

L'OSSATURE MÉTALLIQUE

REVUE MENSUELLE DES APPLICATIONS DE L'ACIER

éditée par

**LE CENTRE BELGO-LUXEMBOURGEOIS
D'INFORMATION DE L'ACIER**

38, boul. Bischoffsheim, Bruxelles - Téléph. : 17.16.63 (2 lignes)

Chèques post. : 340.17 - Adr. télégr. : « Ossature-Bruxelles »

12^e ANNÉE

N^o 7-8

JUILLET-AOUT 1947

S O M M A I R E

La nouvelle gare d'Amsterdam-Amstel, par C. F. B. Le- maire	303
Les ponts en auge de Vedeggio et du Trodobach (Suisse), par F. Kollbrunner et O. Wichser	311
Hangar de grande portée pour le terrain d'aviation de l'Institut National espagnol de la Technique aéro- nautique	317
Le pont Reine Alexandrine au Danemark	322
Théorie de la flexion, torsion et flambage des barres à parois mincées et à section ouverte, par S. P. Timoshenko	328
CHRONIQUE : Le marché de l'acier pendant le mois de mai 1947. - Des journées sidérurgiques au Luxembourg. - XIV ^e Session de l'Association Internationale des Congrès des Chemins de Fer. - Exposition des projets primés à notre concours d'architecture. - Grues du môle de Zeebrugge. - Reconstruction du pont de Herenthals.	342
BIBLIOTHÈQUE	345
BIBLIOGRAPHIE	347

COUVERTURE : La photographie de la couverture représente le
nouveau hangar de grande portée pour le terrain d'aviation de
l'Institut national espagnol de la Technique aéronautique.

ABONNEMENTS 1947 (11 numéros) :

Belgique, Grand-Duché de Luxembourg, Congo belge : 160 francs belges.

France et ses Colonies : 700 francs français, payables au dépositaire général
pour la France : Librairie des Sciences GIRARDOT & Cie, 27, quai des
Grands-Augustins, Paris 6^e (Compte chèques postaux : Paris n^o 1760.73).

Etats-Unis d'Amérique et leurs possessions : 8 dollars, payables à M. Léon
G. RUCQUOI, Technical Consultant to the Steel and Mechanical Indus-
tries of Belgium & Luxembourg, 30 Rockefeller Plaza, New York 20, N. Y.

Autres pays : 280 francs belges.

Tous les abonnements prennent cours le 1^{er} janvier.

PRIX DU NUMÉRO :

Belgique, Grand-Duché de Luxembourg, Congo belge : francs belges 20,-,
France : francs français 80,-, **autres pays** : francs belges 35,-.

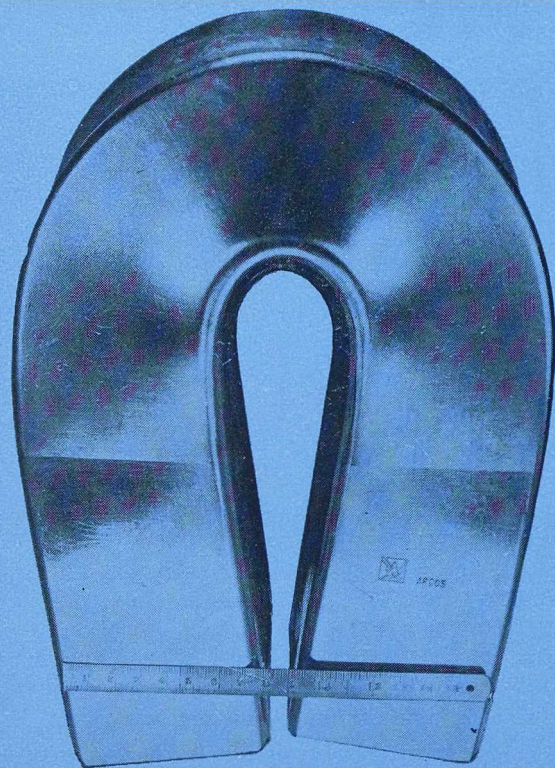
DROIT DE REPRODUCTION :

La reproduction de tout ou partie des articles ou des illustrations ne peut se
faire qu'en citant L'Ossature Métallique.

BIBL. UNIV.
GENT

Soudure

de qualité!



Re : 34-40 kg/mm²

R : 45-49 kg/mm²

A 5d : 25-31 %

ρ : 8-10 kgm/cm²

la Stabilend formule 1946



ARCOS

LA SOUDURE ÉLECTRIQUE AUTOGÈNE, S. A.

58-62, RUE DES DEUX-GARES

TÉLÉPHONE : 21.01.65

BRUXELLES

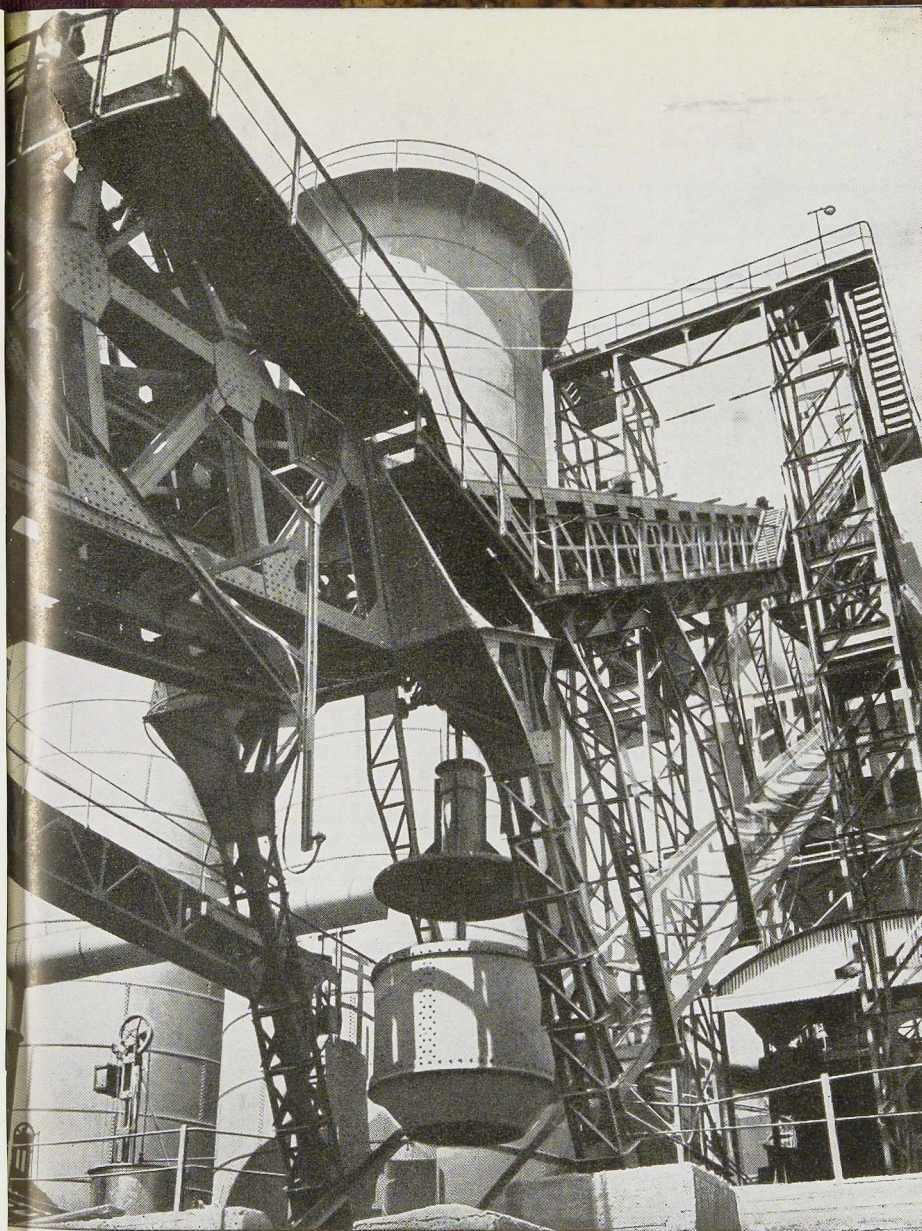


PHOTO W. KESSELS

FOURS À COKE

Cokes : industriels et domestiques. Goudron. Sulfate d'ammoniaque. Huiles légères, etc.

HAUTS FOURNEAUX

Fontes.
Laitiers granulés et concassés.

ACIÉRIES

Bessemer. Thomas. Martin.
Electrique. Aciers ordinaires et spéciaux. Aciers à ressorts.
Scories Thomas.

LAMINOIRS

Rails. Eclisses. Poutrelles I, U, L, T, etc. Tôles lisses. Tôles striées. Tôles à larmes. Larges plats. Aciers marchands. Verges droites. Fil machine. Demi-produits.

FORGES

Bandages et essieux. Pièces de grosse forge. Aciers pour matrices.

FONDERIES

Pièces en fonte et en acier. Grosses pièces jusqu'à 25 T. Cuvelages pour puits de mines.

ATELIERS DE PARACHÈVEMENT

Usinage de pièces de fonte et d'acier. Trains montés pour voitures, wagons et locomotives.

BOULONNERIES

Boulons. Crampons. Tirefonds et rivets.

**USINES
GUSTAVE**

S. A. USINES GUSTAVE BOËL
LA LOUVIÈRE (BELGIQUE)

Téléphones : 522, 525, 532, 1133 L. L. — Télégrammes : BOËL, LA LOUVIÈRE

BOËL

SOUDOMETAL, S. A.

VOUS PRESENTE TROIS NOUVELLES **ELECTRODES** QUI REPONDRONT
PARFAITEMENT A VOS EXIGENCES :

OSSATURES METALLIQUES LEGERES :

CITOFIXE

OSSATURES METALLIQUES LOURDES :

TENACITO } " 45 "
" 55 "

**ECHANTILLONS GRATUITS SUR SIMPLE DEMANDE
ADRESSEE A LA**

S. A. SOUDOMETAL

83, CHAUSSEE DE RUYSBROECK — FOREST-BRUXELLES — Tél. 43.45.65



NOS SPÉCIALITÉS :

Brides de tuyauteries pour hautes pressions

Tôles et accessoires galvanisés

Emboutis lourds et moyens

Ressorts - Am'Acier - Pièces en acier moulé
et pièces forgées (brutes et parachevées)

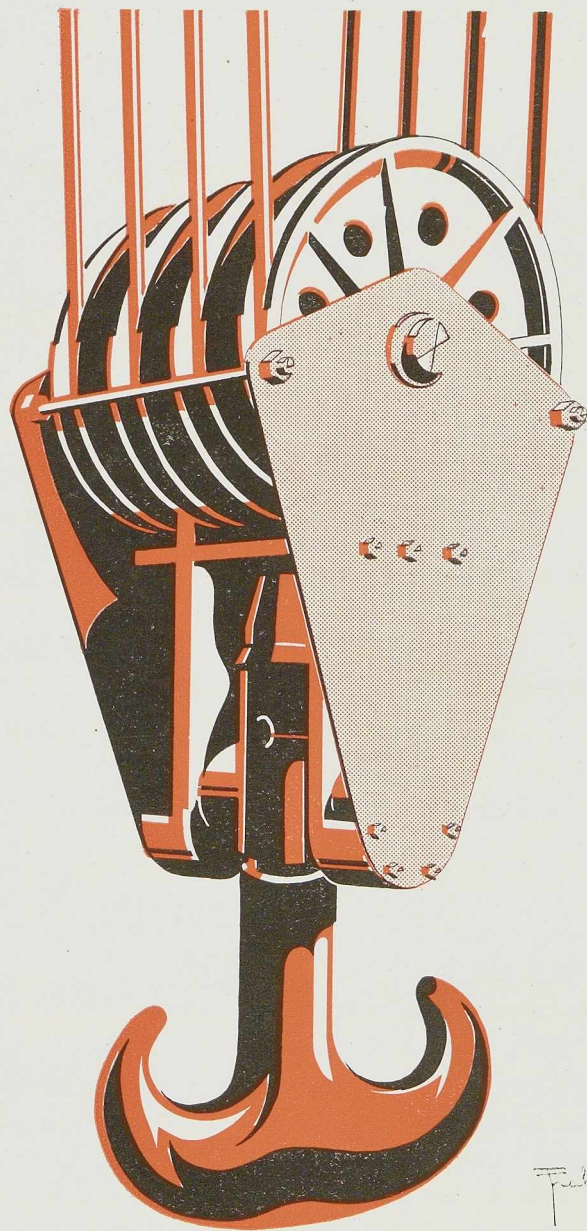
LES ATELIERS MÉTALLURGIQUES S.
A.
NIVELLES

USINES A NIVELLES - TUBIZE - LA SAMBRE - MANAGE

Locomotives - Tenders - Wagons - Voitures - Ponts - Grues - Charpentes

LE TITAN ANVERSOIS

H O B O K E N . L E Z . A N V E R S



TOUS APPAREILS DE LEVAGE

BIBL. UNIV.
GENT



BUNGALOW MÉTALLIQUE

S. A. DES ATELIERS DE CONSTRUCTION DE
JAMBES-NAMUR

Anciens Établissements Th. FINET

JAMBES

PONTS
CHARPENTES
GROSSES TUYAUTERIES
OSSATURES DE BATIMENTS
MAISONS METALLIQUES

W



MANUTENTION



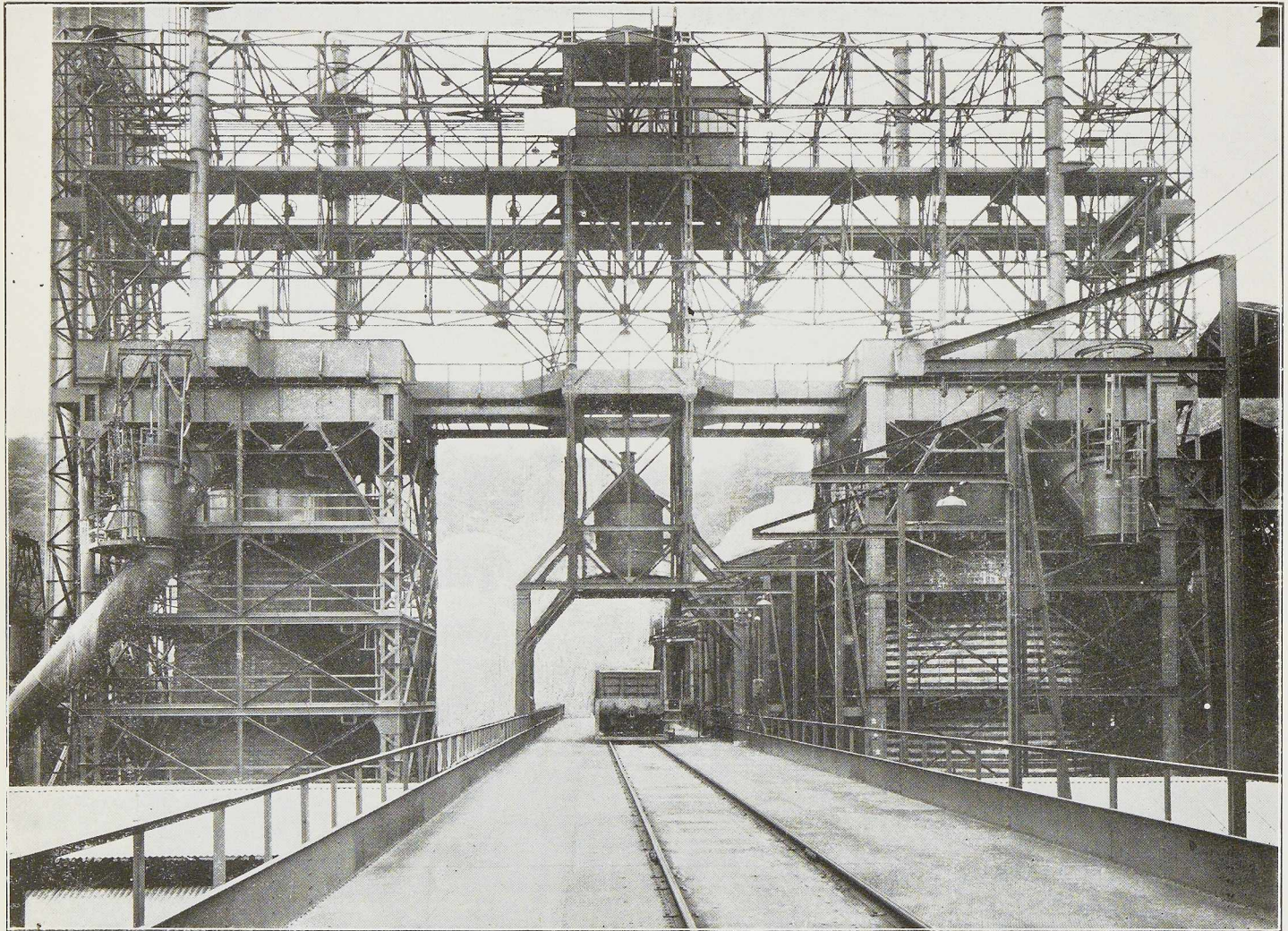
LEVAGE

**ATELIERS DE CONSTRUCTION
MECANIQUE DE TIRLEMONT**

Anciennement Ateliers J.-J. Gilain

TELEGRAMMES : GILAIN • TIRLEMONT • TELEPHONE : 12

**SOCIETE ANONYME DES
ANCIENS ETABLISSEMENTS**

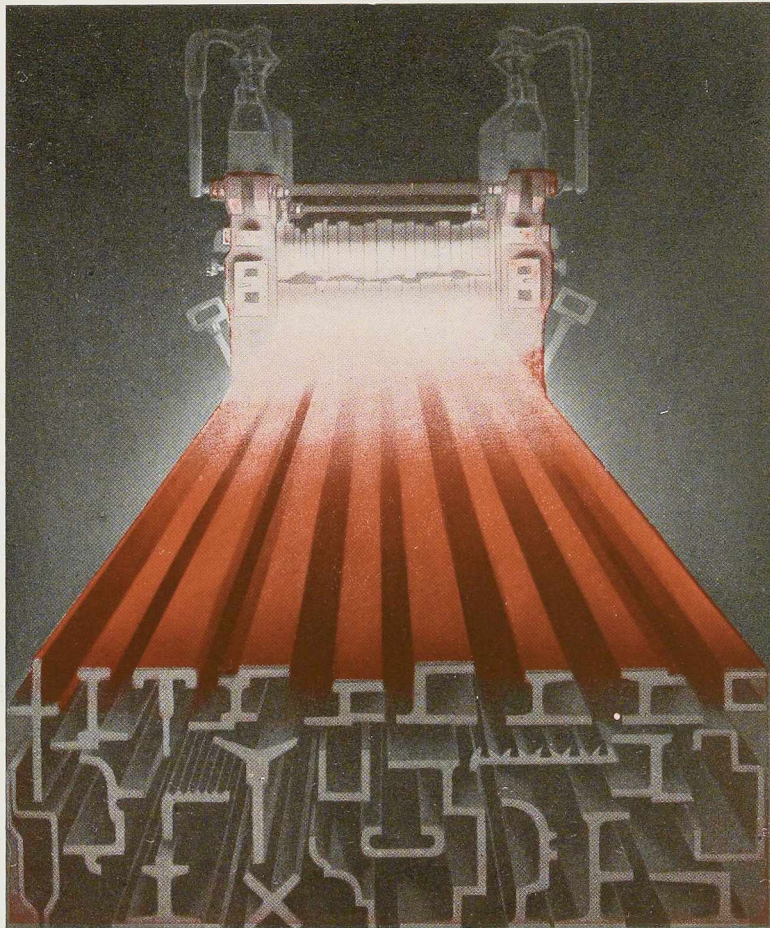


**PAUL WURTH
LUXEMBOURG**

TÉLÉPHONE : 23.22 - 23.23 - ADRESSE TÉLÉGRAPHIQUE : PEWECO-LUXEMBOURG

**CONSTRUCTIONS METALLIQUES ET
MECANIQUES POUR HAUTS FOURNEAUX :**

Charpentes soudées et rivées, blindages en tôle, appareils Cowper, conduites à vent et à gaz, gueulards complets, treuils de chargement, chariots automoteurs avec mécanisme de rotation et bascule pour le transport de bennes, bennes à coke et à minerai, chariots à fonte et à laitier, toutes les armatures de hauts fourneaux et d'appareils Cowper prêtes au montage.



Laminage à chaud

Profilage à froid

Toutes sections
spéciales en acier

Création rapide de
nouveaux profilés

Spécialistes en profilés
pour huisserie
et châssis métalliques

LAMINOIRS

DE LONGTAIN

TÉLÉPHONES : LA LOUVIÈRE 759 et 1527

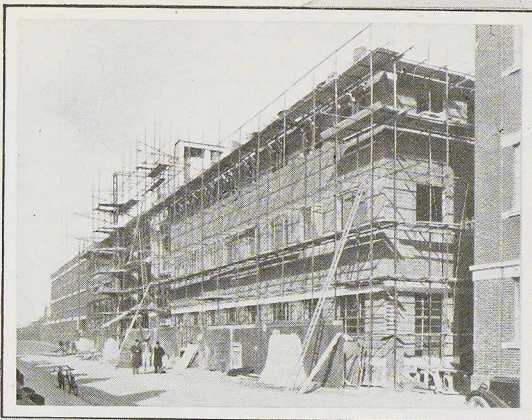
TÉLÉGRAMMES : LAMILONG La Louvière

CODES : Bentley et Acme.

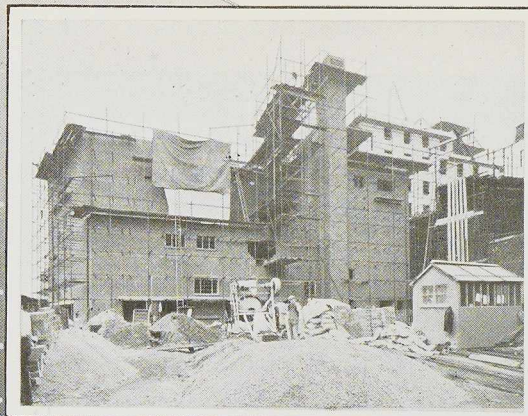
Société Anonyme

LA CROYÈRE (BELGIQUE)

ECHAFAUDAGES TUBULAIRES "BURTON"



ECHAFAUDAGE INDEPENDANT



ECHAFAUDAGE SIMPLE

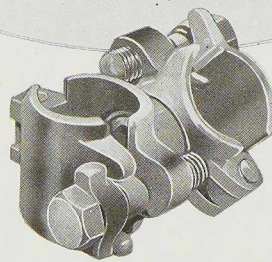


ECHAFAUDAGE INTERIEUR



ECHAFAUDAGE SERVANT D'ETANÇON

Systeme "DOUBLE-GRIP" en acier forgé-estampé



RAPIDITÉ

SÛRETÉ

Concessionnaires exclusifs pour la Belgique, le G.-D. de Luxembourg et le Congo belge

ALEXANDRE DEVIS & C^{IE}

SOCIÉTÉ EN COMMANDITE SIMPLE

43, rue Masui
BRUXELLES
Tél. 15.49.40 (4 lignes)

296, rue Saint-Denis
FOREST
Tél. 44.48.50 (3 lignes)

45, rue Goffart
LIXELLES
Tél. 11.76.38 - 11.76.98

Les constructions tubulaires « Burton » sont brevetées en Belgique et à l'étranger

L'OSSATURE MÉTALLIQUE

REVUE MENSUELLE DES APPLICATIONS DE L'ACIER

12^e ANNÉE - N° 7-8

JUILLET-AOÛT 1947



(Cliché **Architecture d'aujourd'hui.**)
Sculpture de T. Van Reijn.

La nouvelle gare d'Amsterdam-Amstel

par **C. F. B. Lemaire,**

Ingénieur des Constructions civiles A. I. G.

Cinquante ans après la mise en exploitation de la gare centrale d'Amsterdam, deux nouvelles stations ont été inaugurées en 1939. C'est, en effet, le 15 octobre 1889, après huit ans de travaux, que la « Centraal Station » fut finalement achevée. Elle avait coûté environ 2 millions de florins. La gare centrale se compose de l'édifice monumental dû au célèbre architecte hollandais Cuypers, auteur du « Rijksmuseum », conçu dans le même style.

L'emplacement de la gare centrale fut une erreur technique, mais cela ne nous empêche pas d'admirer l'œuvre architecturale du maître Cuypers, conçue en Renaissance hollandaise. L'œuvre a vieilli, évidemment; nous dirions volontiers qu'elle est peu fonctionnelle, mais elle est caractéristique de l'époque de sa conception, comme toutes les gares des grandes villes datant de la fin du XIX^e siècle (comparons-la à la gare d'Anvers, par exemple). Son décor est luxueux, abondant, parfois touffu, applicable aussi bien à un musée, à un palais de justice, qu'à la gare d'une grande ville. L'aménagement intérieur du bâtiment des recettes est inutilement compliqué; la

distribution des locaux n'est pas inspirée par la suite logique des différentes opérations à accomplir pour atteindre un train au départ, ou pour expédier les colis et les bagages.

La collaboration rationnelle de l'ingénieur et de l'architecte a permis de réaliser, à cet égard, des progrès considérables dans les gares construites au cours des dernières années, dans la plupart des pays.

Au point de vue de la capacité de transport ferroviaire, les nouvelles installations de 1889 se montrèrent assez rapidement insuffisantes. D'un autre côté, le développement de la circulation automobile, après 1918, accentua le besoin impérieux de chercher une solution d'extension du côté de l'Est de la ville. Certains passages à niveau y créaient une entrave intolérable à la circulation routière dans la métropole.

En 1926, la ville d'Amsterdam proposa de dresser un plan nouveau, de commun accord avec les délégués des chemins de fer et, si possible, de l'Etat néerlandais. Cette collaboration fut féconde, d'autant plus que la direction des chemins de fer consentit, en 1927, à sacrifier la gare de la



Fig. 349. Gare d'Amsterdam-Amstel.
Vue d'un quai avec son abri, réa-
lisé en charpente métallique soudée
du type à portiques rigides.

Weesperpoort, cependant favorablement située et à la remplacer par une gare nouvelle « L'Amstelstation », à établir dans la direction d'Utrecht.

La carte (fig. 350) indique la partie orientale d'Amsterdam, l'emplacement de la nouvelle gare et la zone environnante intéressée à cette modernisation (1). Le projet approuvé comporte principalement l'exhaussement de tout le chemin de fer à partir de la gare centrale dans la direction de Hilversum, jusqu'au delà de la gare de formation de Watergraafsmeer et, dans la direction d'Utrecht, jusqu'à environ Duivendrecht. On créait ainsi une nouvelle gare pour voyageurs, l'Amstelstation, en remplacement de celle de la Weesperpoort (fig. 350). La vieille station de la Meuderspoort était supprimée et remplacée par une nouvelle gare située plus vers l'Est.

Les avantages obtenus par l'exécution de ce plan résident essentiellement dans la suppression de passages à niveau, au nombre de 21, dans toute la zone intéressée. La ville récupère, d'autre part, des terrains de valeur pour son expansion, par la suppression de la gare de la Weesperpoort, et de ses dépendances.

La gare d'Amsterdam-Est (Amstelstation)

Cette gare dessert une partie importante des

(1) Feu M. Henri Storeq, administrateur de la S. N. C. B., et l'auteur de cette note ont pu visiter les importants travaux d'Amsterdam au cours d'une mission en 1939. Ils y furent pilotés par l'ingénieur Ch. H. T. Driessen, administrateur-directeur des Voies et Travaux des Chemins de fer néerlandais. Nous le remercions ici, un peu tard malgré nous, de son extrême obligeance et de ses nombreux renseignements.

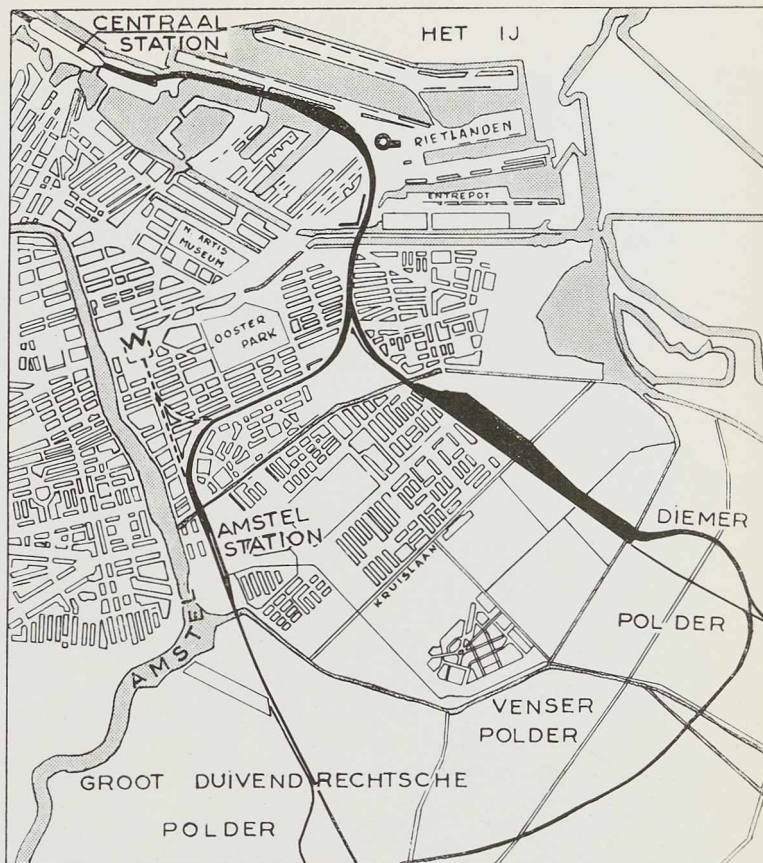
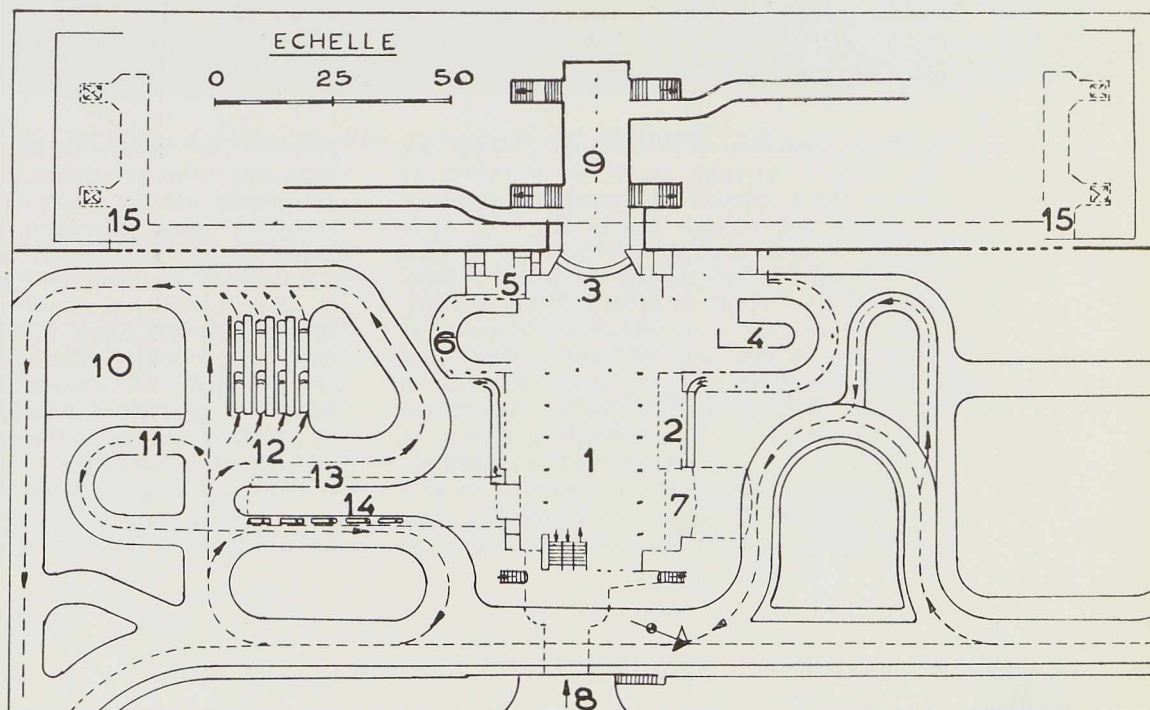


Fig. 350. Nœud ferroviaire d'Amsterdam-Est, W indique l'emplacement de l'ancienne gare de Weesperpoort.

Fig. 351. Plan de la gare d'Amsterdam - Amstel :

1. Hall;
2. Guichets;
3. Contrôle;
4. Bagages;
5. Toilette;
6. Coiffeur;
7. Entrée des voyageurs arrivant en voitures;
8. Entrée venant du tunnel des tramways;
9. Tunnel d'accès pour voyageurs;
10. Garage pour voitures;
11. Taxis;
12. Autos;
13. Autos particulières;
14. Taxis;
15. Tunnel pour bagages.



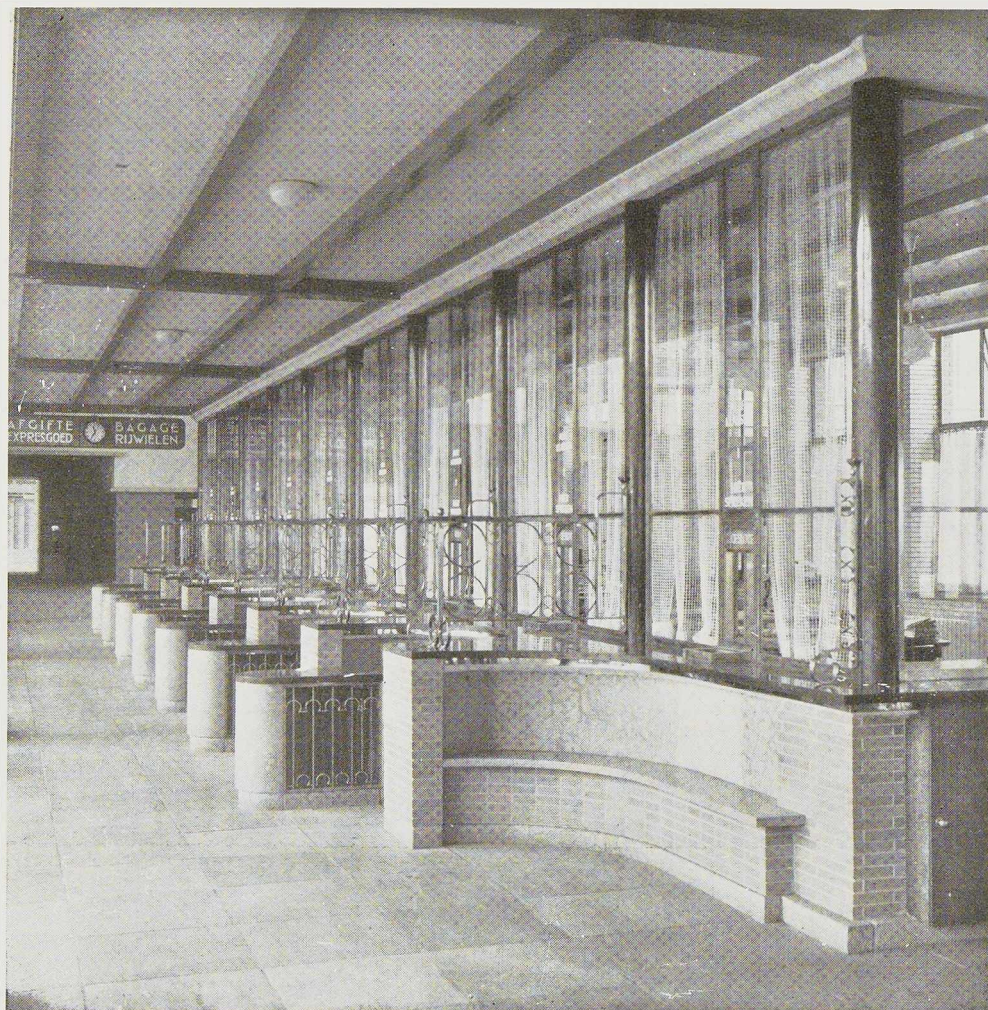


Fig. 352.
Salle des guichets de la gare d'Amsterdam - Amsterdam.

(Cliché Architecture d'aujourd'hui.)

quartiers modernes de la ville; on y accède par un viaduc à charpente soudée de 30 mètres de largeur sur 4 appuis. Cet ouvrage est construit au niveau des remblais d'accès des voies de la nouvelle gare. La circulation se subdivise en deux courants sur le vaste emplacement planté et aménagé par les services de la ville. Grâce aux dispositions adoptées, la circulation des tramways et des taxis suit des voies différentes. C'est ainsi que les tramways plongent d'une hauteur de 2 mètres, alors que les taxis suivent une rampe atteignant 2 mètres de différence de niveau, et s'arrêtent devant l'entrée principale du bâtiment des recettes; ils vont ensuite se garer sous un long auvent situé du côté opposé du bâtiment.

Contrairement à la disposition classique, le

bâtiment des recettes est érigé perpendiculairement aux voies principales. Le bâtiment de la gare repose sur des pieux en béton armé; tout l'étage en sous-sol est réalisé également en béton armé. En vue notamment de réduire le délai d'exécution, l'auteur du projet, l'ingénieur H. G. J. Schelling, a adopté un système portant en charpente métallique soudée reposant sur les fondations. Vue de l'extérieur, la charpente apparaît peu, mais, à l'intérieur de la salle des pas perdus, on peut admirer l'élégance et la légèreté de l'ossature entièrement soudée.

L'adoption d'une ossature métallique a un autre avantage, celui de permettre de poursuivre rapidement les travaux de parachèvement, et de placer dès le début les plaques en béton Bims. Le





Fig. 353. Gare d'Amsterdam-Amstel. Le bâtiment du grand hall.

travail a pu ainsi se faire à l'abri des intempéries, ce qui a donné un meilleur rendement de la main-d'œuvre.

La salle des pas perdus, de forme rectangulaire, complètement vitrée sur les longs côtés, donne à l'ensemble un caractère de clarté, d'ordre et d'un luxe reposant, que nous avons rarement pu admirer en Europe. Aussi, l'effet est-il absolument désastreux lorsqu'on s'avise de visiter l'ancienne gare centrale après avoir vu celle d'Amstel.

La carcasse métallique des deux pignons est

remplie au moyen d'une plinthe en pierre de taille, surmontée par une maçonnerie de briques claires. Les deux petits côtés sont ornés intérieurement de vastes panneaux peints de 20×9 mètres dont l'un évoque la signification mondiale du chemin de fer et ses progrès techniques, et l'autre, le développement de la locomotive avec, au milieu, ses trois inventeurs principaux : Watt, Seguin et Stephenson. Dans la partie inférieure de ces panneaux, l'artiste rappelle en ton mineur les expériences et les prémices de la locomotive. Toutes ces locomotives entourent symboliquement

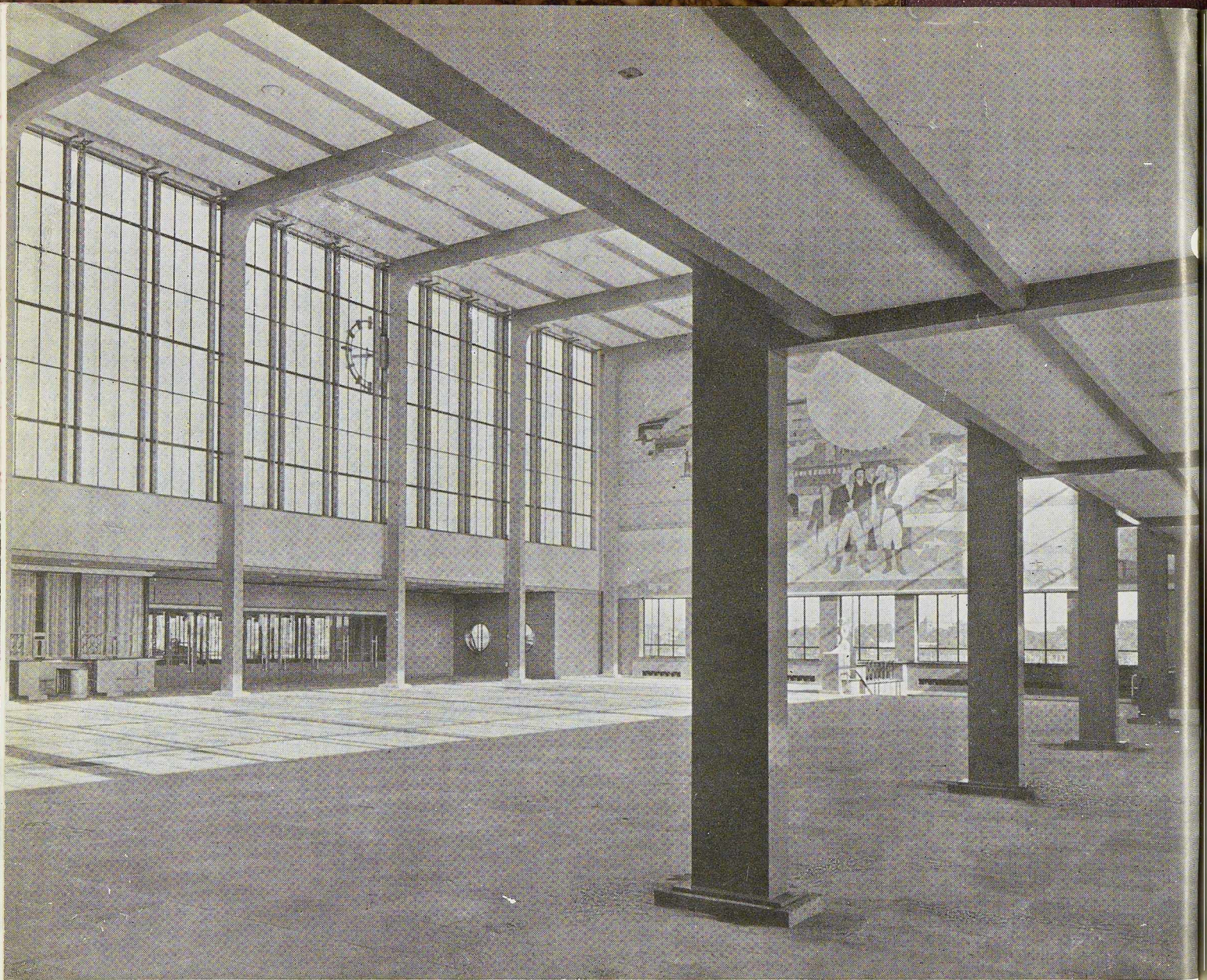


Fig. 354. Vue du grand hall de la gare d'Amsterdam-Amstel : portiques en acier soudés laissés apparents.

la terre, de leur fumée. Ces panneaux décoratifs sont du meilleur effet. Ils s'allient parfaitement avec la beauté claire de l'ossature métallique.

La disposition fonctionnelle du grand hall est la suivante : en entrant, le voyageur trouve à droite la batterie des guichets pour la distribution des billets, suivis immédiatement du local réservé au service des bagages. Au fond de la salle, le voyageur descend vers le tunnel sous voies et prend l'un ou l'autre escalier conduisant aux deux quais d'embarquement. Le voyageur, pour lequel l'usage des escaliers est pénible, peut aussi utiliser aux mêmes fins un des deux plans inclinés.

Un tunnel unique, sous les voies, dans le prolongement de la salle des pas perdus, sert à la fois comme accès au quai pour les voyageurs entrant et sortant; ce tunnel a 10 mètres de largeur. Une solution analogue a été adoptée pour la nouvelle gare de Bruges ⁽¹⁾.

Cette solution est économique comme construction et comme dépenses d'exploitation (contrôle). Les escaliers d'accès aux quais ont 4 mètres de largeur.

Comme installation secondaire de la salle des pas perdus, il convient de signaler encore un grand kiosque à journaux, livres et périodiques, établi largement. Le long des côtés du hall, on rencontre tous les services indispensables à toute gare moderne d'une certaine importance : buvettes, débits de tabacs, salons de coiffure, lavatoires avec bain, salons d'habillement, etc. La tonalité générale du hall est d'un gris souris, donnant à l'ensemble (peintures, pavements et revêtements), une impression de richesse et de calme.

Passons aux quais. Le quai d'arrivée a une largeur de 10 mètres et celui de départ 16^m60. Cette différence se justifie du fait que l'arrivée des voyageurs se fait dans un laps de temps plus grand que leur évacuation.

Chaque quai dessert deux voies et s'étend sur 330 mètres. Sur les quais, on rencontre des salles d'attente, des toilettes et une cabine électrique centrale. La longueur de chaque abri est de 230 mètres, correspondant à un train électrique composé de 10 voitures. Ces abris sont bas et réalisés en charpentes métalliques soudées; leur couverture est très simple. Leur hauteur a été réduite à un strict minimum. Les fermes sont constituées de portiques rigides dont la poutre supérieure se trouve seulement à 0^m50 au-dessus du câble de traction. Un grand nombre d'appuis intermédiaires permet d'adopter transversalement

des profilés de petites dimensions, l'entre-distance admise est de 10 mètres. Au-dessus du premier quai (de 10 mètres de largeur) un long toit vitré permet un éclairage abondant et deux lanternes du même type existent au-dessus du second quai, dont la largeur est de 16 mètres.

Au-dessus des voies, on a prévu un couloir de ventilation, ouvert latéralement et couvert de plaques ondulées en éternit.

En prévision de la circulation de certains trains à vapeur, pour le service international des voyageurs, le vitrage latéral des deux côtés des abris n'est pas complètement fermé, pour parer, le cas échéant, au rabattement de la fumée sur les quais (des essais systématiques, sur modèles réduits, ont été faits à cet égard dans le tunnel du laboratoire national de l'aviation à Amsterdam).

Les ascenseurs à bagages installés vers l'extrémité des abris parapluies, sont réunis par un tunnel aux locaux d'acceptation et de dépôt des bagages du rez-de-chaussée. Ce tunnel passe en dessous du tunnel pour voyageurs, afin d'éviter la coupure que l'on rencontre dans les anciennes gares, telles Amsterdam C. S. (solution analogue à celle adoptée pour les nouvelles gares de Bruges, Bruxelles-Nord et Bruxelles-Midi).

L'aménagement et l'ameublement des salles d'attente de première et de seconde classes s'inspire des intérieurs modernes. L'architecte y a renoncé à la peluche et au velours des ministères et administrations publiques. Les murs sont constitués de panneaux en triplex et noyer. Le grand hall et les locaux sont pavés de dalles en quartzite du Nord. Les salles d'attente sont couvertes de banquettes posées en dessins géométriques au moyen de petits blocs disposés trois par trois, donnant une impression d'intimité à l'ensemble.

La peluche rouge au milieu d'une salle haute, inséparable des anciennes stations, a disparu. Il en est de même du mobilier classique, rigide, aux sculptures compliquées, autour d'une lourde table de conseil d'administration. Tout cela n'est plus que légende.

Dans la nouvelle gare d'Amsterdam, on trouve une série de petites tables rondes, solides bien que légères, de hêtre clair, couvertes d'un linoléum crème complétées par des chaises du même bois, et de même tonalité claire. Le souci d'obtenir un milieu sympathique, propre et clair a présidé également à l'élaboration du projet de la salle d'attente de troisième classe. L'accès et les abords des guichets sont particulièrement étudiés. La table des guichets est en pierre calcaire rouge de Suède; en dessous des guichets, une niche permet de déposer valises et colis. Des tables sont placées entre l'accès et la sortie des guichets.

⁽¹⁾ Voir *La gare de Bruges*, par l'auteur de cet article (*Annales des Travaux Publics de Belgique*, juin 1946).



Fig. 355. Gare d'Amsterdam-Amstel : départ des véhicules.

Tout en cachant les radiateurs du chauffage, elles permettent aux voyageurs de déposer ou d'ouvrir une valise ou une serviette.

La buvette de la salle des pas perdus est garnie d'un mobilier en rotin, de teinte fraîche. Dans tout le bâtiment, il a été fait un assez large usage du cuivre. Les poignées des grandes portes, par contre, ne sont pas, comme d'habitude, en métal chromé, mais en acier inoxydable, d'entretien facile et peu coûteux. Les portes et châssis de fenêtres sont métalliques.

Autour des guichets de distribution des billets, on a utilisé du bronze, dont l'aspect attire immédiatement le regard.

Tous ces détails donnent à la gare d'Amstel le charme d'un intérieur moderne, et les facilités désirables pour les voyageurs. C'est une œuvre remarquable, et tout à l'honneur de l'utilisation de la charpente métallique.

Le projet des bâtiments est dû à l'ingénieur H. G. J. Schelling, qu'il convient de louer pour sa conception simple, son sens pratique et son modernisme de bon aloi.

Disons aussi un mot de l'installation de chauffage central. Celui-ci est à l'eau chaude à circulation rapide, au moyen d'une pompe centrifuge. Tout le complexe hall, locaux de service, locaux de ventes, locaux des quais d'embarquement sont desservis en partant du bâtiment central. Les chaudières installées dans les sous-sols sont chauffées au moyen d'anthracite ou de coke. Leur alimentation se fait au moyen d'un transport à vis sans fin. La consommation du charbon est estimée à 250 tonnes par hiver.

Pour le chauffage de la salle des pas perdus, on s'est efforcé à placer les radiateurs là où l'on

pense que les voyageurs se tiendront de préférence. La forme et l'emplacement des radiateurs ont d'ailleurs été déterminés en s'inspirant du caractère architectural. Des radiateurs ont été spécialement étudiés pour être placés en dessous des tableaux de réglementation des services et sous les grandes verrières des pignons Nord et Sud. Ils se trouvent à 3^m50 environ au-dessus du sol et ont 1^m60 de hauteur; ces radiateurs sont constitués pour les deux parois, par six longueurs de 6^m50 environ. Entre les bancs et devant les guichets, les radiateurs sont également conçus de façon à ne pas nuire à l'aspect général des installations, ni à leur caractère.

La distribution de chaleur est réglée automatiquement par la température régnant à l'extérieur, afin de réduire la consommation du combustible au minimum en tout temps.

C. L.

BIBLIOGRAPHIE

- Spoor en Tramwegen* : Modernisation de la « Centraal Station » d'Amsterdam, n° 18 du 29 août 1933.
Id. : La nouvelle gare d'Amstel, par H. G. J. Schelling, n° 5 du 1^{er} mars 1938.
Id. : Améliorations des transports vers l'Est d'Amsterdam, par Ir. A. Plomp, n° 14 du 5 juillet 1938.
Id. : Les travaux des chemins de fer à Amsterdam, par Ir. A. Plomp, n° 21 du 14 octobre 1939.
Id. : L'inauguration officielle des nouvelles gares d'Amsterdam, n° 22 du 27 octobre 1939.
 Conférence de l'ingénieur Ch. H. I. Driessen : Les travaux d'Amsterdam; Société Provinciale d'Utrecht, le 31 mai 1938.
De Ingenieur : Nouvelles gares d'Amsterdam (conférence devant l'Institut Royal des Ingénieurs), par H. G. I. Schelling, n° 51 du 22 décembre 1939.
Polytechnisch weekblad : Passages inférieurs sous la ligne surélevée à Amsterdam-Est, par Ir. E. Maas Geesteranus, n° 11 de novembre 1939.
L'Architecture d'aujourd'hui : Deux gares à Amsterdam, n° 9, novembre-décembre 1946.



Les ponts en auge de Vedeggio et du Trodobach (Suisse)

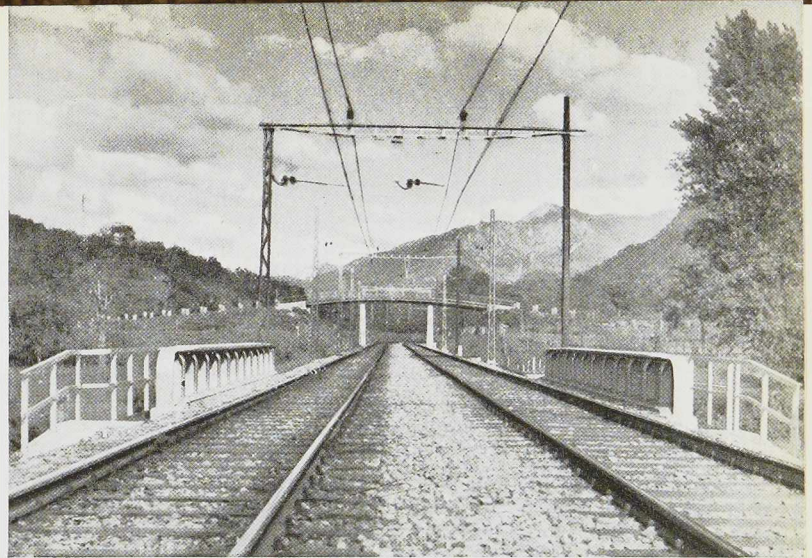


Fig. 356. Vue d'enfilade du pont de Vedeggio.

par **F. Kollbrunner**,

Dr. Sc., Directeur de la S. A. Conrad Zschokke

et **O. Wichser**,

Ingénieur E. P. F., Chef de Section des Ponts aux Chemins de fer Fédéraux.

Pont de Vedeggio

La transformation de la ligne de chemin de fer Riviera-Taverno, en une ligne à double voie, fut achevée en 1946 par le tronçon reliant Rivera à Mezzovico; ce tronçon, constituant la rampe Sud de la ligne du Gothard, traverse la rivière Vedeggio à 2 km 1/2 au sud de Rivera (au km 167,662) qu'elle suit ensuite en direction Sud jusqu'au tunnel de Massagno. Cette traversée du Vedeggio exigea la reconstruction de l'ancien pont, reconstruction réalisée en 1944.

Le Vedeggio est sujet à de fortes et rapides crues, à la suite de pluies; d'autre part, on désirait maintenir la continuité du ballast pour la traversée de ce pont. Ce fait limite la hauteur constructive de l'ouvrage. Il fut également jugé souhaitable de maintenir l'écartement normal de 3^m60 entre les deux voies, ce qui porta le choix des ingénieurs sur un pont « en auge » à deux maitresses-poutres à âme pleine, de 13^m98 de portée et de 7^m50 d'écartement d'axe en axe (fig. 357).

Les conditions économiques existant en 1944, obligèrent les constructeurs à utiliser les poutrelles mises à leur disposition par les Chemins de fer Fédéraux (C. F. F.), c'est-à-dire des poutrelles à âme pleine d'environ 1 mètre de hauteur

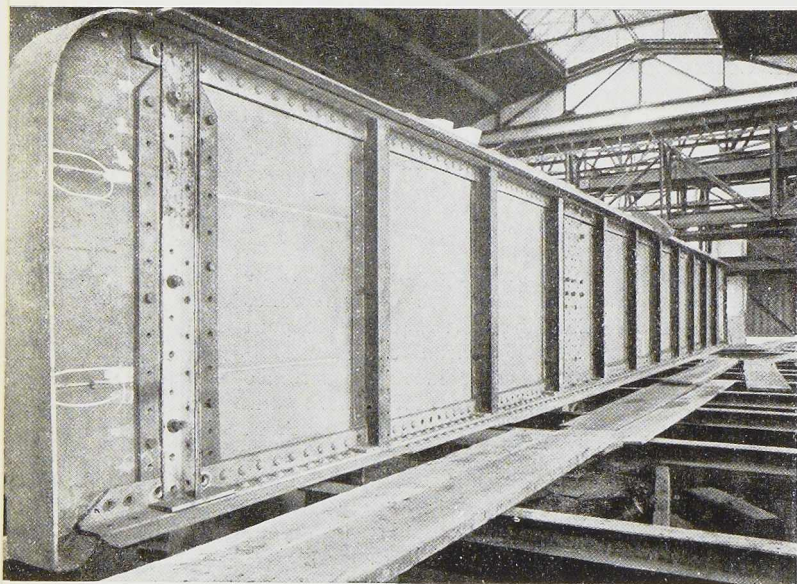
provenant de la démolition d'un pont sur la ligne Bâle-Delsberg en 1942, ainsi que des poutrelles à larges ailes DIL 28. La construction de ce pont a été réalisée par la S. A. Conrad Zschokke, Döttingen, en collaboration avec la firme Cattaneo Ferriere S. A., Giubiasco, conformément aux plans et projets établis par la régie des C. F. F. Le poids total de la superstructure métallique atteint 41,9 tonnes. Ces poutrelles furent utilisées comme maitresses-poutres après découpage et intercalation d'une tôle de 654 × 14 mm pour rendre la hauteur égale à 1^m600 (fig. 358).

On avait d'abord envisagé de constituer un système mixte dans lequel le tablier en béton armé aurait des armatures dans les deux directions principales.

Dans la construction définitive, la rigidité dans ces deux directions put être proportionnée, d'une part, pour la faire correspondre exactement aux efforts de sollicitation du tablier et, d'autre part, de manière à pouvoir réutiliser les trous de rivets existant dans les maitresses-poutres, qui sont, comme déjà dit, de réemploi.

La figure 362 donne les diagrammes des moments dans les deux directions sous la charge normale sans effet d'impact. Elle montre nettement l'avantage du système mixte, qui permet de réduire les moments de 40 %. Une entretoise

sur deux est assemblée au montant par soudure pour former un cadre rigide en U; les ailes supérieures des entretoises sont relevées de l'angle de 90°, suivant une courbure de 50 mm de rayon, pour être soudées bout-à-bout à l'aile extérieure du montant constitué en poutrelles DIN 20. Les ailes opposées sont découpées à leur intersection et soudées ensemble. Les âmes sont découpées au début de courbures des ailes, et le cran ainsi constitué est complété par une tôle de 20 mm d'épaisseur. L'ensemble du semi-cadre ainsi constitué est assemblé par rivure aux maîtresses-poutres en même temps qu'aux raidisseurs



extérieurs et aux consoles des passerelles extérieures.

Les soudures furent réalisées, avec de bons résultats, moyennant l'électrode « Supercord », à l'exception d'une des maîtresses-poutres, dont l'acier différait sensiblement de celui des autres et pour laquelle on utilisa l'électrode « S C W », adopté après de nombreux essais.

La figure 361 donne une vue du pont achevé et assemblé à l'atelier.

Les trous dans les entretoises pour le passage des fers ronds d'armature

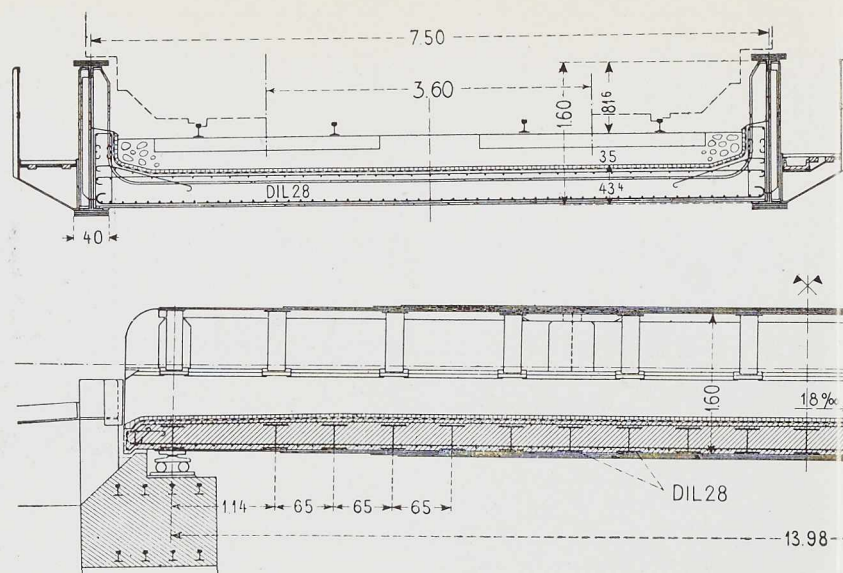
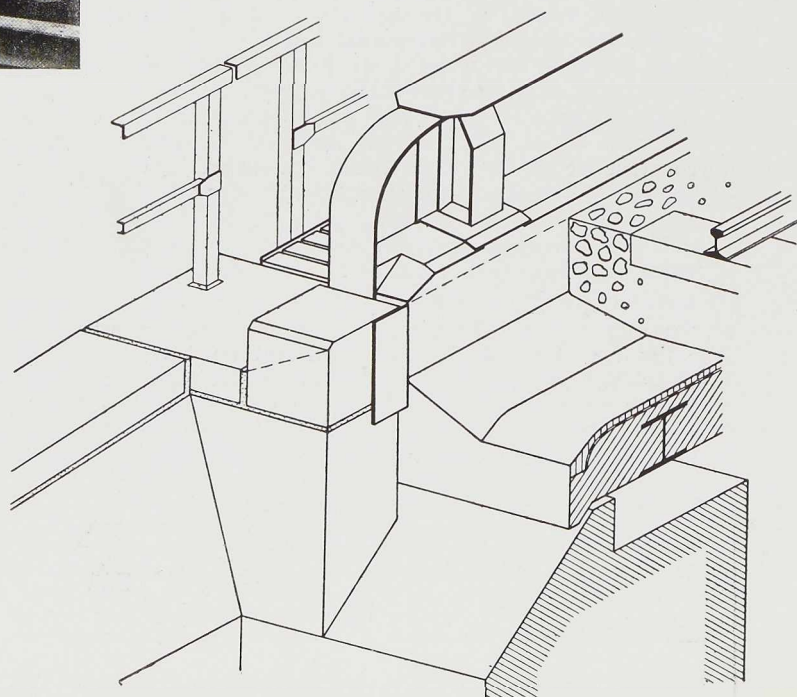
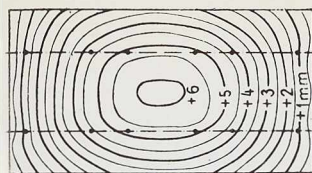


Fig. 357 (ci-dessus). Coupes transversale et longitudinale du pont de Vedeggio.

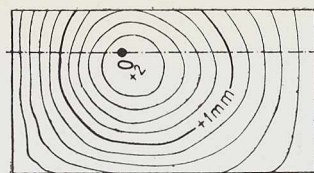
Fig. 358 (ci-contre). Maîtresse-poutre assemblée par soudure en atelier.

Fig. 359 (ci-dessous). Coupe axonométrique d'un des appuis du pont de Vedeggio.





• Charges de 17 tonnes



• Charge de 36 tonnes

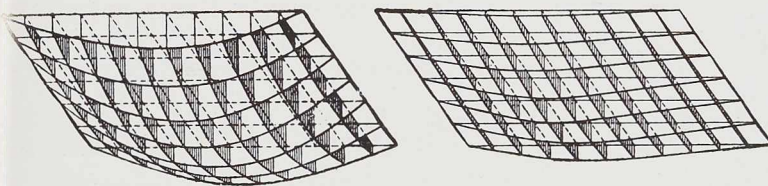
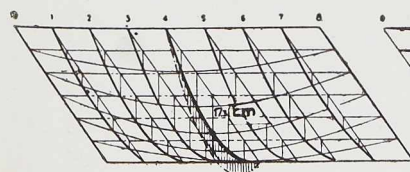
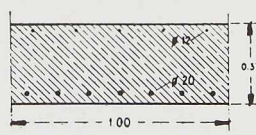
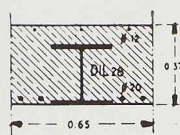
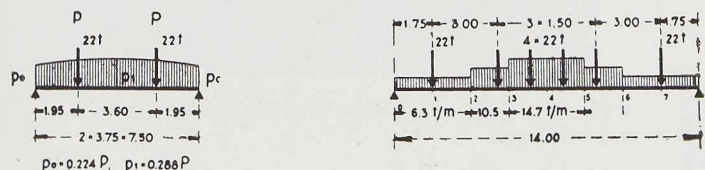


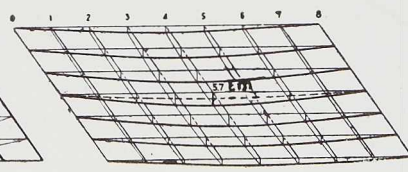
Fig. 360 (ci-dessus). Diagrammes des déformations élastiques relevées, respectivement pour un convoi de deux locomotives de 100 tonnes, à trois essieux, et pour une charge unique de 36 tonnes.

Fig. 361 (ci-contre). Pont de Vedeggio monté à blanc.

Fig. 362 (ci-dessous). Diagrammes des moments fléchissants calculés pour un convoi type à 6 essieux conformément au schéma ci-après, la partie hachurée montre la réduction (de l'ordre de 40 %) obtenue par l'effet du tablier, pour la section longitudinale le même effet est indiqué par le trait interrompu.



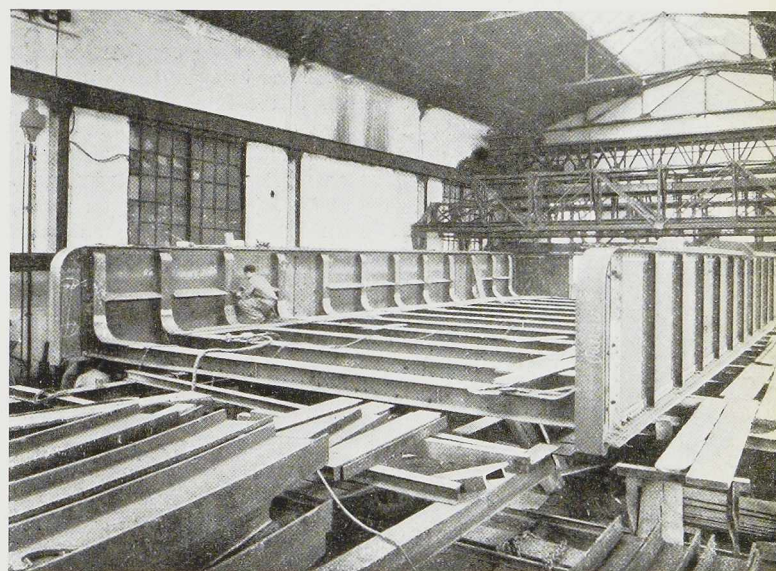
Section transversale



Section longitudinale

du béton y sont nettement visibles.

Le tablier, constitué par du béton vibré, dosé à 300 kg de ciment Portland à haute résistance, forme cuvette. Les parois latérales de cette cuvette sont arrêtées à des tôles de protection fixées aux maîtresses-poutres. Une double couche d'asphalte protège le tablier contre toute pénétration d'eau. La coupe axonométrique (fig. 359), montre ces diverses couches, ainsi que le ballast et les traverses supports des rails. Des rebords sur les appuis permettent l'écoulement des eaux vers l'arrière. Les supports du pont sont constitués sur chaque culée par quatre appuis (dont deux sous les maîtresses-



poutres et deux au tiers de l'entretoise extrême). Il est à noter que la moitié de ces appuis provient de l'ancienne construction à voie unique.

Construction

Après élargissement des fondations, l'ancien ouvrage fut ripé latéralement pour être remplacé par une passerelle provisoire de 20 mètres de portée (fig. 365), constituée par deux poutrelles à larges ailes pour chaque rail reposant sur des appuis à l'arrière

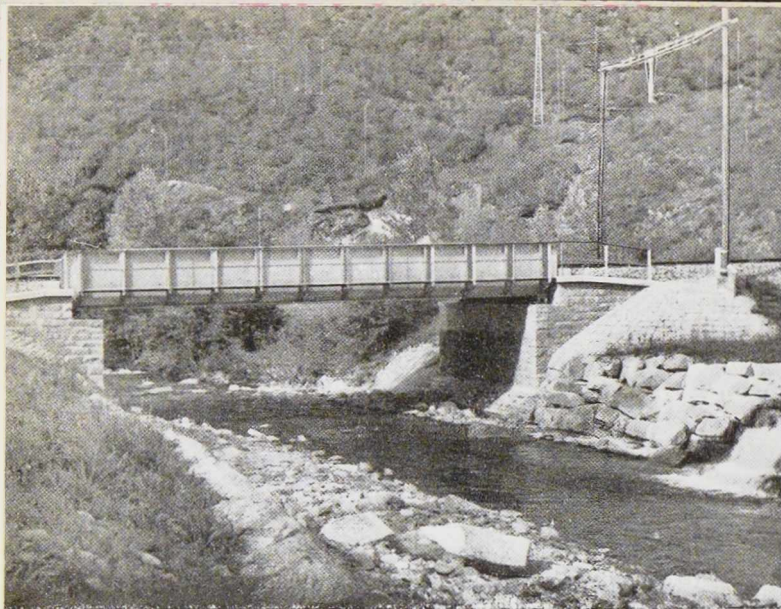


Fig. 363. Vue vers l'amont du pont de Vedeggio.

des culées. De cette manière, la construction du pont put être réalisée sans interruption du trafic, en trois étapes d'une durée totale de 7 heures.

Les seuls engins utilisés pour ces travaux furent un wagon-grue ainsi qu'une poutre auxiliaire pour la pose des entretoises. Les maîtresse-poutres, achevées en atelier, furent mises en place, la première, celle du côté aval, directement dans sa position définitive; la seconde, celle du côté amont, à 1 mètre à l'extérieur de son emplacement définitif, mais au même niveau.

A la suite de ces premiers travaux, on fixa les demi-cadres ainsi que les entretoises sur la première maîtresse-poutre, ces demi-cadres et entretoises étant supportés par la poutrelle auxiliaire reposant sur les deux culées.

Le ripage latéral de la seconde maîtresse-poutre fut réalisé par des boulons réunissant celle-ci aux entretoises. Ensuite on procéda à l'assemblage des passerelles latérales. En ce qui concerne celles-ci, il faut noter leur aspect agréable, rehaussé par les chemins d'accès en pente douce (fig. 363).

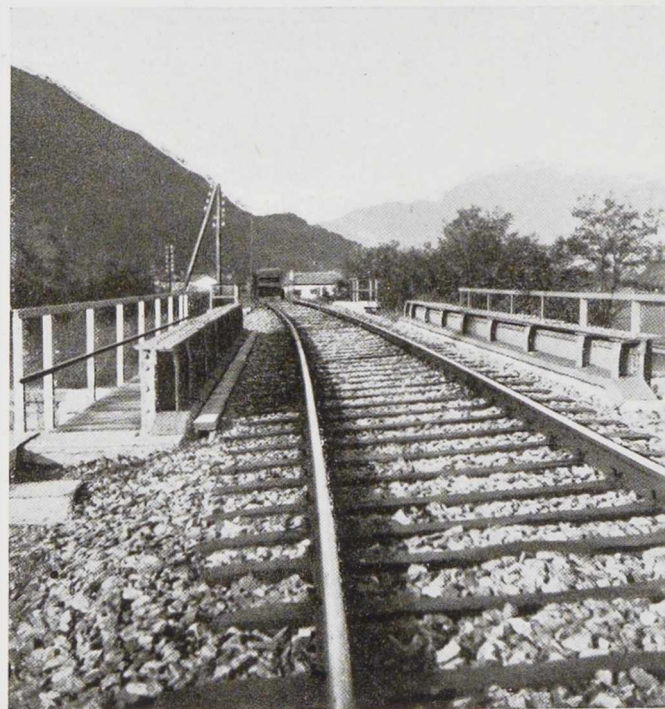


Fig. 364 (ci-dessus). Vue d'enfilade du pont du Trodobach.

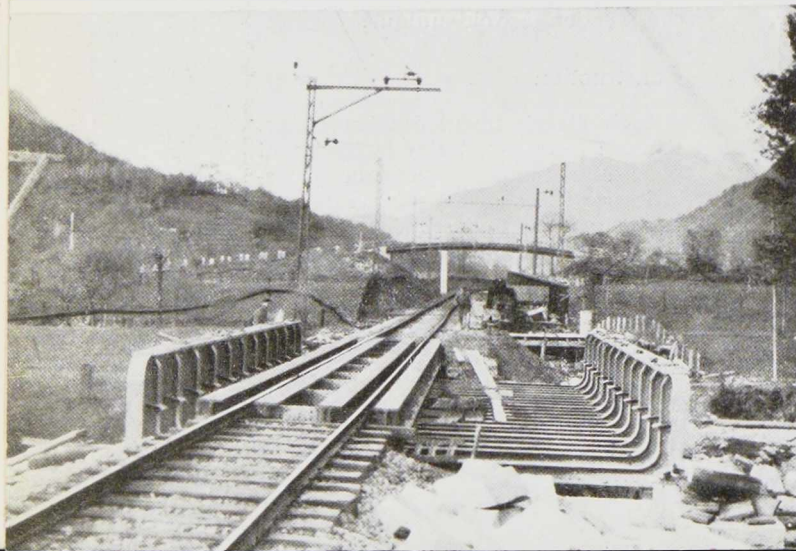
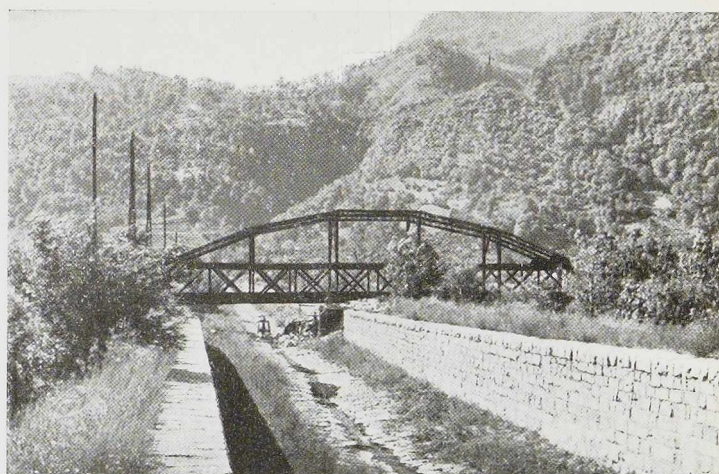


Fig. 365 (ci-contre). Montage du nouveau pont de Vedeggio; le trafic est assuré provisoirement par une passerelle constituée de 4 poutrelles à larges ailes, deux pour chaque rail.

Fig. 366. Vue de l'ancien pont du Trodobach, la canalisation du Trodo a permis de réduire la portée du nouveau pont à 14 mètres.



Pont du Trodobach

C'est vers la même époque que, par suite de l'électrification de la ligne Cadenazzo-Dirinella, il fut décidé de remplacer l'ancien pont en treillis de 35 mètres de portée, renforcé par un arc franchissant la rivière Trodo (au km 163,244), par un nouveau pont « en auge » de 14 mètres de portée. Cette réduction de portée put être réalisée du fait de la correction du Trodobach, dont le lit avait été canalisé. Ce pont, comportant 24,4 tonnes d'acier, fut réalisé par la S. A. Conrad Zschokke à Döttingen, conformément aux projet et plans établis par les C. F. F. (fig. 369).

Ce projet comporte deux maîtresses-poutres de

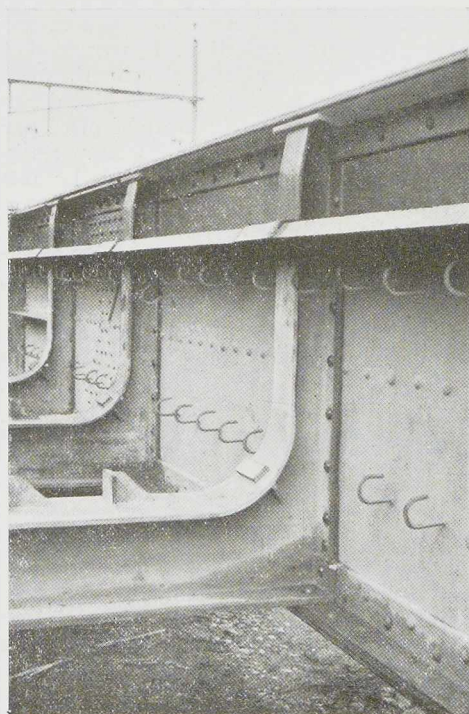
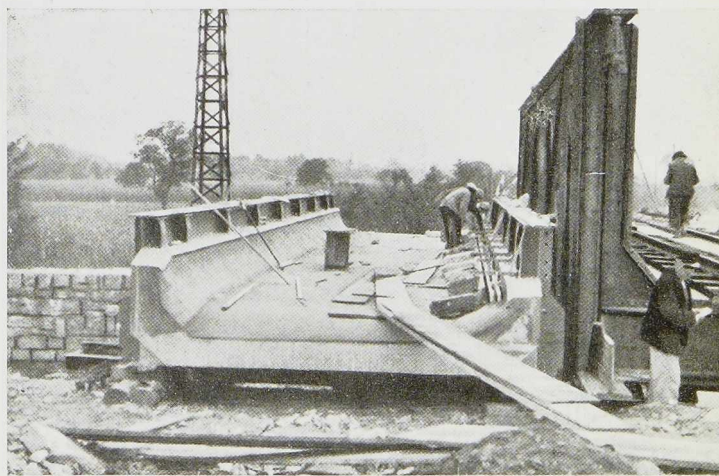


Fig. 367 (ci-contre). Maîtresse-poutre montrant la fixation des entretoises en HN 30 soudées à des montants en HN 16.

Fig. 368 (ci-contre). Pont du Trodobach avant son ripage latéral.



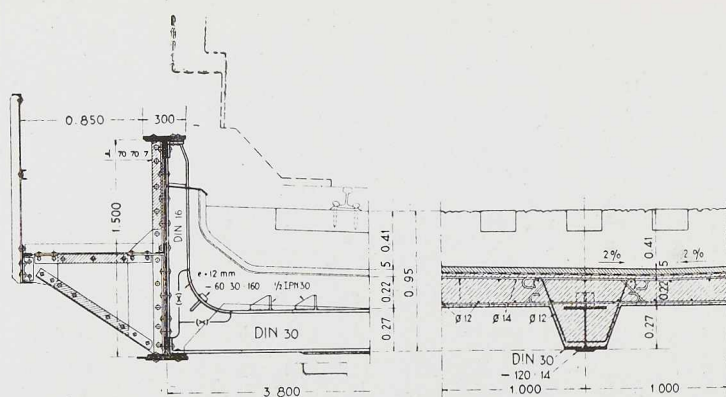


Fig. 369. Coupes transversale et longitudinale du pont sur le Trodo.

1^m50 de hauteur et de 3^m80 d'écartement d'axe en axe. Toutes les entretoises en Hx 30 forment, soudées à des montants en Hx 16, des demicadres. Cet assemblage a été réalisé par des soudures bout-à-bout en X, les échancrures dans les deux poutrelles étant moindres que pour le pont de Vedeggio. L'ensemble est conçu comme système mixte avec la dalle en béton armé dans les deux directions. Des rebords soudés aux entretoises (fig. 367 et 369) réduisent tout risque de glissement longitudinal. Tous les détails d'exécution, notamment en ce qui concerne la fixation des entretoises aux maîtresses-poutres, sont pratiquement identiques à ceux du pont de Vedeggio.

En ce qui concerne les matériaux, la même pénurie obligea les Chemins de fer Fédéraux à réutiliser d'anciennes poutres de réemploi provenant d'un pont de 16 mètres de portée, portée

pour laquelle elles ne furent plus suffisantes, alors qu'elles convenaient parfaitement pour une portée réduite de 14 mètres. A remarquer que les trous de rivets étaient réajustés au diamètre supérieur, vu leur ovalisation. L'ouvrage, entièrement monté près de l'emplacement, à l'exception des passerelles, fut amené à pied d'œuvre par deux wagons-grues (fig. 370) et placé parallèlement à l'ancien pont sur des supports provisoires où il fut parachevé (fig. 368). En même temps, l'ancien pont en treillis eut sa portée réduite et l'arc de renforcement démonté. Le démontage des rails, ripage des deux ouvrages, réglage du nouveau pont sur ses appuis, pose du ballast et de la nouvelle voie, fut réalisé entre le passage successif de deux trains, c'est-à-dire une durée de moins de trois heures.

F. K. et O. W.

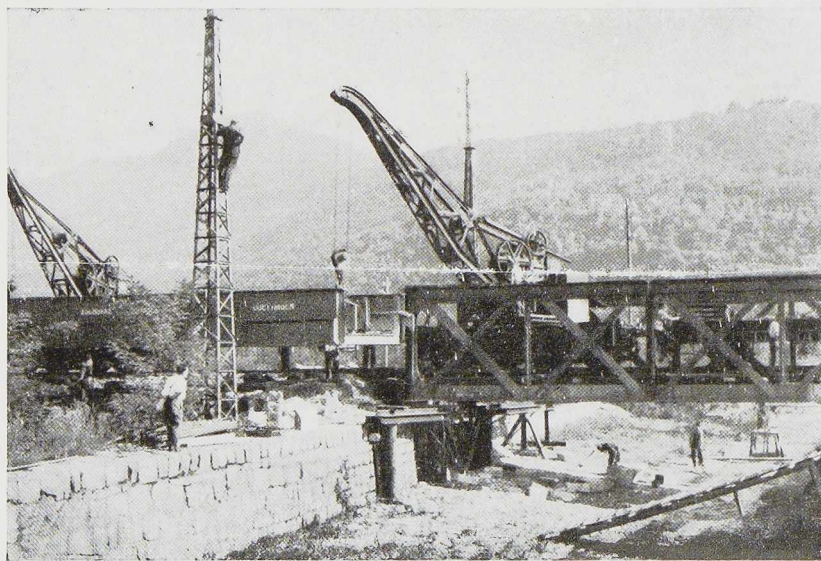


Fig. 370. Mise en place du pont du Trodobach.

(Clichés S. A. Conrad Zschokke.)



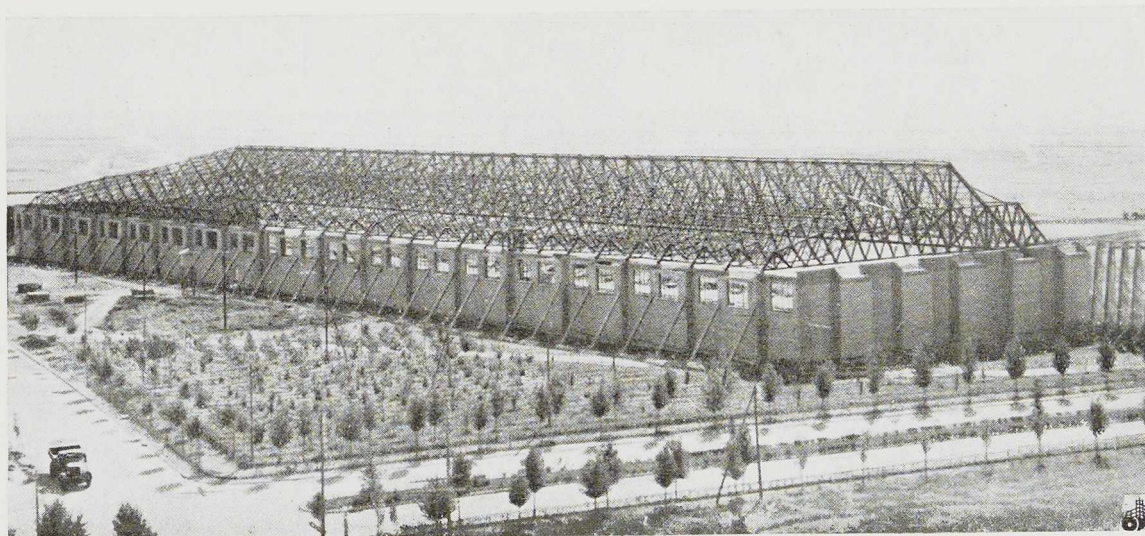


Fig. 371. Vue d'ensemble du hangar édifié en Espagne pour le compte de l'Institut National de la Technique Aéronautique.

Hangar de grande portée pour le terrain d'aviation de l'Institut National espagnol de la Technique Aéronautique

L'Institut National de la Technique Aéronautique a organisé récemment un concours en vue de construire un hangar d'aviation de 180 mètres d'ouverture de portes, et de 47 mètres de profondeur.

La principale condition imposée aux concurrents était de ne prévoir qu'un support intermédiaire, celui-ci devant se trouver à l'intérieur de la ligne de fermeture des portes, ceci en vue d'offrir un meilleur logement aux avions à l'intérieur des hangars. Parmi les différentes solutions présentées au concours, le choix du jury est allé au projet du professeur Torroja.

La construction comporte des fermes transversales espacées de 5 mètres d'axe en axe; ces fermes s'appuient d'une part sur le mur au fond du hangar, et, d'autre part, sur une grande poutre continue composée de deux travées de 90^m54. Cette grande poutre, placée parallèlement à la

ligne de la fermeture des portes, s'appuie sur trois colonnes métalliques de 9 mètres de hauteur. Elle est du type en treillis en K, dont les montants, distants de 5 mètres d'axe en axe, correspondent à l'appui des fermes transversales. La hauteur de la poutre est de 9 mètres.

La poussée du vent est transmise par l'intermédiaire de chaque ferme au mur du fond du hangar, dont la stabilité est assurée non seulement par la forme polygonale qu'il possède (fig. 375), mais également par les colonnes et les contreforts en béton armé, visibles sur la figure 371.

Cette disposition a permis, non seulement de réduire l'épaisseur des murs à 0^m30, mais également de diminuer sensiblement le poids de la couverture et particulièrement celui des contreventements. Avec cette disposition, toute la charpente de la couverture est ancrée à un point fixe, situé au milieu du mur de fond. Les autres



Fig. 372. Vue de la demi-poutre en treillis prise pendant son retournement.

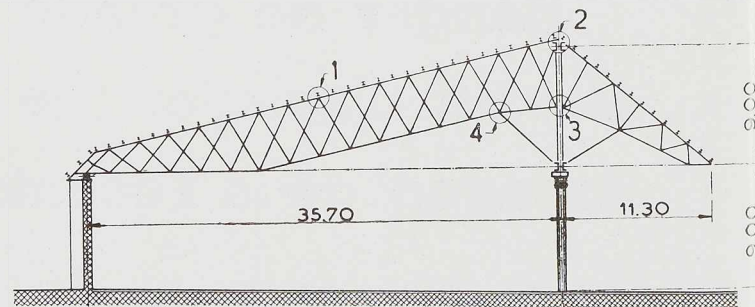
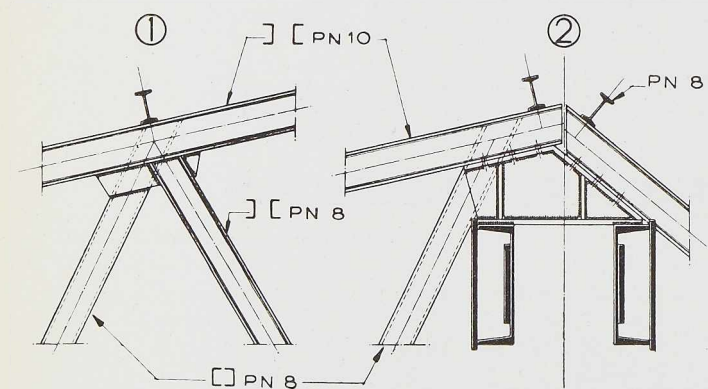


Fig. 373 (ci-dessous). Une des fermes transversales supportant le toit du hangar.

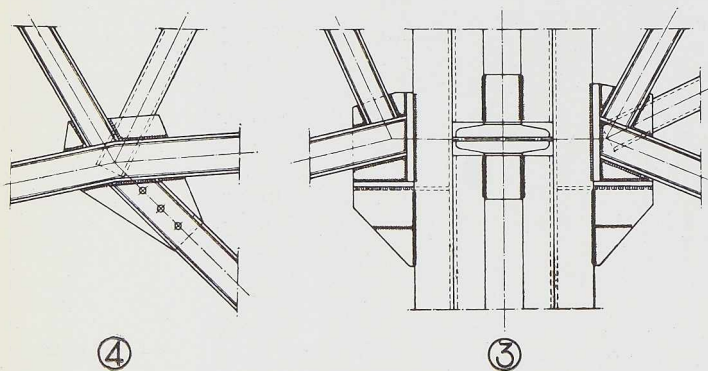


Fig. 374. Détails d'assemblage des nœuds 1, 2, 3 et 4 (voir fig. 373).



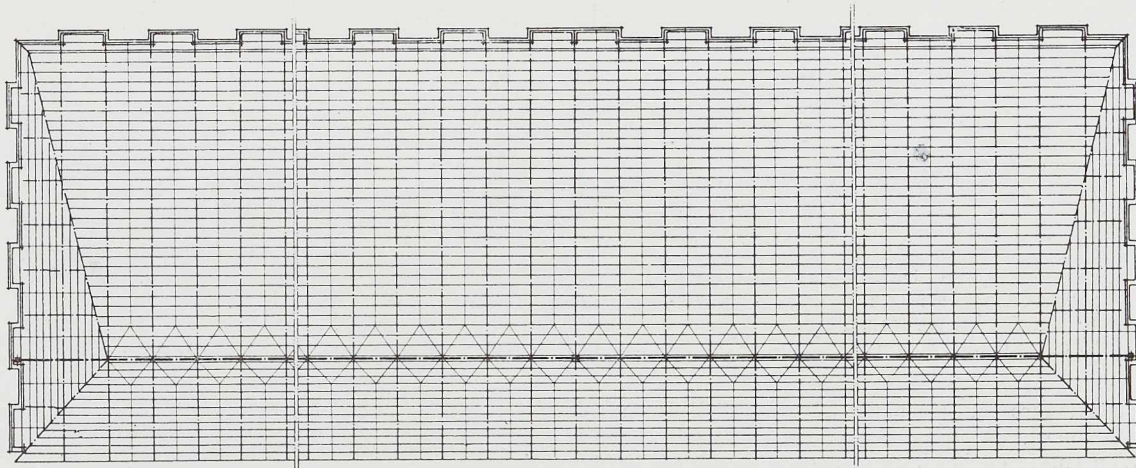


Fig. 375. Schéma montrant la disposition de la charpente métallique du hangar.

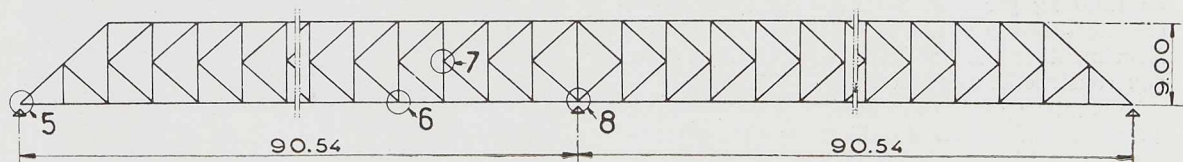


Fig. 376. Elévation de la grande poutre métallique en treillis.

fermes s'appuient sur ce mur, par l'intermédiaire des rouleaux permettant la dilatation longitudinale de la construction métallique sur le mur et empêche, en même temps, le mouvement transversal de la couverture.

La partie de devant s'appuie, ainsi qu'il a été dit plus haut, sur la poutre principale, elle-même portée par trois colonnes métalliques, encastrées à leur base et articulées à la tête. Ces colonnes ont une flexibilité suffisante pour absorber des mouvements dus aux dilatations thermiques de l'ensemble.

Les colonnes sont prévues pour supporter, non seulement les charges verticales du poids de la toiture et du poids mort, mais aussi pour pouvoir prendre les poussées du vent lorsque les portes sont ouvertes.

Les portes, glissant sur rails, comportent à la partie supérieure un dispositif de rotation servant de guide et permettant les mouvements de la toiture lorsque les fermes ont tendance à se déformer sous les effets de la neige et du vent.

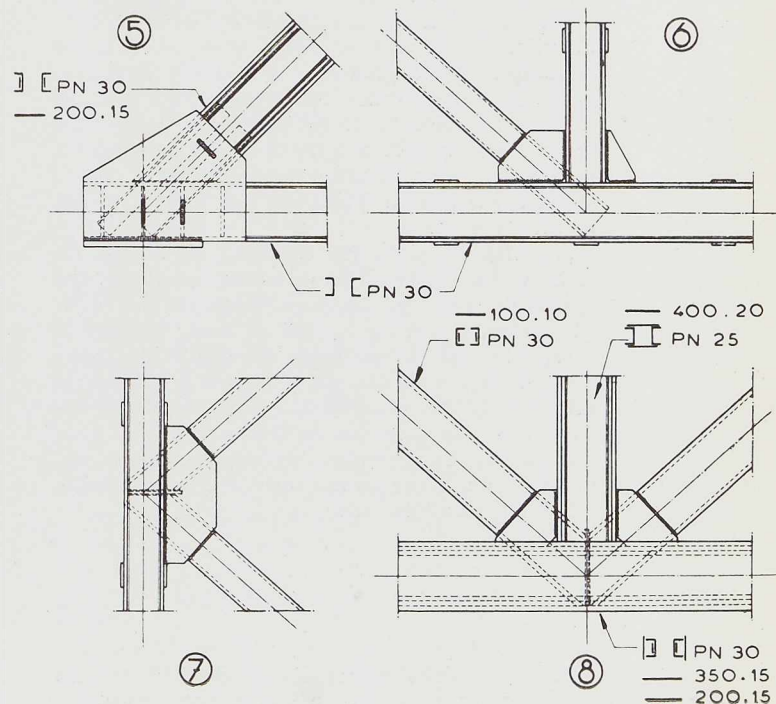
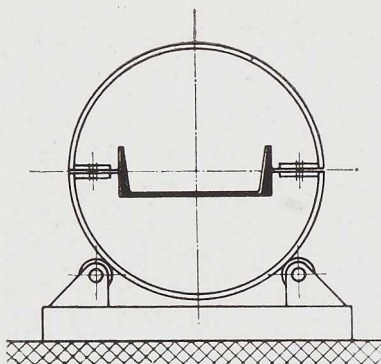


Fig. 377. Détails d'assemblage des nœuds 5, 6, 7 et 8 de la grande poutre de 181^m08.



Fig. 378. Montage de la grande poutre en treillis. Les membrures de cette poutre, composées de fers U ont été assemblées par sou-



de au moyen du tambour visible ci-contre. Une fois les U placés, on a soudé les montants de chaque côté de la poutre.

La couverture est très légère et a été réalisée en fibro-ciment.

L'ensemble de la charpente ne pèse que 57 kg par m². Les éléments de la construction métallique ont été calculés pour travailler à un taux de 1.200 kg par cm². Tous les assemblages ont été effectués par soudure électrique à l'arc, conformément aux Instructions espagnoles relatives aux constructions soudées.

Le montage a été fait comme suit : tout d'abord, on a assemblé les fers U qui constituent les membrures supérieures et inférieures de la grande poutre de 90^m54 de portée. La soudure de ces éléments se faisait au moyen du tambour visible sur la figure 378. Une fois les fers U placés, on a soudé les montants de chaque côté de la poutre. Ensuite, ce fut le tour des diagonales. Lorsque la soudure de la grande poutre a été terminée, on a placé les fermes transversales du fond et celles du porte-à-faux, appuyées sur la grande poutre. Les travaux ont continué par la mise en place des pannes et des contreventements. Toute la charpente, d'un poids de 450 tonnes, a été montée à terre.

Sa mise en place fut effectuée au moyen de trois vérins hydrauliques, situés au droit des appuis de la poutre, ainsi qu'au moyen de 13 petits vérins, placés sur le mur de fond. Lorsque la charpente fut mise dans sa position finale, c'est-à-dire à 9 mètres du sol, on a procédé à la mise des fermes transversales sur les rotules ancrées dans les colonnes en béton armé.

Le métal employé dans la construction a été l'acier doux ayant donné, aux essais de laboratoire, les résultats suivants :

Fig. 380. Vérin hydraulique de 200 tonnes utilisé pour le montage de la charpente.

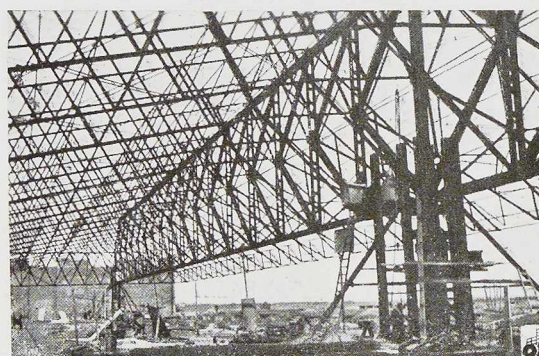


Fig. 379. Vue partielle de la charpente.

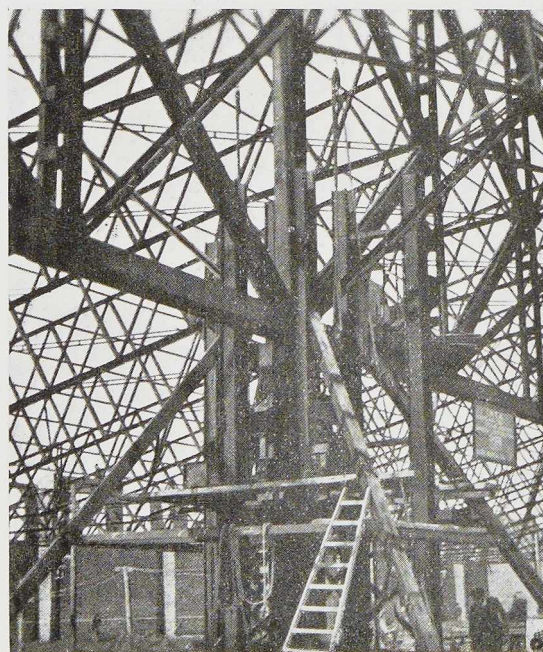




Fig. 381. Vue du hangar en cours de montage.
Au premier plan le professeur Ed. Torroja et l'ingénieur Martinez Paris.

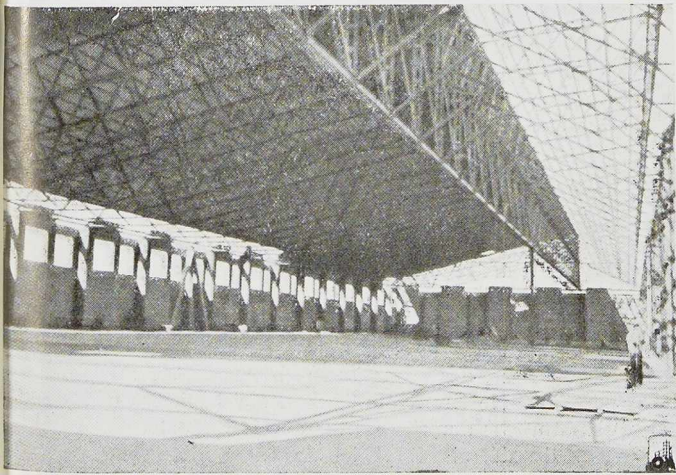


Fig. 382 et 383. Vues extérieure et intérieure du hangar.

Matériaux	Epreuves		Limite élastique kg/mm ²	Charge de rupture kg/mm ²
	Endroit de prélèvement	Section en mm ²		
Fers U de 300mm soudés bout-à-bout à 45°	Aile	355	19	32
	Ame	358	23,1	38,4
	Ame	325,5	23,7	39,8
	Aile	350	21,6	37,9

On a employé les électrodes O.K. 47 de 3 mm 25 et 4 mm fabriquées par la S. A. Esab Ibérica.

Les travaux de construction ont été dirigés par le Major López Pedraza. L'entreprise a été confiée à la firme Omes, S. A., qui a chargé son ingénieur, M. Martinez Paris, de l'exécution de ces travaux.

Le professeur Ed. Torroja, auteur du projet, a été l'ingénieur-conseil de l'entreprise adjudicataire.



Le pont Reine Alexandrine au Danemark

Le Danemark, pays de nombreux ponts remarquables, s'est enrichi d'un nouveau et important ouvrage. Cet ouvrage relie la grande île de Sjælland, île principale sur laquelle se trouve, entre autres, Copenhague, à l'île de Moën, au Sud-Est.

C'est en 1937 que le Conseil Provincial de Praestø a décidé d'établir une liaison permanente entre Sjælland et Moën à travers l'Ulvsund, au lieu de la liaison par ferry-boats existant entre Kalvehave et Koster.

La seule condition stipulée par les Autorités était que l'ouvrage devait être un pont-route avec une chaussée de 6 mètres de largeur et un trottoir d'au moins 2 mètres de largeur.

Etudes d'avant-projets

En vue d'atteindre les meilleurs résultats, tant

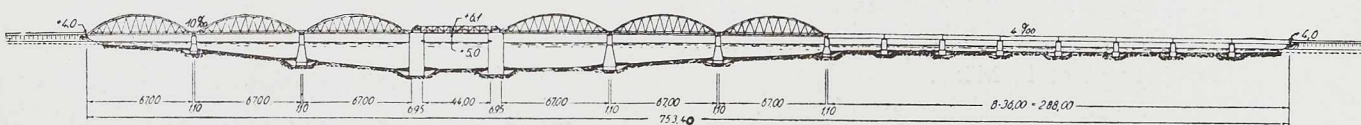
au point de vue du trafic que de la technique constructive, de l'économie et de l'esthétique, on a préparé quatre projets préliminaires, deux de ces projets étant des ponts à faible tirant d'air, et les deux autres, des ponts à grand tirant d'air.

Un pont à faible tirant était prévu sur la ligne Est, qui réunit les deux terminus des ferry-boats, la largeur du détroit étant ici de 1.000 mètres environ.

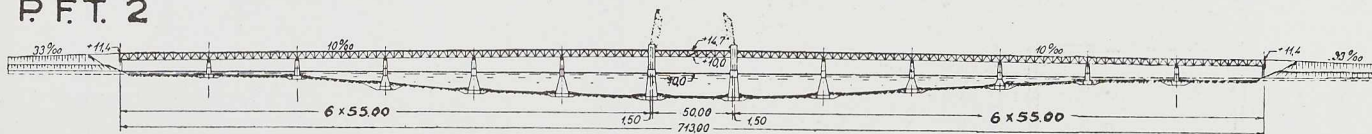
Les ponts des autres avant-projets sont situés dans la ligne Ouest, où les raccordements à la route sont meilleurs. La profondeur maximum de l'eau dans le détroit, au point considéré, est d'environ 16 mètres. Les conditions concernant les fondations, spécialement du côté de Moën, se sont révélées bonnes, de façon à pouvoir faire reposer les piles principales directement sur le fond après enlèvement des couches supérieures, impropres à la construction.



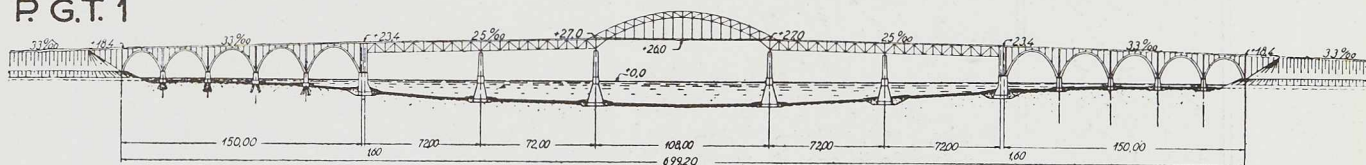
P.F.T. 1



P.F.T. 2



P.G.T. 1



P.G.T. 2

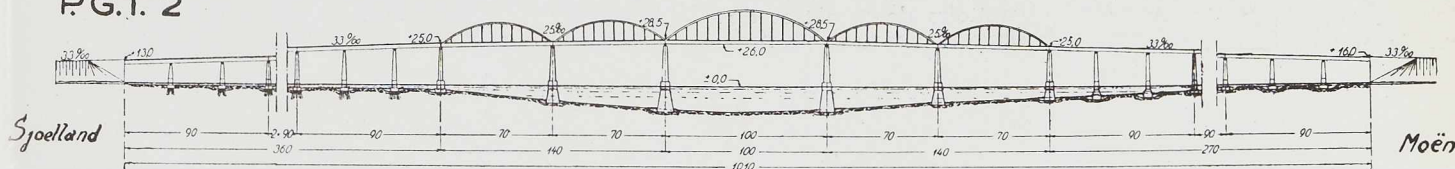


Fig. 385. Avant-projets du pont Reine Alexandrine à travers l'Ulvsund.
(P. F. T. = Ponts à faible tirant d'air; P. G. T. = Ponts à grand tirant d'air.)

Pont à faible tirant d'air n° 1

On trouve les principales dispositions de ce pont à la figure 385. Au point de la plus grande profondeur du détroit, une travée basculante de 44 mètres de portée est prévue. De chaque côté de cette travée, on a prévu trois travées de 67 mètres de portée du type en treillis. Les maîtresses-poutres sont en acier St 44. Le tablier est situé à la partie inférieure des maîtresses-poutres.

Pont à faible tirant d'air n° 2

Ses caractéristiques principales sont données à la figure 385. Ce pont se compose d'une série de poutres en treillis de 55 mètres de longueur à membrures parallèles. Au milieu de ces travées, se trouve une travée basculante d'environ 50 mètres de longueur. Les maîtresses-poutres sont en

acier. Quant au tablier, il est situé à la partie supérieure des maîtresses-poutres. Le tirant d'air sous la travée basculante est de 10 mètres.

Pont à grand tirant d'air n° 1

Ses caractéristiques sont données à la figure 385. Au centre, on trouve une travée navigable d'un peu plus de 100 mètres de portée avec une passe navigable de 26 mètres de hauteur. Cette travée est en arc en treillis. De chaque côté de l'arc, on a prévu deux travées en treillis de 72 mètres de portée, à membrures parallèles suivies par cinq travées en arc en béton armé aboutissant à des digues en terre.

Pont à grand tirant d'air n° 2

Ce pont est donné à la figure 385. Il se com-

Fig. 386. Carte du Danemark montrant l'emplacement de trois grands ponts danois : 1. Pont du Petit Belt entre le Jutland et le Fyen; 2. Pont de Storstrøm entre le Sjælland et le Falster; 3. Pont Reine Alexandrine entre le Sjælland et le Møen.

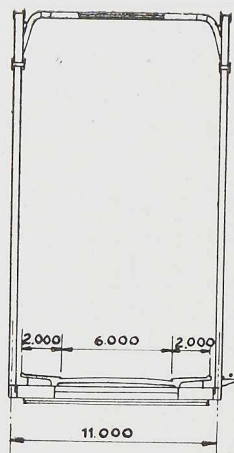
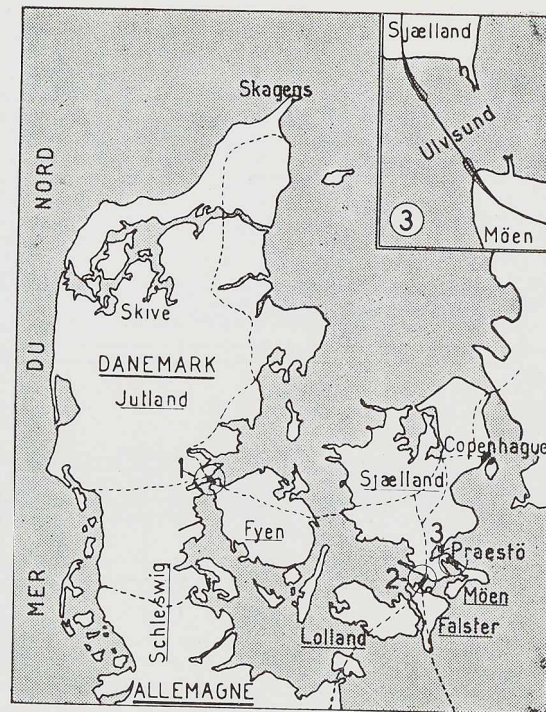


Fig. 387. Coupe dans l'axe de la grande travée en arc métallique. Le tablier a une chaussée de 6 mètres et deux trottoirs de 2 mètres de largeur chacun.

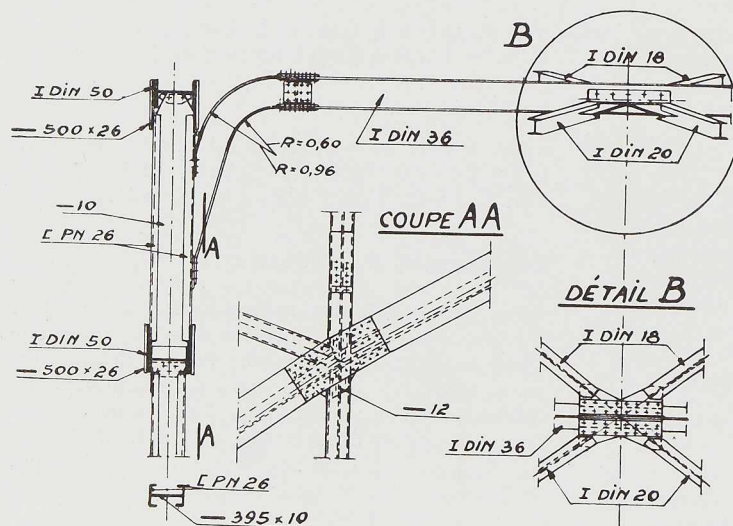


Fig. 388. Détails de la partie supérieure de la grande travée en arc métallique.

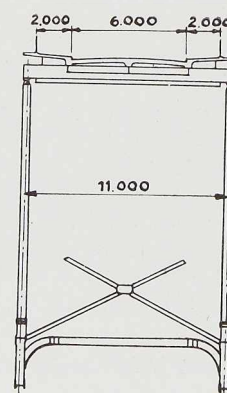
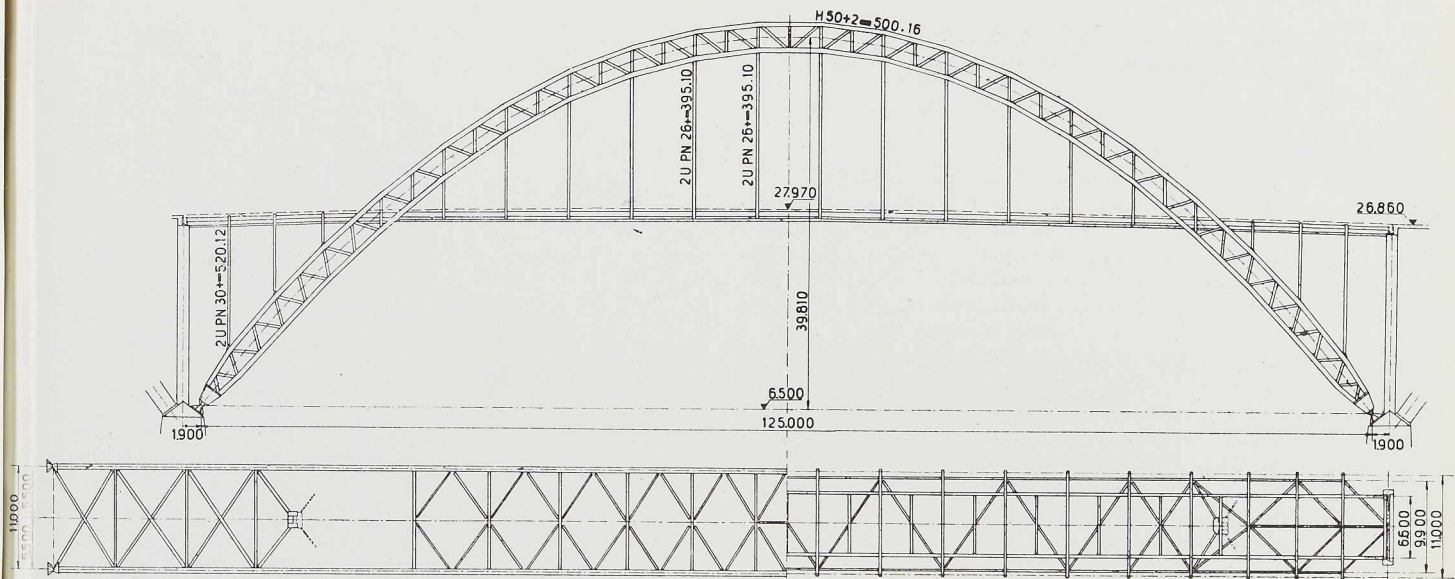


Fig. 389. Coupe à travers la grande travée en arc (près des naissances).





Demi-plan de l'arc.

Demi-plan du tablier.

Fig. 390. Elévation et plan de la travée centrale du pont Reine Alexandrine sur le détroit d'Ulvsund entre l'île de Sjælland et l'île de Møen.

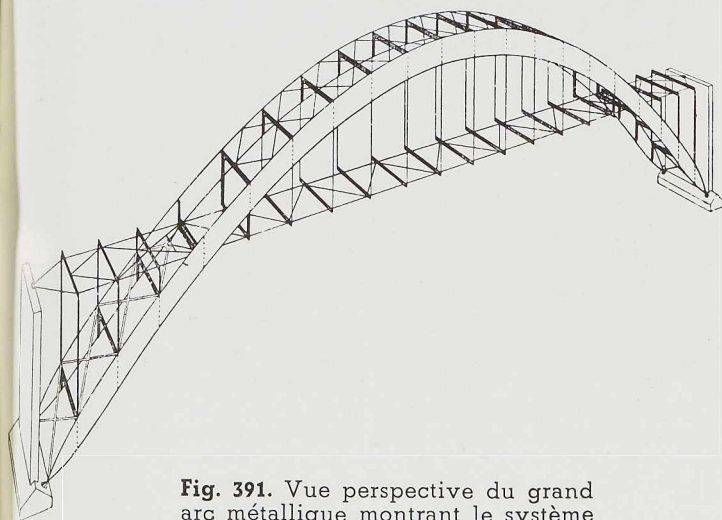


Fig. 391. Vue perspective du grand arc métallique montrant le système constructif adopté. Noter les cadres de contreventement.

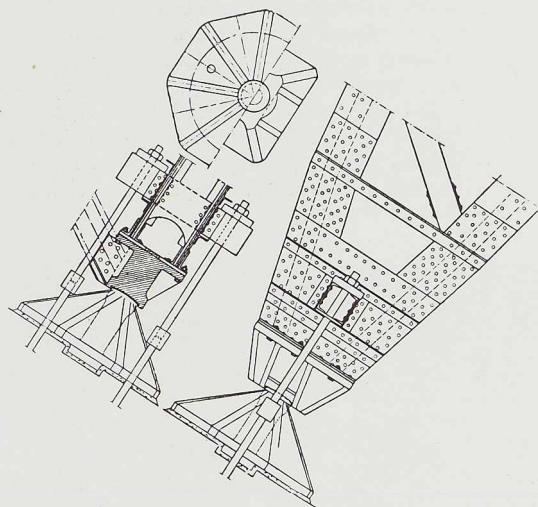


Fig. 392. Détail de l'appui des arcs métalliques.

Fig. 393. Vue de la superstructure du grand arc métallique en montage à l'atelier.

pose d'une travée centrale de 100 mètres et de deux travées latérales de 70 mètres de portée. Toutes ces travées sont du type Langer. Ces trois travées sont complétées par une série de poutres d'approche toutes semblables, et ayant une portée de 30 mètres. Un examen de ces quatre projets a permis de se rendre compte que le pont à grand tirant d'air n° 2 était le plus cher et que le pont à faible tirant d'air n° 1 était le moins cher. Toutefois, ce dernier était inférieur aux autres projets, et présentait des défauts, tant pour le trafic maritime que routier.

Projet définitif

Le projet accepté est illustré à la figure 390. Il se compose d'une travée centrale avec passe navigable prolongée de chaque côté par 5 travées en arc en béton armé. La portée des arcs en béton armé augmente harmonieusement vers la travée centrale. La longueur totale du pont est de 744^m30. Le tablier est construit pour porter une chaussée de 6 mètres de largeur et deux trottoirs de 2 mètres de largeur chacun. Les différentes canalisations d'électricité et d'eau sont placées sur les consoles extérieures. Dans le but d'atteindre le tirant d'air suffisant, au droit de la passe navigable, il a été nécessaire d'employer une pente maximum de 1 : 30.

Les digues sont en sable avec remplissage de terre à la partie supérieure. Les culées forment une transition entre le pont et les digues.

Les piles principales 2-3 et 10-11 ont été construites à l'intérieur d'un batardeau tandis que les autres piles ont été construites au moyen de caissons en béton armé. Les piles 1-4 voisines de Sjael-

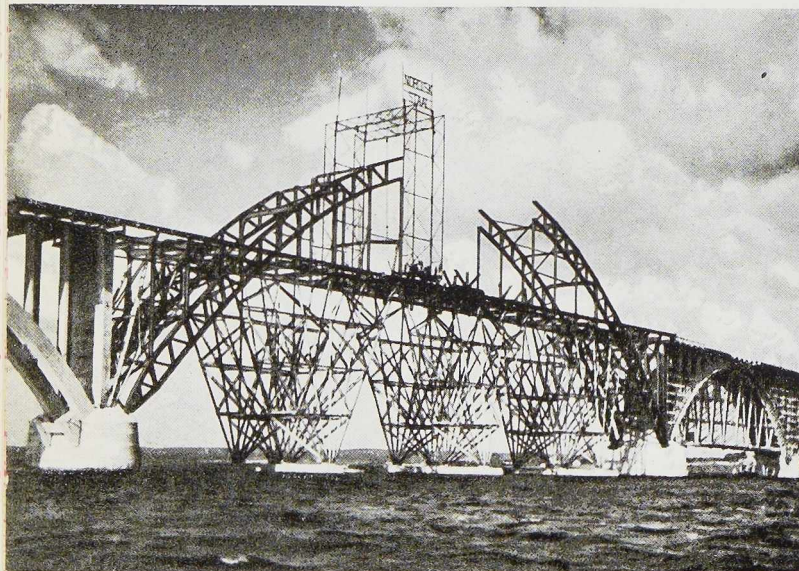
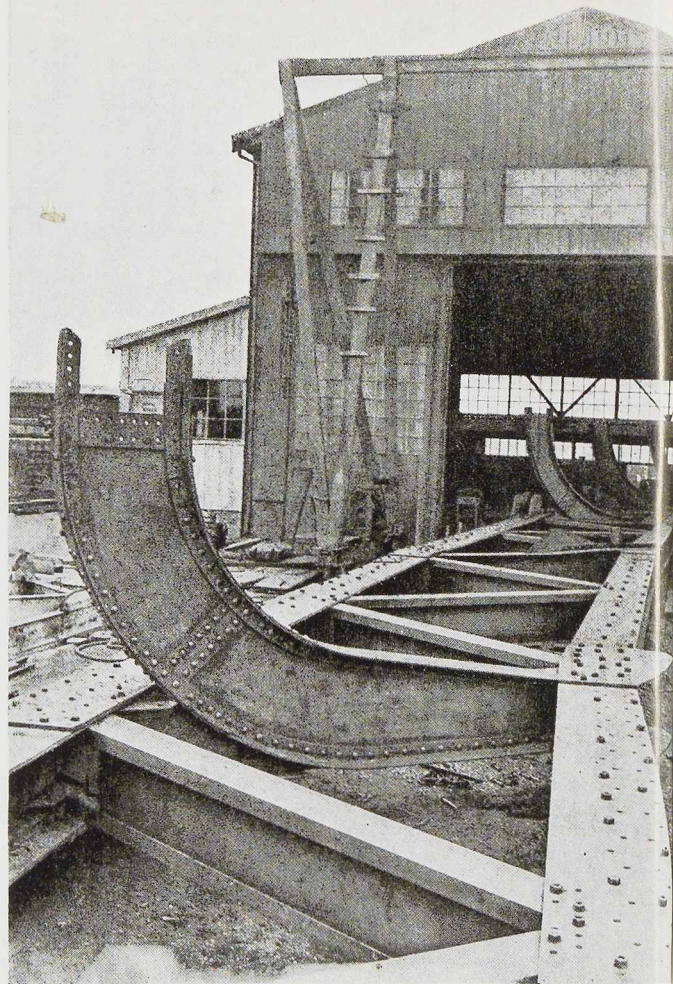


Fig. 394. Montage de la travée centrale en arc de 125 mètres de portée.

Fig. 395. Vue de la grande travée en arc dont le montage vient d'être terminé.

land sont fondées sur des pieux en bois. Quant aux autres piles, elles reposent directement sur le sol. Les piles ont été conçues de façon à avoir une surface surabondante dans le but de pouvoir résister aux pressions excentrées provenant de la surcharge, et aussi pour que, pendant le montage, elles puissent résister aux grandes charges excentrées qui sollicitent les arcs, eux-mêmes étant montés sur un seul côté de la pile.

Les travées en arcs en béton comportent chacune deux arcs à double articulation. La largeur de l'arc est de 1^m30 partout, tandis que l'épaisseur varie entre 1^m50 et 1^m80, suivant la longueur de la travée. Dans chaque travée les deux arcs sont reliés au moyen de quatre entretoises.

Les colonnes sont reliées à la partie supérieure au moyen de poutres transversales portant les tabliers armés dans le sens longitudinal, dont l'épaisseur est de 26 centimètres.

La travée centrale se compose de deux arcs métalliques à double articulation, du type en treillis. Sa portée est de 125 mètres et sa flèche de 40 mètres. Les culées sont situées au niveau de + 6,5 et la partie centrale de l'arc s'élève au-dessus du tablier, de façon à former un passage libre de 26 mètres de hauteur sur 85 mètres de longueur. Le tablier et les trottoirs sont situés dans l'espace intérieur, entre les maîtresses-poutres, lesquelles sont espacées de 11 mètres d'axe en axe.

Le tablier est formé par une dalle en béton armé portée par une série de poutres longitudinales et transversales. Ces poutres sont soutenues par les suspentes ou par les colonnes portées par les arcs. Une coopération efficace entre le tablier et les poutres a été obtenue en employant les barres plates soudées aux poutres.

Chaque arc en treillis se compose de deux membrures espacées de 2^m90 d'axe en axe. Les membrures sont formées par des poutrelles Grey 50, dont les ailes sont placées verticalement. Ces ailes sont renforcées par des plats de 50 centimètres de largeur lesquels sont rivés directement aux éléments du treillis.



Le système de contreventement est indiqué à la figure 391. Le long du tablier, une poutre de contreventement principale est prévue d'un bout à l'autre. Elle est portée par des parois verticales en béton armé, prenant appui sur les piles. En outre, une poutre de contreventement supérieure, est prévue le long du sommet de l'arc. Elle reçoit la pression du vent et la transmet au tablier par l'intermédiaire de cadres fermés, réalisés en poutrelles Grey.

Enfin, on a prévu deux poutres de contreventement inférieur s'étendant entre le tablier et les culées. Ni les tirants, ni les poutres de contreventement le long du tablier, ne sont attachées aux arcs. Par conséquent, ils ne travaillent pas comme membrures inférieures de ces mêmes arcs. Tous les éléments métalliques du pont ont été assemblés par rivure.

Les travaux commencèrent pendant l'été de 1939. Malgré les difficultés de toutes sortes dues à la guerre, l'ouvrage fut entièrement terminé le 30 mai 1943.

Le pont, qui a reçu le nom de la Reine Alexandrine, est l'œuvre du Professeur Anker Englund, bien connu pour ses remarquables réalisations dans le domaine des grands ponts en acier.

L'exécution de la partie métallique a été confiée à la S. A. Nordisk Staal.

Le coût de l'ouvrage s'est élevé à 5,6 millions de couronnes danoises (environ 51 millions de francs belges au cours actuel du change).

Nous devons les photographies qui illustrent cet article à l'obligeance de M. A. O. Andrup, ingénieur-conseil à Copenhague.

Théorie de la flexion, torsion et flambage des barres à parois minces et à section ouverte

par **Stephen P. Timoshenko**,

Professeur de mécanique théorique et appliquée à l'Université de Stanford

Le problème du flambage est une des questions fondamentales pour la bonne tenue des constructions métalliques.

Le flambage a d'ailleurs fait l'objet d'un grand nombre de recherches et donne lieu par sa complexité à des théories et hypothèses qui laissent encore, dans une certaine mesure, la question ouverte.

Le Professeur **S. P. Timoshenko** est certainement l'un des spécialistes du flambage dont les travaux font autorité en cette matière.

A l'heure présente, le flambage des sections diverses revêt d'autant plus d'intérêt qu'une recherche systématique de l'allègement des constructions, et l'emploi étendu de profils de faible épaisseur, donnent à une conception exacte une importance primordiale. C'est pourquoi on lira avec un très vif intérêt l'excellente adaptation française, que M. le Professeur **Ch. Massonnet** de l'Université de Liège a bien voulu faire pour l'**Ossature métallique**, d'un mémoire récent du Professeur **Timoshenko** sur les théories de la flexion, de la torsion et du flambage des pièces à parois minces et à section ouverte.

Ce travail a paru en 1945 dans le **Journal of Franklin Institute** et nous sommes convaincus qu'il intéressera vivement nos lecteurs et leur permettra de résoudre avec élégance les problèmes de plus en plus nombreux où des voiles minces interviennent.

O. M.

Introduction

Les premiers problèmes d'instabilité des barres à parois minces ont été résolus il y a environ un siècle, mais les progrès les plus importants dans ce domaine ont été accomplis récemment, surtout par suite du développement de la construction aéronautique. Pour gagner du poids, on est obligé d'utiliser largement les barres à parois minces, de sorte que l'analyse des déformations et de l'instabilité de ces éléments constructifs prend une importance pratique capitale.

Nous commençons cette étude par l'examen de la flexion des barres à parois minces et à section ouverte et établissons la notion de *centre de glissement*. Le théorème de réciprocité de Maxwell nous permet alors de passer à la torsion et d'établir l'identité du centre de glissement avec le *centre de torsion*.

Après avoir discuté la flexion et la torsion, nous abordons les problèmes d'instabilité et étudions le flambage par torsion et le flambage latéral des poutres.

En disposant les matières dans cet ordre, nous croyons simplifier considérablement la présentation de la théorie des constructions à parois minces et éclaircir, dans une certaine mesure, le phénomène de flambage par torsion.

Flexion des barres à parois minces et à section ouverte

1. Flexion pure des barres prismatiques

Considérons une barre prismatique de section droite arbitraire. Supposons que les forces soient appliquées à ses extrémités et soient équivalentes à deux couples égaux et opposés agissant dans un plan axial de la barre. Dans un tel cas, nous avons de la flexion pure. Les sections droites de la barre restent planes pendant cette flexion et tournent autour d'axes neutres qui passent par les centres de gravité des sections droites. Plaçons l'origine des coordonnées au centre de gravité C d'une des sections, dirigeons l'axe des z



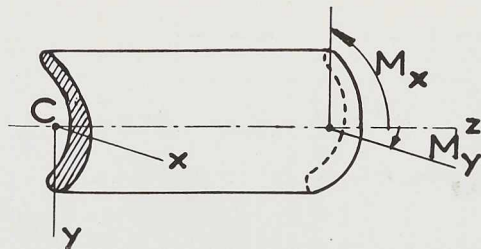


Fig. 396.

selon l'axe de la barre, l'axe des x selon l'axe neutre, et choisissons la direction de l'axe des y de façon à obtenir le trièdre de coordonnées dextrorsum représenté à la figure 396. Choisissons les directions positives des moments M_x , M_y , et des angles de rotation des sections droites en nous servant de la règle du tire-bouchon, comme le montre la figure. Désignons par r_x le rayon de courbure dans le plan des yz , compté positivement si l'angle de rotation des sections droites augmente avec z ; nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} \sigma_z &= \frac{E y}{r_x} \\ M_x &= \int_A \sigma_z y dA = \frac{E I_{xz}}{r_x} \\ M_y &= - \int_A \sigma_z x dA = - \frac{E I_{xy}}{r_x} \end{aligned} \right\} (1)$$

On voit que le plan dans lequel agit le moment fléchissant ne coïncide avec le plan de la ligne élastique que si $I_{xy} = 0$, c'est-à-dire si le moment fléchissant agit dans un des *plans principaux* de la barre

Nous pouvons faire une analyse semblable dans le cas où les axes neutres deviennent parallèles à l'axe des y et, avec la convention de signes faite ci-dessus, nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} \sigma_z &= - \frac{E x}{r_y} \\ M_x &= \int_A \sigma_z y dA = - \frac{E I_{xy}}{r_y} \\ M_y &= - \int_A \sigma_z x dA = \frac{E I_{yy}}{r_y} \end{aligned} \right\} (2)$$

En possession de ces deux cas particuliers, nous pouvons, par superposition, étudier la flexion de la barre par des moments agissant dans n'importe quel plan axial.

Considérons, par exemple, la flexion par des couples agissant dans le plan des yz . Dans ce cas M_y est nul. Pour réaliser cette condition par super-

position des équations (1) et (2), nous devons avoir

$$- \frac{E I_{xy}}{r_x} + \frac{E I_y}{r_y} = 0$$

d'où

$$\frac{1}{r_y} = \frac{I_{xy}}{I_y} \frac{1}{r_x}$$

la même superposition donne

$$M_x = \frac{E I_x}{r_x} - \frac{E I_{xy}}{r_y} = \frac{E (I_x I_y - I_{xy}^2)}{I_y} \frac{1}{r_x}$$

et nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{r_x} &= \frac{M_x I_y}{E (I_x I_y - I_{xy}^2)} \\ \frac{1}{r_y} &= \frac{M_x I_{xy}}{E (I_x I_y - I_{xy}^2)} \end{aligned} \right\} (3)$$

Possédant ces expressions des courbures dans les plans des yz et des xz , nous pouvons calculer les tensions de flexion par l'équation

$$\sigma_z = \frac{E y}{r_x} - \frac{E x}{r_y} = \frac{M_x}{I_x I_y - I_{xy}^2} (I_y y - I_{xy} x) \quad (4)$$

Ces tensions s'annulent si l'expression dans la parenthèse est égale à zéro. Nous obtenons donc pour équation de l'axe neutre $I_y y - I_{xy} x = 0$.

De la même façon, si des couples M_y agissent dans le plan des xz , nous obtenons

$$\frac{1}{r_x} = \frac{M_y I_{xy}}{E (I_x I_y - I_{xy}^2)}, \quad \frac{1}{r_y} = \frac{M_y I_x}{E (I_x I_y - I_{xy}^2)} \quad (3')$$

$$\sigma_z = \frac{M_y}{I_x I_y - I_{xy}^2} (I_{xy} y - I_x x) \quad (4')$$

Les résultats obtenus ne s'appliquent rigoureusement que si les forces sont distribuées aux extrémités de la barre de la même façon que les tensions dans n'importe quelle section droite intermédiaire. Cependant, on étend d'habitude l'application de ces formules à d'autres cas de distribution des forces, en supposant avec de Saint Venant que le fait de remplacer un système de forces par un autre statiquement équivalent, n'introduit que des perturbations locales des tensions au voisinage des extrémités et n'a pas d'effet sensible sur la déformation de la barre si les dimensions de sa section droite sont faibles par rapport à sa longueur.

2. Flexion des barres prismatiques par des forces transversales

Supposons qu'une barre prismatique soit char-

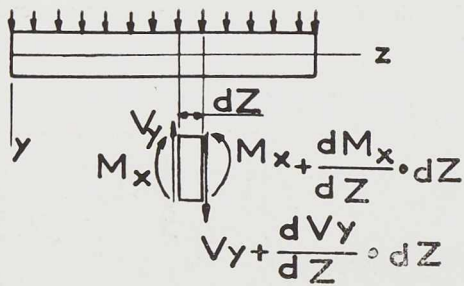


Fig. 397.

gée d'un système de forces parallèles à l'axe des y , agissant dans un plan parallèle au plan des yz (fig. 396) et situées à une distance de ce plan telle que la barre fléchisse simplement sans se tordre; en d'autres termes, les sections droites de la barre tournent, pendant cette déformation, autour des axes des x et des y , mais ne tournent pas autour de l'axe des z . Appelons M_x et V_y , respectivement, le moment fléchissant et l'effort tranchant dans une section droite quelconque. En écrivant l'équilibre d'un élément de la barre compris entre deux sections droites adjacentes (fig. 397), nous obtenons les équations suivantes :

$$\frac{dM_x}{dz} dz - V_y dz = 0$$

$$\frac{dV_y}{dz} dz + q_y dz = 0,$$

ce qui donne

$$\left. \begin{aligned} \frac{dM_x}{dz} &= V_y \\ \frac{dV_y}{dz} &= -q_y \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

q_y étant l'intensité de la charge répartie.

De même, en considérant la barre chargée de forces transversales parallèles au plan des xz (fig. 398), nous obtenons :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dM_y}{dz} &= -V_x \\ \frac{dV_x}{dz} &= -q_x \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Reprenons maintenant le cas de la figure 397, et supposons que le moment fléchissant M_x produise une courbure de l'axe définie par les équations (3) et des tensions de flexion⁽¹⁾ données par l'équation (4). L'effort tranchant V_y produit des tensions tangentielles. Le calcul de ces tensions représente un problème complexe, qui n'est résolu rigoureusement que pour un petit nombre de formes de section droite.

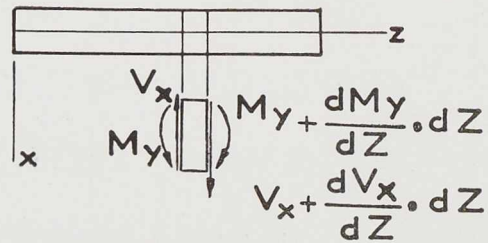


Fig. 398.

Si la barre possède un plan axial de symétrie, et si la charge est appliquée dans ce plan, on en conclut, par symétrie, qu'elle ne produit que de la flexion dans le plan de symétrie sans aucune torsion. S'il y a deux plans de symétrie, nous pouvons décomposer toute charge transversale passant par l'axe de la barre en deux composantes agissant dans les plans de symétrie, d'où il suit qu'une telle charge ne produit pas de torsion.

Dans le cas général, nous verrons que les tensions tangentielles produites par l'effort tranchant V_y ont une résultante qui ne passe pas par le centre de gravité de la section droite. Ceci indique que la charge doit agir dans un plan situé à une certaine distance du plan axial des yz pour ne produire que de la flexion sans torsion. Considérons, par exemple, le cas d'une poutre console à section droite semi-circulaire (fig. 399); si l'on désire que, pendant la flexion, le côté vertical de la section droite ne tourne pas, on doit appliquer la force P au point O dont la distance au côté vertical⁽²⁾ :

$$e = \frac{8}{15\pi} \frac{3 + 4\nu}{1 + \nu} a$$

où a est le rayon de la section droite et ν le coefficient de Poisson du matériau. Cette distance est toujours supérieure à la distance du centre de gravité C au côté vertical de la section droite.

Le déplacement du plan de la charge transversale qu'il est nécessaire d'effectuer pour éliminer la torsion prend une grande importance pratique dans le cas des barres à parois minces à section droite ouverte (fig. 400). Dans ce cas, on peut obtenir aisément une solution approchée⁽³⁾.

(1) Cette supposition est confirmée par les solutions rigoureuses de la théorie de l'élasticité.

(2) Cette question a été étudiée par l'auteur. Voir son mémoire dans *Bull. of the Institute of Engrs. of Ways of Communication*, Saint-Petersbourg, 1913.

(3) Cette solution approchée a été obtenue et sa signification pratique expliquée par R. MALLART, *Schweizerische Bauzeitung*, vol. 77, p. 195 (1921) et vol. 79, p. 254 (1922).



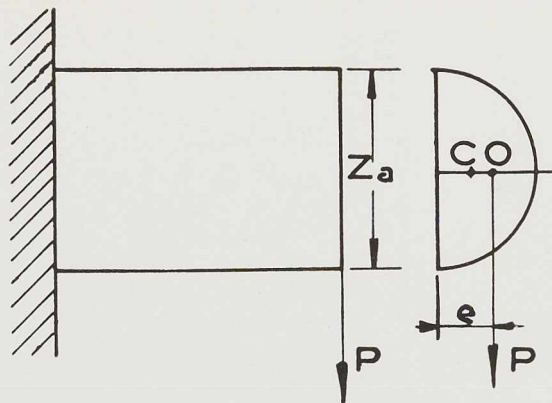


Fig. 399.

Si les parois sont minces, on peut supposer que les tensions tangentiellees sont réparties uniformément sur l'épaisseur t et sont parallèles à la tangente correspondante à la *ligne moyenne* de la section droite. Le long de cette ligne moyenne, elles varient avec la distance s comptée à partir du bord ⁽¹⁾ (fig. 400) et peuvent se déduire de l'équation d'équilibre d'un élément de la paroi; un tel élément est représenté à la figure 400, qui montre aussi les directions positives de toutes les tensions.

Si nous projetons toutes les forces qui agissent sur l'élément sur l'axe des z et si nous observons que l'épaisseur t de la paroi peut varier avec s , mais est indépendante de z , nous obtenons l'équation

$$\frac{\partial(\tau t)}{\partial s} ds dz + t \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} dz ds = 0,$$

où σ_z représente la tension normale en un point quelconque de la ligne moyenne de la section droite. On déduit de cette équation que

$$\frac{\partial(\tau t)}{\partial s} = -t \frac{\partial \sigma_z}{\partial z}. \quad (7)$$

Si nous remplaçons σ_z par son expression (4) et utilisons les équations (5), nous obtenons :

$$\frac{\partial(\tau t)}{\partial s} = -\frac{t V_y}{I_x I_y - I_{xy}^2} (I_y y - I_{xy} x).$$

Intégrons cette équation en observant que, au bord, $s=0$ et la tension tangentielle s'annule, puisqu'il n'y a pas de forces tangentiellees appliquées à la surface de la barre; il vient :

$$\tau t = -\frac{V_y}{I_x I_y - I_{xy}^2} (I_y \int_0^s y t ds - I_{xy} \int_0^s x t ds). \quad (8)$$

⁽¹⁾ s est mesuré positivement suivant la règle du tire-bouchon.

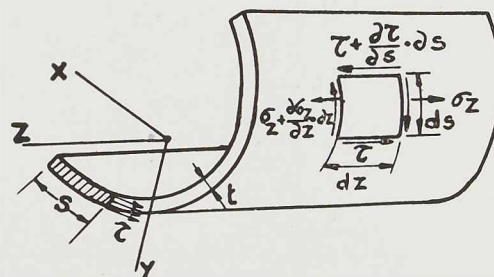


Fig. 400.

Cette quantité, qui représente la force de cisaillement par unité de longueur de la section droite, est appelée le *flux de cisaillement* ⁽²⁾. Les intégrales qui interviennent dans la formule (8) représentent les moments de la portion de la section droite hachurée sur la figure 400 par rapport aux axes des x et des y respectivement. Ces moments peuvent se calculer aisément dans chaque cas particulier, ce qui détermine la valeur de τt pour chaque valeur de s . Dans le cas particulier où x et y sont les axes principaux d'inertie de la section droite, nous avons $I_{xy} = 0$ et l'équation (8) donne

$$\tau t = -\frac{V_y}{I_x} \int_0^s y t ds. \quad (9)$$

Prenons, par exemple, une section en U d'épaisseur constante t ⁽³⁾ (fig. 401).

Plaçons les axes coordonnés comme l'indique la figure et calculons la quantité τt par l'équation (9). Le résultat de ce calcul est représenté à la figure par les aires hachurées. On voit que, le long des ailes, le flux de cisaillement varie linéairement, tandis que, le long de l'âme, il varie paraboliquement. Les tensions tangentiellees dans l'âme donnent la résultante verticale représentée par l'aire hachurée correspondante, qui vaut

$$\frac{h V_y}{I_x} \left(\frac{b h t}{2} + \frac{2 h^2 t}{8} \right) = V_y;$$

les tensions tangentiellees dans les ailes donnent un couple dont le moment est $V_y b^2 h^2 t / 4 I_x$. En

⁽²⁾ Cette locution ne traduit qu'imparfaitement l'expression anglaise « shear flow ». (N. d. T.)

⁽³⁾ On suppose l'épaisseur très faible et l'on représente la ligne moyenne de la section droite seulement.

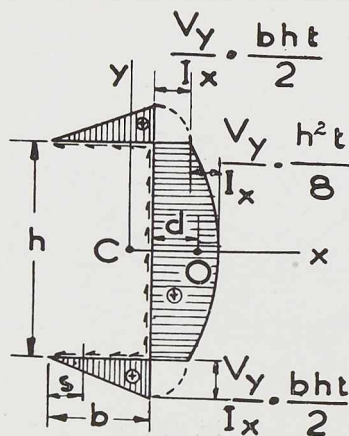


Fig. 401.

divisant ce moment par V_y , nous trouvons la distance

$$d = \frac{b^2 h^2 t}{4 I_x}, \quad (10)$$

qui définit la position de l'effort tranchant résultant V_y statiquement équivalent au système des tensions tangentielles calculées.

On voit ainsi que, pour fléchir sans le tordre un fer U par des forces transversales parallèles à l'âme, on doit placer le plan d'action de ces forces à la distance d du plan moyen de l'âme.

Des forces transversales perpendiculaires à l'âme ne produiront pas de torsion si elles agissent dans le plan de symétrie xz . La ligne d'intersection de ce plan avec le plan défini plus haut des forces parallèles à l'âme s'appelle l'axe des centres de glissement et son intersection avec le plan des xy donne le centre de glissement de la section droite.

Il ressort de la discussion ci-dessus que tout système de forces transversales distribuées le long de l'axe des centres de glissement ne produira que de la flexion sans torsion, puisque chacune de ces forces peut être décomposée en deux composantes qui agissent dans les deux plans définis plus haut et ne produisent que de la flexion.

Comme second exemple, considérons une section droite dont la ligne moyenne est un arc de cercle (fig. 402). Nous avons de nouveau un axe de symétrie, que nous prenons comme axe des x , et nous appliquons l'équation (9) pour calculer le flux de cisaillement.

Supposons que l'épaisseur t de la paroi soit constante. Si l'on désigne par a le rayon de la ligne moyenne et par φ l'angle définissant la position d'un point de cette ligne, nous avons

$$ds = a d\varphi, \quad y = -a \sin(\alpha - \varphi).$$

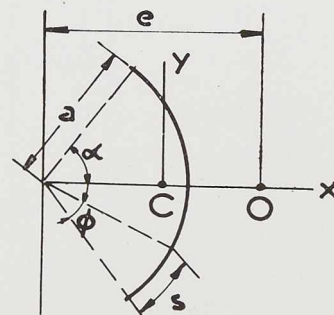


Fig. 402.

Remplaçons dans l'équation (9); nous obtenons

$$\begin{aligned} \tau t &= \frac{V_y}{I_x} a^2 t \int_0^\varphi \sin(\alpha - \varphi) d\varphi \\ &= \frac{V_y}{I_x} a^2 t [\cos(\alpha - \varphi) - \cos \alpha] \end{aligned}$$

nous voyons que le flux de cisaillement s'annule pour $\varphi = 0$ et $\varphi = 2\alpha$. Pour $\varphi = \alpha$, il atteint sa valeur maximum :

$$(\tau t)_{\max} = \frac{V_y}{I_x} a^2 t (1 - \cos \alpha)$$

Par symétrie, nous pouvons affirmer que le centre de glissement est sur l'axe des x .

Sa distance e au centre du cercle s'obtient en divisant par V_y le moment des tensions tangentielles calculées, pris par rapport au centre du cercle. D'où :

$$e = \frac{2a}{V_y} \int_0^\alpha \tau t ds = 2a \frac{\sin \alpha - \alpha \cos \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}. \quad (11)$$

Dans le cas particulier où $\alpha = \pi$, la barre est un tube circulaire mince fendu longitudinalement et nous obtenons $e = 2a$. Le centre de glissement est situé à l'extérieur du tube dans la direction opposée à la fente et à la distance a de la surface moyenne du tube.

Dans le cas général où les axes x et y ne sont pas des axes principaux d'inertie (fig. 403), et où la charge produisant la flexion sans torsion agit dans le plan parallèle au plan des yz , nous utilisons l'équation (8) pour calculer le flux de cisaillement. Pour calculer la distance x_0 du plan de charge au centre de gravité C, nous calculons le moment par rapport à C des tensions tangen-



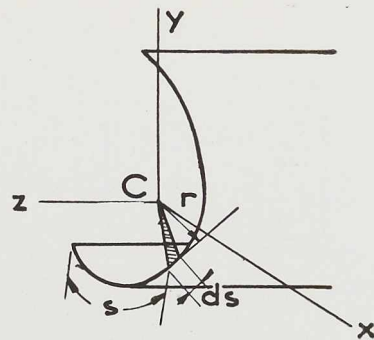


Fig. 403.

tielles définies par l'équation (8) et les divisons par V_y . La distance cherchée est alors :

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{1}{V_y} \int_0^m \tau r ds \\ &= \frac{1}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[-I_y \int_0^m r ds \int_0^s y t ds \right. \\ &\quad \left. + I_{xy} \int_0^m r ds \int_0^s x t ds \right] \quad (12) \end{aligned}$$

m désigne ici la longueur totale de la ligne moyenne de la section droite et r est la distance du centre de gravité C à la tangente en un point quelconque à cette ligne moyenne, comme le montre la figure 403; r est complété positivement si un vecteur coïncidant avec la tangente et dirigé dans la direction des s croissants donne un moment positif par rapport à C.

On peut faire une analyse semblable si les forces agissent dans un plan parallèle au plan des xz . Les tensions normales sont données dans ce cas par les équations (4'). En remplaçant dans l'équation (7), on obtient l'expression suivante du flux de cisaillement :

$$\tau t = \frac{V_x}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left(I_{xy} \int_0^s y t ds - I_x \int_0^s x t ds \right) \quad (13)$$

Prenons le moment de ces tensions par rapport au centre de gravité et observons que, à une valeur positive de ce moment, correspond un déplacement du plan de charge dans la direction des y négatifs; nous obtenons

$$\begin{aligned} y_0 &= -\frac{1}{V_x} \int_0^m \tau t r ds = \frac{1}{I_x I_y - I_{xy}^2} \times \\ &\quad \left[I_x \int_0^m r ds \int_0^s x t ds - I_{xy} \int_0^m r ds \int_0^s y t ds \right]. \quad (14) \end{aligned}$$

Les équations (12) et (14) nous donnent les coordonnées du centre de glissement dans le cas général. Ces équations peuvent s'écrire sous une forme plus simple si l'on observe que $r ds$ représente le

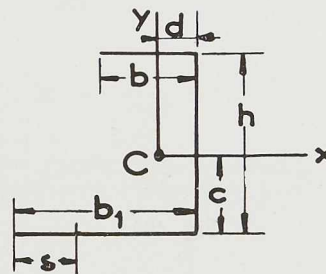


Fig. 404.

double de l'aire d'un triangle élémentaire, hachuré sur la figure 403, et que l'on introduit la notation

$$\int_0^s r ds = \omega_s$$

pour désigner le double de l'aire sectorielle balayée par le rayon-vecteur quand la distance le long de la ligne moyenne croît de $s=0$ à s . Avec cette notation et en intégrant par parties, nous obtenons pour le premier terme entre crochets de l'équation (12) :

$$\begin{aligned} \int_0^m r ds \int_0^s y t ds &= \int_0^m d\omega_s \int_0^s y t ds \\ &= \left[\omega_s \int_0^s y t ds \right]_0^m - \int_0^m \omega_s y t ds. \end{aligned}$$

Si l'on observe que la première intégrale du membre de droite s'annule pour les deux limites, on obtient

$$\int_0^m r ds \int_0^s y t ds = - \int_0^m \omega_s y t ds$$

D'une manière analogue, nous pouvons transformer les autres termes entre crochets des équations (12) et (14) et obtenons ainsi

$$x_0 = \frac{1}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left(I_y \int_0^m \omega_s y t ds - I_{xy} \int_0^m \omega_s x t ds \right) \quad (12')$$

$$y_0 = \frac{1}{I_x I_y - I_{xy}^2} \times \left(-I_x \int_0^m \omega_s x t ds + I_{xy} \int_0^m \omega_s y t ds \right) \quad (14')$$

Quand x et y sont les axes principaux d'inertie de la section droite, $I_{xy} = 0$ et l'on obtient

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{1}{I_x} \int_0^m \omega_s y t ds \\ y_0 &= -\frac{1}{I_y} \int_0^m \omega_s x t ds. \end{aligned}$$

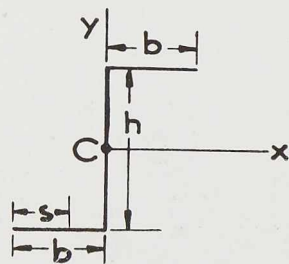


Fig. 405.

Si la ligne moyenne de la section droite se compose de plusieurs portions rectilignes, le calcul des coordonnées du centre de glissement peut souvent se simplifier beaucoup. Prenons, par exemple, un fer U d'épaisseur uniforme mais à ailes inégales (fig. 404). Si les forces agissent dans un plan parallèle au plan des yz , la résultante des tensions tangentielle agissant sur l'âme est égale à V_y et les tensions tangentielle horizontales dans les ailes donnent un couple. Considérons l'aile inférieure et utilisons l'équation (8); en y remplaçant y par $-c$, x par $-(b_1 - d - s)$, nous trouvons

$$\tau t = \frac{V_y}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[I_y c t s + I_{xy} t \left(\frac{s^2}{2} + d s - b_1 s \right) \right]$$

L'effort de cisaillement résultant dans l'aile est

$$\int_0^{b_1} \tau t ds = \frac{V_y b_1^2 t}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[I_y \frac{c}{2} + I_{xy} \left(\frac{d}{2} - \frac{b_1}{3} \right) \right]$$

si on le multiplie par h et qu'on y ajoute le moment $V_y d$ des tensions tangentielle dans l'âme, on obtient le moment par rapport au centre de gravité de toutes les tensions tangentielle distribuées sur la section droite. En divisant ce moment par V_y , on obtient

$$y_0 = \frac{b_1^2 h t}{I_x I_{xy} - I_{xy}^2} \left[I_y \frac{c}{2} + I_{xy} \left(\frac{d}{2} - \frac{b_1}{3} \right) \right] + d.$$

Pour calculer la coordonnée y_0 , supposons que la charge agit dans un plan parallèle au plan des xz . L'effort tranchant total V_x se répartit entre les deux ailes. Le flux de cisaillement dans l'aile inférieure s'obtient par l'équation (13), qui donne

$$\tau t = \frac{V_x}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[-I_{xy} c t s + I_x t \left(b_1 s - d s - \frac{s^2}{2} \right) \right]$$

L'effort de cisaillement dans l'aile inférieure est

$$\int_0^{b_1} \tau t ds = \frac{V_x b_1^2 t}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[-I_{xy} \frac{c}{2} + I_x \left(\frac{b_1}{3} - \frac{d}{2} \right) \right].$$

En multipliant cette force par h et divisant par V_x , nous obtenons la distance de l'effort tranchant résultant à l'aile supérieure et la seconde coordonnée du centre de glissement est

$$y_0 = h - c - \frac{b_1^2 t}{I_x I_y - I_{xy}^2} \left[-I_{xy} \frac{c}{2} + I_x \left(\frac{b_1}{3} - \frac{d}{2} \right) \right].$$

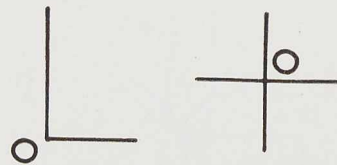


Fig. 406.

Dans le cas d'une section en Z, considérons la charge parallèle au plan des yz et utilisons l'équation (8); nous trouvons que l'effort de cisaillement dans l'aile inférieure s'annule. Il doit s'annuler aussi dans l'aile supérieure, d'où $x_0 = 0$.

Si nous considérons maintenant la charge parallèle au plan des xz et utilisons l'équation (13), nous trouvons que l'effort de cisaillement dans l'aile est égal à $\frac{V_x}{2}$, ce qui indique que le plan de charge doit passer par le centre de gravité C. Par conséquent, $y_0 = 0$ et le centre de glissement coïncide dans le cas actuel avec le centre de gravité.

Dans le cas où toutes les parois d'une barre se coupent le long d'un même axe, comme l'indique la figure 406, l'effort tranchant passe également par cet axe, qui est évidemment l'axe des centres de glissement.

Pour calculer les déformations produites dans une barre par n'importe quelle charge transversale répartie le long de l'axe des centres de glissement, décomposons cette charge en ses deux composantes parallèles aux axes des x et des y et calculons les moments fléchissants M_x et M_y agissant dans les plans des yz et des xz respectivement. En appliquant les équations (3) et (3'), nous obtenons pour les courbures les expressions suivantes :

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{r_x} &= \frac{1}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)} (M_x I_y + M_y I_{xy}) \\ \frac{1}{r_y} &= \frac{1}{E(I_x I_y - I_{xy}^2)} (M_x I_{xy} + M_y I_x) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Si x et y sont les axes principaux d'inertie, ces équations se réduisent à

$$\frac{1}{r_x} = \frac{M_x}{E I_x}, \quad \frac{1}{r_y} = \frac{M_y}{E I_y}. \quad (16)$$

Désignons par u et v les déplacements dans les directions des x et des y . En appliquant la convention de signes établie au paragraphe 1, nous



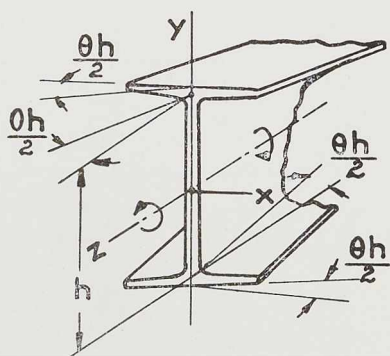


Fig. 407.

obtenons, pour de petites déformations,

$$\frac{1}{r_x} = -\frac{d^2 v}{dz^2}, \quad \frac{1}{r_y} = \frac{d^2 u}{dz^2},$$

et l'équation (16) donne

$$\left. \begin{aligned} EI_x \frac{d^2 v}{dz^2} &= -M_x, \\ EI_y \frac{d^2 u}{dz^2} &= M_y. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Différentions ces équations deux fois par rapport à z et tenons compte des équations (5) et (6); nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} EI_x \frac{d^4 v}{dz^4} &= q_y, \\ EI_y \frac{d^4 u}{dz^4} &= q_x. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Si les forces transversales ne passent pas par l'axe des centres de glissement, elles produisent non seulement de la flexion, mais aussi de la torsion dans la barre. Pour discuter de tels problèmes, nous remplacerons chaque force qui ne passe pas par l'axe des centres de glissement par une force parallèle rencontrant cet axe et un couple agissant dans un plan perpendiculaire à l'axe de la barre. De cette manière, nous divisons le problème en deux parties :

1) La recherche de la flexion produite par des forces distribuées le long de l'axe des centres de glissement;

2) L'étude de la torsion par des couples agissant dans des plans perpendiculaires à l'axe de la barre.

La première partie de ce problème vient d'être examinée; la seconde, qui traite de la torsion, est étudiée dans les chapitres suivants.

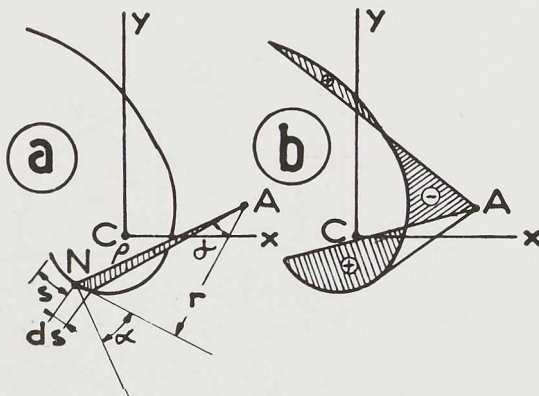


Fig. 408.

Torsion des barres à parois minces et à section ouverte

3. Torsion pure des barres à parois minces et à section ouverte

Si l'on tord une barre par des couples appliqués à ses extrémités dans des plans perpendiculaires à son axe, et si les extrémités sont libres de gauchir, nous avons le cas de la *torsion pure*. Il ne naît dans ce cas, dans chaque section, que des tensions tangentielles.

La loi de distribution de ces tensions dépend de la forme de la section droite et est la même pour toutes les sections. Dans le cas de sections ouvertes à parois minces, on peut supposer avec une précision suffisante que la tension tangentielle en tout point est parallèle à la tangente correspondante à la ligne moyenne de la section droite et est proportionnelle à la distance à cette ligne. L'angle de torsion par unité de longueur est

$$\theta = \frac{T}{C}, \quad (19)$$

où T représente le moment de torsion et C la *rigidité torsionnelle* de la barre.

Dans le cas d'une section ouverte à parois minces d'épaisseur constante t , nous pouvons prendre avec une précision suffisante

$$C = \frac{1}{3} m t^3 G, \quad (20)$$

où m est la longueur de la ligne moyenne de la section droite et G le module de glissement.

Si la section droite se compose de différentes portions d'épaisseur différente, nous pouvons prendre

$$C = \frac{1}{3} \sum m_i t_i^3 G. \quad (21)$$

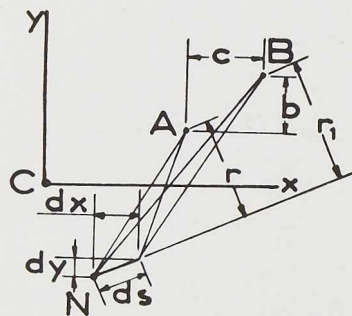


Fig. 409.

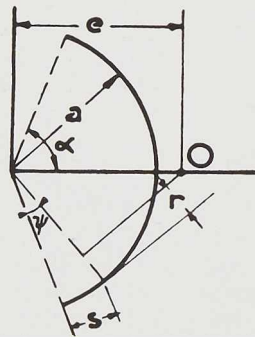


Fig. 410.

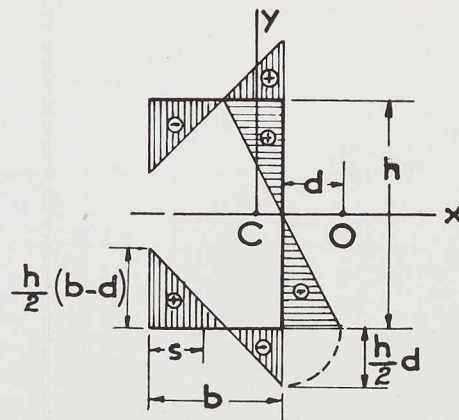


Fig. 411.

La torsion a pour effet de transformer les fibres longitudinales de la barre en hélices qui, pour un petit angle de torsion, peuvent être considérées comme des lignes droites inclinées sur l'axe de rotation. Si l'on désigne par ρ la distance de la fibre à l'axe de rotation, l'angle d'inclinaison de la fibre sur l'axe est $\rho\theta$.

On peut se représenter aisément le gauchissement de la section droite, dans le cas d'une section ouverte à parois minces, si l'on observe qu'il n'y a pas de tension tangentielle le long de la ligne moyenne de la section droite, ce qui indique que les éléments de cette ligne restent normaux aux fibres longitudinales déformées en hélices sous l'effet de la torsion. La figure 407, par exemple, montre le gauchissement de la section droite pour une poutre en double té tordue. Pendant la rotation autour de l'axe de la poutre, les fibres centrales des ailes, dont la distance à l'axe de rotation est $\frac{h}{2}$, s'inclinent et font avec cet axe

l'angle $\frac{\theta h}{2}$. Les lignes moyennes des sections droites des ailes feront le même angle avec l'axe des x , comme le montre la figure.

Dans le cas général (fig. 408a), supposons que, pendant la torsion, les sections droites de la barre tournent autour d'un axe passant par le point A et parallèle à l'axe passant par le centre de gravité. Nous voyons que toute fibre longitudinale N appartenant à la surface moyenne de la paroi et définie par sa distance s mesurée le long de la ligne moyenne de la section droite, s'incline sur l'axe de rotation de l'angle $\rho\theta$. L'élément de tangente à la ligne moyenne en N reste perpendiculaire à la fibre et fait avec le plan des xy , après torsion, le petit angle $\rho\theta \cos \alpha = r\theta$, où r est la distance de la tangente à l'axe de rotation, comp-

tée positivement si un vecteur allongé suivant la tangente et dirigé dans la direction des s croissants donne un moment positif par rapport à cet axe de rotation.

Désignons par w les déplacements dans la direction z des points de la ligne moyenne de la section droite. Alors, pour un moment de flexion positif, on a

$$\frac{\partial w}{\partial s} = -r\theta. \quad (22)$$

On en déduit par intégration

$$w = w_0 - \theta \int_0^s r ds, \quad (23)$$

où w_0 désigne le déplacement dans la direction z du point à partir duquel on mesure les s . L'intégrale du membre de droite représente, comme nous l'avons déjà vu, le double de l'aire sectorielle balayée par le rayon ρ quand on se déplace le long de la ligne moyenne de la section à partir du bord ($s=0$) jusqu'au point N considéré. L'aire balayée est prise positivement si le rayon ρ tourne dans la direction positive, à savoir de x vers y , et négativement s'il tourne dans le sens inverse. La valeur de l'intégrale pour $s=m$ sera donc représentée par le double de la somme algébrique des trois aires hachurées sur la figure 408b.

Dans la discussion précédente, nous avons supposé que la section droite tournait par rapport à un point A choisi arbitrairement. Considérons maintenant l'effet du gauchissement sur le déplacement du centre de rotation. Supposons, par exemple, que le centre de rotation se déplace de A à B (fig. 409). Considérons un élément ds de la ligne moyenne et désignons par x, y , les coordonnées du point N et par x_a, y_a , les coordonnées



du centre de rotation A; nous voyons par la figure que

$$rds = dx (y_a - y) - dy (x_a - x).$$

Si nous déplaçons le centre de rotation de A à B, nous devons adopter $x_a + c$ et $y_a + b$ comme coordonnées du nouveau centre de rotation. D'où

$$r_1 ds = r ds + b dx - c dy.$$

Pour calculer le gauchissement produit par la rotation autour de B, nous avons à substituer $r_1 ds$ à $r ds$ dans l'équation (23), ce qui donne

$$\begin{aligned} \int_0^s r_1 ds &= \int_0^s r ds + \int_0^s (b dx - c dy) \\ &= \int_0^s r ds + bx - cy + \text{constante}. \end{aligned} \quad (24)$$

On voit que le changement dans la position du centre de rotation a pour effet d'ajouter aux déplacements (23) calculés précédemment le déplacement

$$bx - cy + \text{constante}$$

qui, étant linéaire en x et y , n'entraîne aucune déformation supplémentaire de la barre et s'obtient simplement en déplaçant la barre comme un corps rigide.

Ceci montre que, dans le cas de la torsion pure d'une barre à extrémités libres, le choix de l'axe de rotation est arbitraire et toute ligne parallèle à l'axe de la barre peut être prise comme axe de rotation.

En utilisant l'équation (23), nous pouvons calculer la valeur moyenne w_a du gauchissement comme suit :

$$w_a = \frac{1}{m} \int_0^m w ds = w_0 - \frac{\theta}{m} \int_0^m ds \int_0^s r ds. \quad (25)$$

En soustrayant cette valeur du déplacement (23) calculé précédemment, on obtient le gauchissement de la section droite par rapport au plan de w moyen. Si l'on continue à utiliser le symbole w pour désigner les déplacements par rapport au nouveau plan de référence, on obtient :

$$w = \theta \left(\frac{1}{m} \int_0^m ds \int_0^s r ds - \int_0^s r ds \right). \quad (26)$$

Le premier terme de la parenthèse est une constante dépendant des dimensions géométriques de la ligne moyenne de la section droite, tandis que le second terme représente le double de l'aire sectorielle correspondant à l'arc s de la ligne moyenne de la section droite. Pour simplifier l'écriture, introduisons les notations

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{m} \int_0^m ds \int_0^s r ds &= D, \\ \int_0^s r ds &= w_s. \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

il vient alors

$$w = \theta(D - w_s) \quad (28)$$

Appliquons cette équation au calcul du gauchissement pour quelques cas simples.

Comme premier exemple, prenons une section droite en forme d'arc de cercle d'angle 2α (fig. 410).

Si l'on adopte le centre de glissement O comme centre de rotation, on a

$$r = a - e \cos(\alpha - \psi), \quad ds = a d\psi,$$

$$\begin{aligned} \int_0^s r ds &= w_s = a \int_0^\psi [a - e \cos(\alpha - \psi)] ds \\ &= a[a\psi + e \sin(\alpha - \psi)], \end{aligned}$$

$$\frac{1}{m} \int_0^m ds \int_0^s r ds = D$$

$$= \frac{a}{2\alpha} \int_0^{2\alpha} [a\psi + e \sin(\alpha - \psi)] d\psi = a^2 \alpha,$$

et le gauchissement, représenté par l'expression (28), vaut

$$w = \theta a [a(\alpha - \psi) - e \sin(\alpha - \psi)].$$

On voit que le gauchissement est antisymétrique par rapport à l'axe de symétrie de la section droite et s'annule pour $\psi = \alpha$.

Comme second exemple, considérons une section en U (fig. 411). Si nous prenons comme centre de rotation le centre de glissement O, nous trouvons pour le double des aires sectorielles des trois parties de la section droite :

$$w_s = \int_0^s r ds = \frac{h}{2} s \quad \text{pour } s < b.$$

$$w_s = \int_0^s r ds = \frac{h}{2} b - d(s - b) \quad \text{pour } b < s < b + h.$$

$$w_s = \int_0^s r ds = \frac{h}{2} b - dh + \frac{h}{2}(s - h - b) \quad \text{pour } s > b + h.$$

En utilisant ces expressions, nous obtenons

$$D = \frac{1}{2b+h} \int_0^{2b+h} ds \int_0^s r ds = \frac{h(b-d)}{2}.$$

En substituant dans l'équation (28), nous obtenons pour le gauchissement les expressions suivantes :

$$w = \theta \frac{h}{2} (b - d - s), \quad \text{pour } s < b.$$

$$w = \theta \left(-\frac{dh}{2} - bd + ds \right), \quad \text{pour } b < s < b + h.$$

$$w = \theta \frac{h}{2} (d + h + b - s), \quad \text{pour } s > b + h.$$

La variation de w le long de la ligne moyenne



de la section droite pour $\theta = 1$ est représentée par les aires hachurées sur la figure 411.

Pour déterminer les gauchissements, il y a avantage à se servir d'une analogie :

Imaginons que la ligne moyenne de la section droite soit rectifiée et considérons-la comme une poutre de longueur m soumise à une charge fictive d'intensité r . Dans ce cas, ω_s représente la somme des charges appliquées depuis l'extrémité gauche jusqu'à la distance s de cette extrémité;

$\int_0^s \omega_s$ est le moment de cette charge par rapport au même point et la quantité D représente la réaction de l'appui de gauche de la poutre. Par conséquent, la quantité $D - \omega_s$ est l'effort tranchant dans la poutre.

Prenons, par exemple, la section représentée à la figure 412a. En considérant la rotation autour du centre de glissement O , nous trouvons

$$r = \frac{h}{2} \text{ pour l'aile inférieure,}$$

$$r = 0 \text{ pour l'âme et}$$

$$r = \frac{h}{2} \text{ pour l'aile supérieure.}$$

La charge fictive correspondante est celle représentée à la figure 412b. La réaction de gauche vaut

$$D = \frac{h}{2} b \frac{(h+b)}{(h+2b)}.$$

Les valeurs de l'effort tranchant sont indiquées par les aires hachurées dans la figure 412a. Multipliées par θ , elles donnent le gauchissement de la section droite étudiée.

Pour les sections droites dont toutes les parois se coupent en un point (fig. 406), r s'annule pour tous les points de la ligne moyenne et il ne se produit aucun gauchissement de cette ligne pendant la torsion.

4. Torsion non-uniforme des barres à parois minces

Dans la discussion précédente, on avait supposé que le moment de torsion était appliqué aux extrémités de la barre et que les sections droites de celle-ci étaient libres de gauchir. Dans un tel cas, le gauchissement est le même pour toutes les sections droites et s'accomplit sans aucune déformation axiale des fibres longitudinales.

Le problème se complique si les sections droites ne sont pas libres de gauchir ou si le moment de

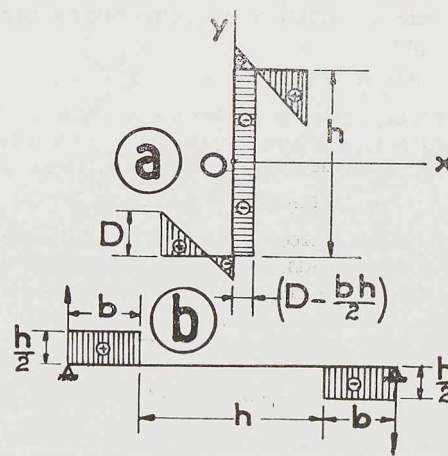


Fig. 412.

torsion varie le long de la barre. Dans ces conditions, le gauchissement varie d'une section à l'autre extrémité (fig. 413). Il est évident qu'en ou compression des fibres longitudinales. Le taux de variation de l'angle de torsion le long de l'axe de la barre varie également et nous appellerons ce cas celui de la *torsion non-uniforme*.

Nous commencerons notre examen de ce nouveau problème par le cas simple de la torsion d'une poutre en double T dont la section droite possède deux axes de symétrie. Supposons qu'une extrémité de la poutre soit encastrée et ne puisse gauchir. Le moment de torsion T est appliqué à l'autre extrémité (fig. 413). Il est évident qu'en encastrant l'extrémité de la poutre et en éliminant le gauchissement représenté à la figure 407, nous augmentons la résistance de la poutre à la torsion. Dans ce cas, la torsion est accompagnée d'une flexion des tables. Le moment de torsion T sera équilibré en partie par les tensions tangentielles du type discuté dans le paragraphe précédent et en partie par la résistance des tables à la flexion. Nous désignerons la première partie du moment par T_1 . Elle est proportionnelle au taux de variation de l'angle de torsion le long de l'axe de la barre. Désignons cet angle par φ , utilisons l'équation (19) et indiquons par des primes les dérivées de ζ par rapport à z ; nous obtenons

$$T_1 = C\varphi' \quad (29)$$

Nous trouverons la seconde partie du moment de torsion en considérant la flexion des tables. De la symétrie du problème, on peut conclure que les sections droites de la poutre tournent



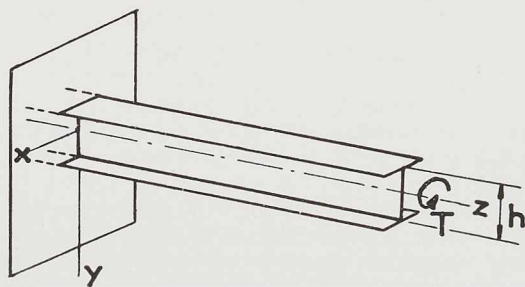


Fig. 413.

autour de l'axe de celle-ci et que le déplacement de la table supérieure est

$$u = \varphi \frac{h}{2}.$$

Si l'on applique à présent les équations (17) et (6), on en conclut que l'effort tranchant dans la table est

$$V_x = -\frac{dM_y}{dz} = -EI_y \frac{d^3u}{dz^3} = -\frac{EI_y h}{2} \varphi''',$$

où I_y est le moment d'inertie de la section droite d'une table.

L'effort tranchant dans la table inférieure sera égal au précédent, mais de direction opposée. Ce couple de forces représente la seconde partie du moment de torsion :

$$T_2 = -\frac{EI_y h^2}{2} \varphi'''. \quad (30)$$

L'équation permettant de calculer le moment de torsion s'écrit donc :

$$T = T_1 + T_2 = C\varphi' - \frac{EI_y h^2}{2} \varphi'''. \quad (31)$$

L'intégration de cette équation sera discutée plus tard. Constatons seulement pour l'instant que, lorsque φ est connu, on peut calculer les deux parties T_1 et T_2 du moment de torsion et trouver les tensions produites dans la poutre par chacune de ces parties.

Nous voyons qu'on a résolu le problème précédent de torsion non-uniforme en admettant que la torsion était variable le long de l'axe de la barre et en divisant le moment de torsion en deux parties, l'une représentant la torsion pure définie par l'équation (29) et l'autre dépendant de la flexion des tables. Connaissant l'axe de rotation et les angles de torsion, on a obtenu les déformées des tables. De ces déformées, on a déduit les efforts tranchants dus à la flexion qui constituent la seconde partie du moment de torsion.

Il importe de noter que, en étudiant la flexion

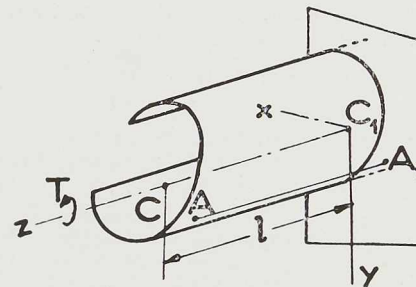


Fig. 414.

des tables, nous avons utilisé les équations (17), dans lesquelles la courbure est prise proportionnelle au moment fléchissant. Cela signifie qu'on n'a considéré que l'effet des tensions normales σ_x sur la courbure et que l'effet des tensions tangentielles a été négligé, ce qui est de pratique courante dans l'étude de la flexion des poutres.

Nous allons maintenant appliquer la méthode d'attaque esquissée ci-dessus à l'analyse de la torsion non-uniforme d'une barre à parois minces à section ouverte de forme quelconque. Supposons que la figure 414 représente une barre dont l'extrémité $z=0$ est encastrée, tandis que l'autre extrémité $z=l$ est soumise au moment de torsion T . Par la discussion du paragraphe 2, nous savons qu'une force transversale appliquée au centre de torsion A de la section extrême chargée ne produit que de la flexion de la barre sans torsion.

Par conséquent, en invoquant le théorème de réciprocité, nous en concluons que le moment de torsion T appliqué à l'extrémité ne produit aucun déplacement du point A et que l'axe des centres de glissement AA_1 reste droit, tandis que les sections droites de la barre tournent autour de cet axe pendant la torsion.

En désignant par φ l'angle de rotation d'une section quelconque, on trouve que la partie T_1 du moment de torsion qui produit des tensions de torsion pure est donnée par l'équation (29).

Pour calculer la seconde partie de ce moment qui, dans une poutre en double té, correspondait à la flexion des tables, on procède comme ci-dessus et on néglige l'effet des tensions tangentielles sur la déformation de la surface moyenne de la paroi. On trouve alors les déplacements axiaux w , définissant le gauchissement des sections droites, de la même façon que dans le cas de la torsion pure [voir équation (28)]. Observons seulement qu'à présent, la torsion n'est plus uniforme et qu'il faut remplacer la constante θ

par le taux de variation variable φ' de l'angle de torsion. Alors,

$$w = \varphi' (D - \omega_s) \quad (32)$$

Comme φ' varie le long de l'axe de la barre, des sections droites adjacentes ne sont pas également gauchies et il en résulte des dilatations axiales ε_z des fibres longitudinales de la barre. Observant que D et ω_s dans l'équation (32) sont indépendants de z , nous obtenons

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \varphi'' (D - \omega_s).$$

Supposons maintenant que les fibres ne pressent pas latéralement les unes sur les autres; nous obtenons pour les tensions normales produites pendant la torsion non-uniforme l'expression suivante :

$$\sigma_z = E\varphi'' (D - \omega_s) \quad (33)$$

On voit que dans toute section droite les tensions normales sont proportionnelles aux déplacements axiaux correspondants w . Il s'ensuit que les diagrammes du paragraphe précédent, illustrant le gauchissement des sections droites, représentent aussi la distribution des tensions normales σ_z produites pendant la torsion non-uniforme.

On peut montrer que la résultante et les moments résultants M_x et M_y de tensions distribuées suivant la loi (33) s'annulent. Pour établir ce fait, nous utiliserons le théorème de réciprocité. Supposons que des tensions normales de grandeur p soient uniformément réparties sur la section terminale de la barre de la figure 414. De telles tensions ne produisent évidemment aucune rotation de l'extrémité et le moment de torsion appliqué ne produit aucun travail. D'où, en vertu du théorème de réciprocité, le travail obtenu en multipliant les tensions p par les déplacements w dus au moment de torsion doit être nul et l'on obtient :

$$\int_0^m w p t ds = p \varphi' \int_0^m (D - \omega_s) t ds = 0$$

d'où

$$\int_0^m (D - \omega_s) t ds = 0. \quad (34)$$

et la résultante des tensions (33) s'annule.

Appliquons maintenant à l'extrémité de la barre des tensions de flexion p_y , proportionnelles à la distance à l'axe des x ⁽¹⁾. De telles tensions de flexion pure ne produisent aucune rotation de l'extrémité autour de l'axe des z et le moment de torsion ne travaille pas pendant cette flexion. Par conséquent, le travail des tensions de flexion

pendant la torsion doit être nul et l'on obtient

$$\int_0^m w p y t ds = p \varphi' \int_0^m (D - \omega_s) y t ds = 0.$$

Ceci montre que le moment par rapport à l'axe des x des tensions (33) s'annule. De la même manière, on peut prouver que le moment M_y s'annule également.

Disposant de l'expression (33) des tensions normales, nous pouvons à présent calculer les tensions tangentielles correspondantes, qui sont du même genre que celles rencontrées en considérant la flexion des tables d'une poutre en double té, et qui constituent la seconde partie T_2 du moment de torsion. Dans ce but, utilisons l'équation d'équilibre (7). En remplaçant dans cette relation σ_z par son expression (33), nous obtenons

$$\frac{\partial (\tau t)}{\partial s} = -E t \varphi''' (D - \omega_s).$$

Intégrons cette équation en observant que φ est indépendant de s et que τ s'annule pour $s = 0$; nous obtenons

$$\tau t = -E \varphi''' \int_0^s (D - \omega_s) t ds. \quad (35)$$

La partie T_2 du moment de torsion s'obtient alors en faisant la somme, prise le long de la ligne moyenne, des moments des efforts tangentiels élémentaires $(\tau t) ds$ par rapport au centre de glissement, ce qui donne

$$T_2 = \int_0^m (\tau t) r ds = -E \varphi''' \int_0^m r ds \int_0^s (D - \omega_s) t ds \quad (36)$$

On peut simplifier cette équation en observant qu'il découle des notations (27) que

$$r ds = -\frac{d(D - \omega_s)}{ds} ds$$

d'où

$$\begin{aligned} \int_0^m r ds \int_0^s (D - \omega_s) t ds \\ = - \int_0^m \frac{d(D - \omega_s)}{ds} ds \int_0^s (D - \omega_s) t ds. \end{aligned}$$

En intégrant le premier membre par parties et tenant compte de la relation (34), nous obtenons

$$\int_0^m r ds \int_0^s (D - \omega_s) t ds = \int_0^m (D - \omega_s)^2 t ds.$$

⁽¹⁾ p représente ici la tension à la distance unitaire de l'axe des x .



En remplaçant dans la formule (36), on obtient pour T_2 l'expression suivante

$$T_2 = -E\varphi''' \int_0^m (D - \omega_s)^2 t ds \quad (37)$$

Dans le paragraphe précédent, on a donné de nombreux exemples du calcul de la quantité $D - \omega_s$ le long de la ligne moyenne de la section droite. En faisant la somme des carrés de cette quantité le long de la ligne moyenne, nous obtenons l'intégrale du membre de droite de l'équation (37). On donnera plus loin des exemples de calculs de ce genre. Comme D et ω_s ont la dimension d'une longueur au carré, l'intégrale aura la dimension d'une longueur à la sixième puissance. En introduisant la notation

$$E \int_0^m (D - \omega_s)^2 t ds = C_1, \quad (38)$$

nous pouvons récrire la formule (37) sous la forme suivante :

$$T_2 = -C_1 \varphi''' \quad (39)$$

Telle est la partie du moment de torsion due à la non-uniformité de la torsion et du gauchissement. Dans nos discussions ultérieures, nous l'appellerons *moment de gauchissement* et la constante C_1 *rigidité de gauchissement*.

En combinant les équations (29) et (39), nous obtenons l'équation différentielle de la torsion non-uniforme des barres à parois minces et à section ouverte sous la forme ⁽¹⁾

$$T = C\varphi' - C_1 \varphi''' \quad (40)$$

La relation (31) obtenue précédemment n'est qu'un cas particulier de la formule (40). Lorsqu'on a résolu l'équation (40) et trouvé l'expression de l'angle de torsion φ , on obtient T_1 et T_2 par les équations (29) et (39) respectivement. On calcule ensuite les tensions dues à T_1 comme dans le cas de la torsion pure. Les tensions normales et tangentielles produites par T_2 s'obtiennent par les équations (33) et (35) respectivement.

Le calcul de la rigidité de gauchissement exige,

⁽¹⁾ Cette équation a été établie par l'auteur pour le cas particulier d'une section en double té; voir son mémoire dans *Bull. Polyt. Inst. S. Petersbourg*, 1905. L'extension de cette équation à des sections à tables inégales a été faite par C. WEBER, *Ztschr. f. angew. Math. u. Mech.*, vol. 6, 1926, p. 85. — Une extension ultérieure de l'équation à toutes les sections à parois minces est due à H. WAGNER, *Festschrift « Fünfundzwanzig Jahre Technische Hochschule Danzig »*, 1929.

comme nous l'avons vu, l'évaluation de l'intégrale du membre de gauche de l'équation (38). Nous avons établi au paragraphe 3 l'expression analytique de $D - \omega_s$ dans plusieurs cas particuliers. En utilisant ces expressions, nous pouvons obtenir la valeur de C_1 sans beaucoup de difficultés. Prenons, par exemple, la section droite en forme d'arc de cercle (fig. 410). Dans ce cas,

$$D - \omega_s = a[a(\alpha - \psi) - e \sin(\alpha - \psi)]$$

En substituant dans l'équation (38) et en intégrant, nous obtenons, si l'épaisseur est constante,

$$C_1 = E t a^3 \int_0^{2\alpha} [a(\alpha - \psi) - e \sin(\alpha - \psi)]^2 d\psi,$$

où, par l'équation (11),

$$e = 2a \frac{\sin \alpha - \alpha \cos \alpha}{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha}.$$

Après intégration, il vient

$$C_1 = \frac{2}{3} E t a^5 \left[\alpha^3 - \frac{6(\sin \alpha - \alpha \cos \alpha)^2}{\alpha - \sin \alpha \cos \alpha} \right].$$

Dans le cas d'un U, les valeurs de $D - \omega_s$ sont indiquées à la figure 411. La valeur de l'intégrale de l'équation (38) est

$$\begin{aligned} & 2 \frac{h^2}{4} t \int_0^b (b - d - s)^2 ds \\ & + d^2 t \int_b^{b+h} \left(-\frac{h}{2} - b + s \right)^2 ds \\ & = \frac{th^2}{12} [d^2 h + 2 b^3 - 6 db(b - d)]. \end{aligned}$$

Remplaçons d par sa valeur donnée par l'équation (10); nous obtenons

$$C_1 = E \frac{th^2 b^3}{24} \left[1 + \frac{3h}{6b+h} \right].$$

D'une manière analogue, pour la section en Z représentée à la figure 412, on obtient

$$C_1 = E \frac{tb^3 h^2}{12} \frac{4b^3 + 12b^2 h + 9bh^2 + 2h^3}{8b^3 + 12b^2 h + 6bh^2 + h^3}.$$

Dans le cas de sections droites dont toutes les parois planes se rencontrent le long d'un même axe (fig. 406), la valeur de $D - \omega_s$ est nulle et la rigidité de gauchissement s'annule également.

S. T.

CHRONIQUE

Le marché de l'acier pendant le mois de mai 1947

		Production acier lingot en tonnes		
		Belgique	Luxembourg	Total
Mai	1947	222.907	133.396	356.303
Mai	1946	176.998	104.336	281.334
Janv.-mai	1947	1.097.013	581.396	1.678.409

La production belgo-luxembourgeoise a très légèrement progressé par rapport au mois d'avril. Elle dépasse actuellement la cadence de 4 millions de tonnes par an et on s'attend à une nouvelle progression pour les mois d'été.

La demande de produits excède encore les possibilités de fourniture. Néanmoins, les délais de livraison sont un peu plus courts et le Comité des priorités a jugé utile de mettre fin, le 7 juin, à la Commission des besoins immédiats. On envisage une amélioration sérieuse pour le troi-

sième trimestre. Certains même espèrent la libération complète des ventes.

Les arrivages de minerai ont laissé à désirer ces derniers temps. La grève des chemins de fer français en est une des causes. Suivant les dernières nouvelles, la situation toutefois s'améliore.

Marché intérieur

La tension s'atténue lentement, à l'exception toutefois du marché des tôles fines. Mais là aussi, des assurances de livraisons plus larges ont été données. On s'attend en effet à ce que, dès le mois de juin, les sidérurgistes disposent de 20.000 tonnes de coke en plus.

Les constructeurs ont des carnets de commande largement garnis. Les remous sociaux menacent cependant de peser sur les résultats du mois en cours. D'une façon générale tous les secteurs restent demandeurs. Le carnet de commande des constructeurs notamment s'est encore augmenté en mai et entraîne une demande d'acier correspondante. Les charpentiers sont toujours fort occupés et les commandes de wagons, notamment pour la S. N. C. B. sont en pleine exécution.

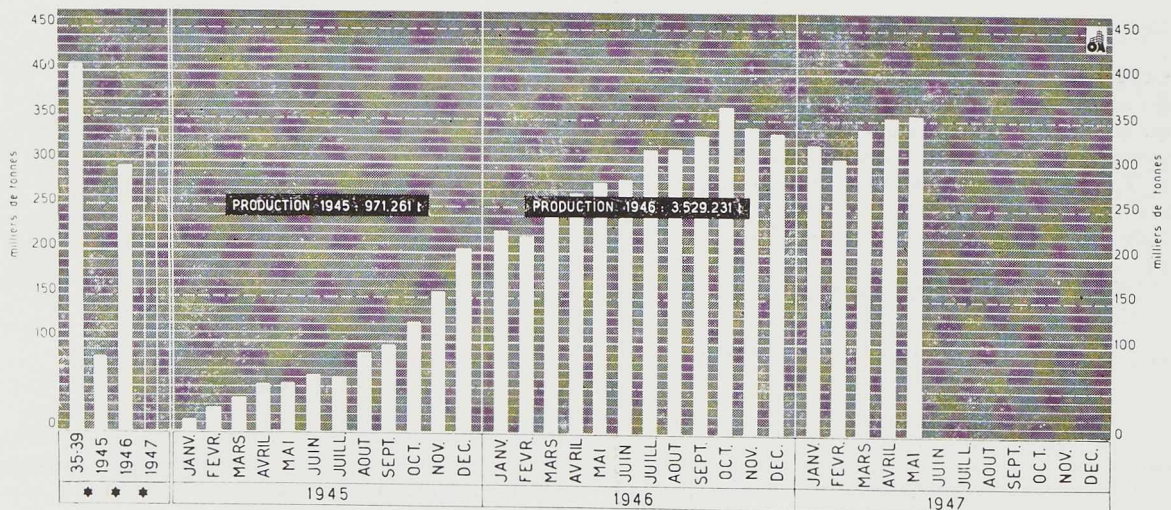


Fig. 415. Production des aciéries belges et luxembourgeoises.

*** Moyennes mensuelles des années 1935-1939, 1945, 1946 et des cinq premiers mois 1947.



Marché extérieur

La situation reste satisfaisante et l'Union Economique est de nouveau le plus gros exportateur de l'Europe.

Pour le trimestre 1947, les pays ayant reçu les plus forts tonnages d'acier, se rangent comme suit : Pays-Bas, Suisse, Argentine, Norvège, Danemark, Finlande, Portugal, Chine, Suède, Egypte, etc.

La moyenne mensuelle des tonnages exportés s'élève à 143.000 tonnes, contre 134.000 pendant les trois derniers mois de 1946.

Selon le genre des produits exportés, ce total se compose comme suit :

Aciers marchands	38.000 tonnes
Profilés	24.000 —
Tôles brutes	23.000 —
Feuillards	12.000 —
Fils et verges	9.000 —
Rails	8.000 —
Divers	29.000 —

Ces chiffres émanent de l'Office Central de Statistiques dont les dénominations ne correspondent pas toujours avec celles en usage dans l'industrie.

La demande est ferme, notamment en tôles fines, feuillards, tréfilés et acier à béton. La plupart des pays d'Amérique du Sud se portent acheteurs, d'autant plus que les Etats-Unis ne sont pas en mesure de satisfaire à leur demande.

Nouvelles de l'étranger

L'Angleterre, qui a cherché à commander en U. S. A. 2,5 millions de tonnes de produits, semble avoir pratiquement échoué.

Les Etats-Unis ont exporté, en 1946, 4,3 millions de tonnes, soit 7 % de leur production. Les exportations, en 1947, pourraient atteindre 6 millions de tonnes, si des grèves ne viennent pas ralentir la cadence de production qui est actuellement d'environ 7 millions de tonnes, par mois.

On ne paraît pas enclin, aux Etats-Unis, à chercher à augmenter davantage la capacité de production. Par contre, en Angleterre, la rationalisation projetée se poursuit rapidement. Suivant un exposé fait à la Royal Statistical Society, par M. Shone, secrétaire de la British Iron and Steel Federation, l'Angleterre prévoit la nécessité, pour 1950-1955 d'une capacité de production de 16 millions de tonnes, contre 13 millions, à l'heure présente. De cette production, 3 millions

de tonnes seraient prévues pour l'exportation directe.

M. Shone cite les domaines suivants comme susceptibles d'une consommation accrue : industries mécanique et électrique, moteurs, bicyclettes, aviation, équipement de bureaux et de maisons, boîtes de conserves.

Les usines à tubes anglaises ont actuellement à faire face à une demande spécialement forte : les commandes de carnet atteindraient 400.000 tonnes.

En France, en avril, la production d'acier lingot a atteint 495.000 tonnes soit 98 % par rapport à 1938.

Le Canada produit actuellement 300.000 tonnes de laminés par mois. Les prix sont fermes.

Des journées sidérurgiques au Luxembourg

A l'occasion du 50^e anniversaire de l'Association Luxembourgeoise des Ingénieurs et Industriels, des manifestations diverses qui furent honorées de la présence des plus hautes personnalités de Luxembourg, ont eu lieu dans la capitale grand-ducale les 14 et 15 juin.

Elles se sont essentiellement déroulées sous le signe de l'évolution et des progrès survenus au cours des dernières années dans la technique de la sidérurgie.

Le rôle important de l'industrie sidérurgique luxembourgeoise dans l'économie du pays, le rôle également fort important de cette industrie dans la production mondiale, donnait à ces journées un intérêt tout particulier et y avait attiré la présence de nombreux spécialistes de l'étranger.

Les membres présents et les invités ont assisté à une série de conférences :

- L'évolution des hauts fourneaux dans la sidérurgie luxembourgeoise, par M. A. Peeter.
- Note rétrospective sur la fabrication de l'acier Thomas au cours de la période 1927-1947, par M. N. Mousel.
- Le développement des laminaires, par M. R. Schmit.
- La sécurité du travail, par M. G. Thyès.

Dans son exposé sur l'évolution de la fabrication de l'acier Thomas, M. Mousel a examiné notamment les points suivants :

Capacités et formes des convertisseurs — Capacité de production — Durée des revêtements — L'azote dans l'acier Thomas — Influence de la durée de soufflage — L'affinage de l'acier Thomas au four électrique.



XIV^e Session de l'Association Internationale des Congrès des Chemins de Fer

Lucerne 23-29 juin 1947

L'Association Internationale des Congrès des Chemins de Fer a tenu sa XIV^e session à Lucerne du 23 au 29 juin 1947, sous la présidence du D^r Meile, Président de la direction générale des chemins de fer fédéraux suisses.

L'Association Internationale des Congrès des Chemins de Fer, constituée à Bruxelles, en 1885, à l'occasion du cinquantième anniversaire des chemins de fer belges, a pour but de rechercher les améliorations à introduire dans la construction et l'exploitation des chemins de fer. La session de Lucerne était la première session d'après guerre. Elle revêtait à ce titre une importance toute particulière, d'autant plus que la réunion précédente avait eu lieu il y a déjà dix ans à Paris en 1937.

L'Association, qui compte des adhérents dans les cinq parties du monde, groupe 54 gouvernements, 11 organismes intéressés à l'exploitation des chemins de fer, et 150 sociétés de chemins de fer représentant un développement de lignes de 450.000 km.

La XIV^e session a été préparée sous la présidence de M. Delory, Directeur général de la Société Nationale des Chemins de Fer belges, et la vice-présidence de MM. Goursat, directeur attaché à la présidence du conseil d'administration de la Société Nationale des Chemins de Fer français (S. N. C. F.) et Ghilain, directeur du service du matériel de la Société Nationale des Chemins de Fer belges. C'est M. Ghilain qui, en tant que secrétaire général de l'association, a mis au point toute l'organisation technique du congrès de Lucerne.

Cinq questions ont été traitées au cours de ce congrès, par près de mille délégués venus de tous les horizons.

Section 1. Voies et travaux. Le problème de la traverse.

Section 2. Traction et matériel. Le problème de l'allègement du matériel roulant qu'il s'agisse de matériel pour voie normale ou de matériel pour voie étroite.

Section 3. Exploitation des chemins de fer.

Section 4. Problèmes généraux. Solutions à apporter à la crise du logement pour le personnel des Sociétés de chemins de fer.

Les séances plénières et les séances de commissions ont eu lieu chaque jour pendant la semaine du congrès. Elles ont permis un échange de vues très fructueux entre les membres présents sur la

base de rapports précis établis à l'avance. Nous nous étendrons spécialement sur les travaux des sections 1 et 2.

La traverse

La section 1 avait à examiner les rapports de M. J. C. L. Train, Chief engineer du London & North Eastern Railway, et de M. O. Leduc, ingénieur en chef au service central des installations fixes et de la construction de la S. N. C. F. sur les *différents types, les méthodes d'entretien et la comparaison économique des traverses*.

M. Van Rijn, ingénieur en chef du service de la voie de la S. N. C. B., avait préparé un rapport pour faciliter les conclusions. Celles-ci ont traité des diverses conditions auxquelles devaient répondre les traverses en bois. Elles ont également souligné l'intérêt des traverses métalliques qui peuvent remplacer, au point de vue résistance et durée, les traverses en bois, sauf dans les lignes équipées de circuits de voie. Les traverses métalliques sont à préférer dans les pays tropicaux, où le bois est exposé à une destruction rapide.

La fixation du rail au moyen de selles ou cousinets soudés aux traverses métalliques paraît préférable à la fixation directe par agrafes ou par crampons et boulons. L'entretien en voie des traverses métalliques se réduit au serrage des attaches; la réparation des fissures par soudure, et le remplacement des selles d'attache exige la dépose des traverses. Dans les pays producteurs d'acier, la traverse métallique peut entrer en compétition au point de vue du prix de revient annuel avec la traverse en bois.

L'allègement du matériel

A la section 2, le problème de l'allègement du matériel avait fait l'objet des rapports de MM. Eyre A. W. Turbett, assistant chief mechanical engineer, au Southern Railway, et de M. R. Guignard, ingénieur à la division de la traction et des ateliers de la direction générale des Chemins de Fer Fédéraux suisses (C. F. F.).

Les conclusions avaient été préparées par le rapporteur spécial, M. J. de Aguinaga, sous-directeur général technique du Réseau national des chemins de fer espagnols, Madrid. Elles traitaient de la réduction de poids du matériel de transport voyageurs et marchandises, par le choix du mode de construction, l'utilisation d'aciers spéciaux, l'utilisation de matériaux légers.

Les conclusions adoptées par le congrès disent notamment :

A. CONCLUSIONS RELATIVES AU MATÉRIEL À VOYAGEURS

1. La tendance à l'allègement du matériel mé-



tallique à voyageurs s'est généralisée sans entraîner une diminution de la résistance et du confort.

2. Quelle que soit la nuance de l'acier adopté, par l'étude détaillée de tous les éléments, par l'emploi de tôles minces assemblées par soudure, on atteint des allègements d'une très grande importance. Le plus souvent, l'ensemble châssis-caisse se présente comme une poutre tubulaire unique à grand moment d'inertie avec extrémités spécialement charpentées pour former masques de choc. Il est intéressant de soumettre les châssis-caisses à des essais statiques et dynamiques. L'usage des extensomètres permet de procéder à de telles auscultations.

3. L'acier ordinaire est encore le plus souvent utilisé pour la construction des voitures. Toutefois, l'utilisation des aciers soudables faiblement alliés et à haute limite élastique, ainsi que celle de l'acier inoxydable, se répand de plus en plus.

4. Les alliages légers trouvent un champ d'application très étendu dans les éléments accessoires et dans l'équipement des voitures. Ils sont utilisés pour les éléments principaux des charpentes du matériel de certains chemins de fer secondaires, mais leur emploi ne semble pas devoir se développer pour les charpentes du matériel à voie normale.

5. L'allègement des boggies peut être obtenu, notamment en utilisant pour la constitution des châssis de la tôle soudée ou rivée et en remplaçant les ressorts à lames par des ressorts en hélice ou des barres de torsion contrôlées par des amortisseurs. Il est intéressant en outre de signaler l'utilisation simultanée, pour la suspension, des ressorts et du caoutchouc et celle de roues élastiques. Les dispositions réalisées ont permis de maintenir ou même d'améliorer le confort que l'allègement de la caisse, avec maintien des boggies lourds classiques utilisés habituellement jusqu'ici, serait susceptible de réduire.

6. Le matériel allégé est en service depuis trop peu de temps et son importance relative est encore trop faible pour que les bénéfices résultant de son emploi au double point de vue des économies de traction et de la conservation de la voie, aient pu apparaître dans les bilans d'exploitation. Ces bénéfices semblent devoir être importants.

B. CONCLUSIONS RELATIVES AU MATÉRIEL À MARCHANDISES

1. Les administrations cherchent à alléger le plus possible leur matériel à marchandises.

2. L'allègement est réalisé en général par l'utilisation de la soudure dans la construction des charpentes, des châssis et des caisses, ainsi que

par l'emploi partiel de tôles embouties ou pliées qui permettent de réduire les épaisseurs tout en maintenant une rigidité suffisante.

3. Les aciers ordinaires sont normalement employés pour la construction du matériel à marchandises. Les alliages légers sont utilisés parfois pour certains éléments accessoires. Ils sont en expérimentation pour la charpente principale.

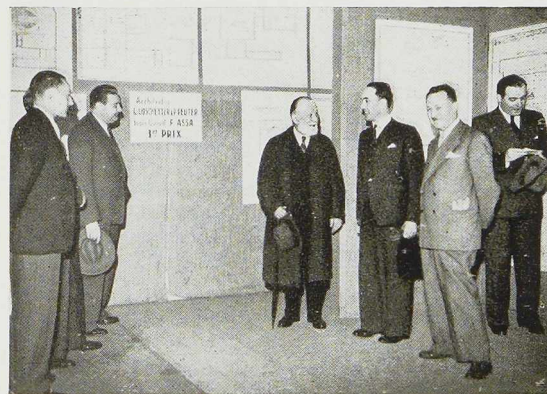
4. Le gain de poids à escompter pour le matériel à marchandises est relativement plus faible que pour le matériel à voyageurs. L'allègement ne doit pas être poussé à un point tel qu'il ne présente plus d'intérêt économique.

Simultanément aux travaux de ces deux sections, dont nous reproduisons les conclusions, les sections 3 et 4 ont adopté des conclusions sur l'exploitation des chemins de fer, et la question des habitations pour le personnel.

Le congrès, organisé avec un soin tout particulier par les dirigeants de l'Association et le Comité exécutif suisse, a permis aux congressistes de visiter une série d'usines suisses d'un très haut intérêt, et de prendre des contacts particulièrement fructueux entre les ingénieurs des différents réseaux, et les constructeurs suisses.

Exposition des projets primés à notre concours d'architecture

Le Centre Belgo-Luxembourgeois d'Information de l'Acier a organisé du 1^{er} au 15 juin 1947, au sein de la XIII^e exposition internationale du bâ-



(Photo G. Van Parys.)

Fig. 416. Inauguration de l'exposition des projets primés au concours d'architecture du Centre Belgo-Luxembourgeois d'Information de l'Acier. On reconnaît au centre le professeur Eug. François, Administrateur-Conseil, en conversation avec M. R. Als, Ministre du Grand-Duché de Luxembourg à Bruxelles.

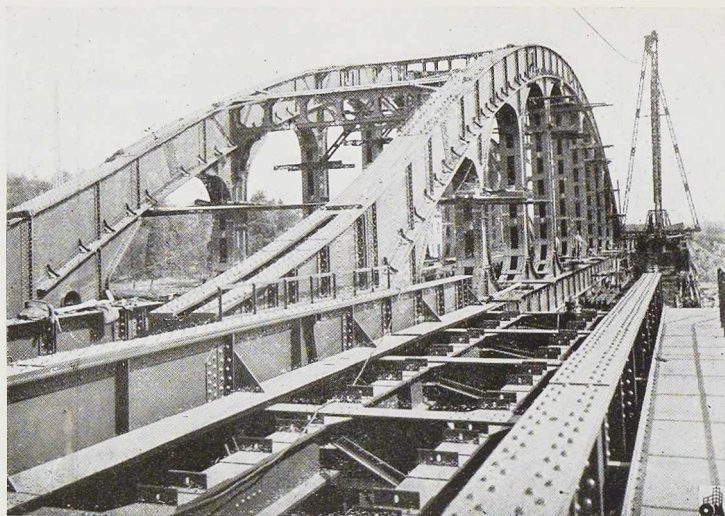


Fig. 417. Vue prise lors du montage de l'ancien ouvrage détruit au cours des hostilités; la nouvelle travée sera en tous points identique à l'ancienne.

timent, une exposition des projets primés à son concours d'architecture, pour l'étude d'un immeuble de bureaux à ériger à Bruxelles.

L'exposition du Centre Belgo-Luxembourgeois d'Information de l'Acier a été visité par de nombreuses personnalités, qui se sont vivement intéressées aux projets exposés. Parmi ces personnalités, citons notamment M. R. Deman, Ministre de la Reconstruction de Belgique, M. R. Schaffner, Ministre de la Reconstruction du Grand-Duché de Luxembourg, M. R. Als, Ministre du Grand-Duché de Luxembourg à Bruxelles, le docteur Van de Meulebroeck, Bourgmestre de Bruxelles, M. Karo Alabian, Président de l'Union des Architectes soviétiques et auteur des plans de reconstruction de la ville de Stalingrad, M. Baranov, architecte en chef de la Ville de Leningrad, etc.

Grues du môle de Zeebrugge

Le môle de Zeebrugge sera bientôt doté à nouveau d'engins de levage puissants et modernes.

Les trois grues de 8 tonnes dont la commande a été passée en février 1946 aux Ateliers de Construction Mécanique de Tirlemont, sont actuellement en cours d'expédition et le montage en sera entrepris dans les prochains jours.

Ces grues sont destinées à remplacer les engins qui ont été enlevés ou détruits par faits de guerre.

Les nouvelles grues sont du type à quadrilatère déformable — appelé également bec de cane —, pivotantes sur portique roulant couvrant deux voies, et assurant le déplacement horizontal de la charge pendant la manœuvre de variation de volée.

Leurs caractéristiques principales sont les suivantes :

Force de levage (grappin ou crochet) . . .	8 t
Portée)	maximum 24 ^m 50
	minimum 8 ^m 50
Hauteur totale de levée	39 ^m 00
Portée du portique (couvrant deux voies)	8 ^m 15
Hauteur libre sous le portique	5 ^m 50
Poids d'un appareil en ordre de marche	174 t

Ces appareils sont équipés d'un treuil à deux tambours à liaison planétaire, ce qui leur assure une absolue sécurité de fonctionnement et une souplesse et une facilité de manœuvre remarquable.

Reconstruction du pont de Herenthals

La Société John Cockerill va entreprendre le montage de la travée centrale du pont de chemin de fer construit à Herenthals au-dessus du canal Albert (fig. 417).

Ce pont à double voie comporte deux travées d'approche d'une portée de 35^m20, du type à âme pleine, et une travée centrale du type Vierendeel, d'une portée de 89^m54.

Les travées à poutres à âme pleine ont été construites par les Ateliers de Braine-le-Comte. Quant à la travée du type Vierendeel, elle a été construite par la Société S. A. John Cockerill à Seraing. Les maîtresses-poutres de cette travée sont des poutres Vierendeel à brides supérieures paraboliques. Elles se composent de 8^m14 de longueur chacune, la hauteur extérieure au milieu étant de 14^m30. Par leurs dimensions et leur poids, les maîtresses-poutres du pont de Herenthals constituent des exemples particulièrement importants de ce type de poutre.

Le poids total de l'ouvrage est de 1.400 tonnes.



Bibliothèque

Nouvelles entrées (1)

Recueil publié à l'occasion des septante ans du Professeur Patton

Un volume de 376 pages, format 16×25 cm, illustré de nombreuses figures. Edité par le Cabinet des Sciences techniques, Kiev, 1946. Prix : 35 roubles.

A l'occasion des cinquante ans d'activité technique du professeur Patton, dont L'OSSATURE MÉTALLIQUE a publié quelques remarquables études, l'Académie des Sciences d'Ukraine vient de faire paraître un recueil contenant, à côté d'une note bibliographique concernant le jubilaire, des articles sur les développements de la technique de la soudure en U.R.S.S. Parmi ceux-ci, citons notamment les suivants : Perspectives des développements ultérieurs de la soudure automatique; Perfectionnements employés dans l'appareillage servant à la soudure sous une couche de poudre; Soudure à l'arc électrique et découpage sous eau; Découpage oxyacétylénique des aciers spéciaux; Théorèmes fondamentaux de la stabilité des constructions, appliqués aux problèmes du calcul des constructions hyperstatiques; Calcul des conduites, etc.

Projections stéréographiques - Détermination du triangle des éléments et du triangle dérivé de G. Cesàro

par A. DEVRESSE.

Une brochure de 22 pages, format 16×24 cm, illustrée de 4 figures. Editée par De Boeck, Bruxelles, 1947. Prix : 20 francs.

Dans cette brochure, l'auteur étudie la transformation par projections stéréographiques des figures tracées sur la sphère. Il met en évidence les propriétés de la transformation concernant les angles et les distances.

(1) Tous les ouvrages analysés sous cette rubrique peuvent être consultés en notre salle de lecture, 14, rue Van Orley, à Bruxelles, ouverte de 8 h. 30 à 17 heures tous les jours ouvrables (les samedis de 8 h. 30 à 12 heures).

Considérant ensuite un triangle sphérique sur la sphère trigonométrique, il arrive directement à la représentation et à la détermination des deux triangles semblables à ceux de G. Cesàro, ce qui permet d'établir les formules de la trigonométrie sphérique à partir de la trigonométrie plane.

Le livre de M. Devresse est complété par quelques problèmes et exercices.

Manuel moderne de soudure autogène oxyacétylénique, 3^e édition

par R. GRANJON et R. MESLIER.

Un volume de 314 pages, format 13×21 cm, illustré de 270 figures. Edité par les Publications de la soudure autogène, Paris, 1946. Prix : 100 francs français.

Le Manuel Moderne de la Soudure Autogène Oxyacétylénique constitue un traité complet de la pratique de soudure autogène au moyen de la flamme oxyacétylénique. Ses deux premières parties se rapportent aux généralités sur les matières premières, le matériel et les installations de soudage oxyacétylénique d'une part, et aux principes et méthodes d'exécution des soudures, ainsi qu'aux résultats qu'ils permettent d'obtenir, d'autre part.

La troisième partie concerne la soudure des métaux et alliages usuels, et notamment des aciers au carbone extra-doux et doux, des aciers à haute limite élastique, des aciers inoxydables, etc.

L'oxycoupage fait l'objet de la quatrième partie. On y trouve des données sur la pratique de l'oxycoupage, ainsi que sur l'appareillage employé.

La cinquième partie se rapporte à la soudobrasure, ainsi qu'à quelques applications de la flamme oxyacétylénique.

Comme le dit dans la préface M. Leroy, directeur de l'Institut de soudure autogène, les principales qualités qui font l'attrait de ce manuel sont la netteté, la concision et la simplicité d'expression dans la description.



Bibliographie

Résumé d'articles relatifs aux applications de l'acier ⁽¹⁾

51.3. - Caissons en forme de conduites, foncés en eau profonde et portant une plate-forme (Pour estacades, tours de forage, etc.)

Construction Methods, mars 1947, pp. 100 à 104, 13 fig.

La section intérieure de ces caissons cylindriques est constituée de conduites en tôles d'acier de 6,5 mm d'épaisseur. Leurs diamètres répondent aux trois dimensions suivantes : 1^m27 ou 1^m47 ou 1^m68, suivant la place qu'ils occuperont plus tard en profondeur dans la mer ou dans la rivière. Tous les cylindres ont 4^m50 de longueur.

Le long de la berge, chaque tube est placé au centre d'un moule en acier. Entre moule et tube, il y a un espace annulaire de 10 centimètres, qui sert à couler du béton, dans lequel on a placé une armature préfabriquée en forme de spirale.

Dès que dix de ceux-ci sont achevés, on les juxtapose bout-à-bout, puis on les soude ensemble. Ils forment alors un tube de 45 mètres de longueur, avec revêtement intérieur étanche, complètement en acier, protégé par une couche en béton armé de 10 centimètres d'épaisseur. Les joints de soudure sont renforcés, puis masqués par du béton à forte teneur en ciment. Les extrémités de ces tubes sont hermétiquement fermées : d'un côté, par un couvercle en acier et de l'autre côté, par une pointe en acier-béton. L'ensemble est roulé sur un plan incliné qui le lance à la mer.

Quatre caissons sont ainsi disposés verticalement dans la vase, comme les pieds d'une table. Leurs têtes sont réunies deux à deux par des traverses métalliques préfabriquées et scellées dans du béton coulé dans des coffrages en acier. On obtient ainsi une vraie table dont les pieds sont creux et dans lesquels on glisse les montants

(1) Les listes des périodiques reçus par notre Association ont été publiées dans les numéros 1/2-1946 et 2-1947 de *L'Ossature Métallique*. Ces périodiques peuvent être consultés en la salle de lecture du Centre Belgo-Luxembourgeois d'Information de l'Acier, 14, rue Van Orley, à Bruxelles ouverte de 8 h. 30 à 17 heures tous les jours ouvrables (les samedis de 8 h. 30 à 12 heures).

Les numéros d'indexation indiqués correspondent au système de classification, dont le tableau a été publié dans *L'Ossature Métallique*, n° 7/8-1946, p. 199.

verticaux d'une plate-forme préfabriquée, tout en acier.

54.13. - La phosphatation de l'acier

E. HERZOG, *Technique moderne*, 1^{er} et 15 novembre 1946, pp. 256 à 261, 11 fig.

L'action protectrice des phosphates solubles dans les solutions aérées, se fait surtout de deux façons :

1° Par formation d'une pellicule de phosphate de fer après attaque anodique;

2° Par effet tampon en gênant la formation des différences de teneurs en ions hydrogène.

La pellicule se forme facilement en milieu légèrement acide. Ce film n'a qu'un effet passager de protection. Toutefois, il absorbe énergiquement les autres matières organiques. La pellicule de phosphate est dite pellicule d'accrochage.

Les phosphates de fer ne protègent pas aussi bien que les phosphates de zinc, de manganèse, de plomb et de cadmium. Le phosphate de zinc absorbe mieux les matières organiques que le phosphate de fer. Si la solution est trop acide, l'électrolyse se trouve gênée. Une oxydation insuffisante retarde la formation des phosphates ferreux.

Le rapport adopté dans les bains opérant vers 90 à 98° C est de 4 : 1 à 8 : 1. Il se contrôle par titrage à la soude décimale. L'acide phosphorique est titré en présence de méthylorange, les phosphates métalliques en présence de phénolphaléine.

La phosphatation dure de 40 à 60 minutes. L'agitation du bain active le recouvrement ainsi que l'élévation de la température. Les bains de phosphatation renferment les accélérateurs oxydants, tels que nitrate (procédé Bonder), chlorate (procédé Atramant), nitrite (procédé Granodine).

Le teneur en carbone ne gêne pas jusqu'à 1,40 %. De même, la présence d'environ 3 % de chrome, de silicium, de cuivre, de nickel ou de manganèse, ne diminue pas la valeur des recouvrements des phosphates.



P

our tout ce qui concerne

La Soudure Electrique.



Electrodes
Transformateurs statiques
Groupes convertisseurs
Génératrices & alternateurs
Groupes électrogènes

Soudeuses par résistance
Soudeuses par points
Soudeuses continues
Soudeuses par rapprochement

Matériel de soudure automatique
Sous flux électro-conducteur

Agents exclusifs de la
Société Anonyme Française **UNIONMELT** à Paris

consultez

L'AIR LIQUIDE

Société Anonyme

Reg. de Commerce Liège, N°1056

LIÈGE

Quai Orban, 31.
Tél: 625.80.

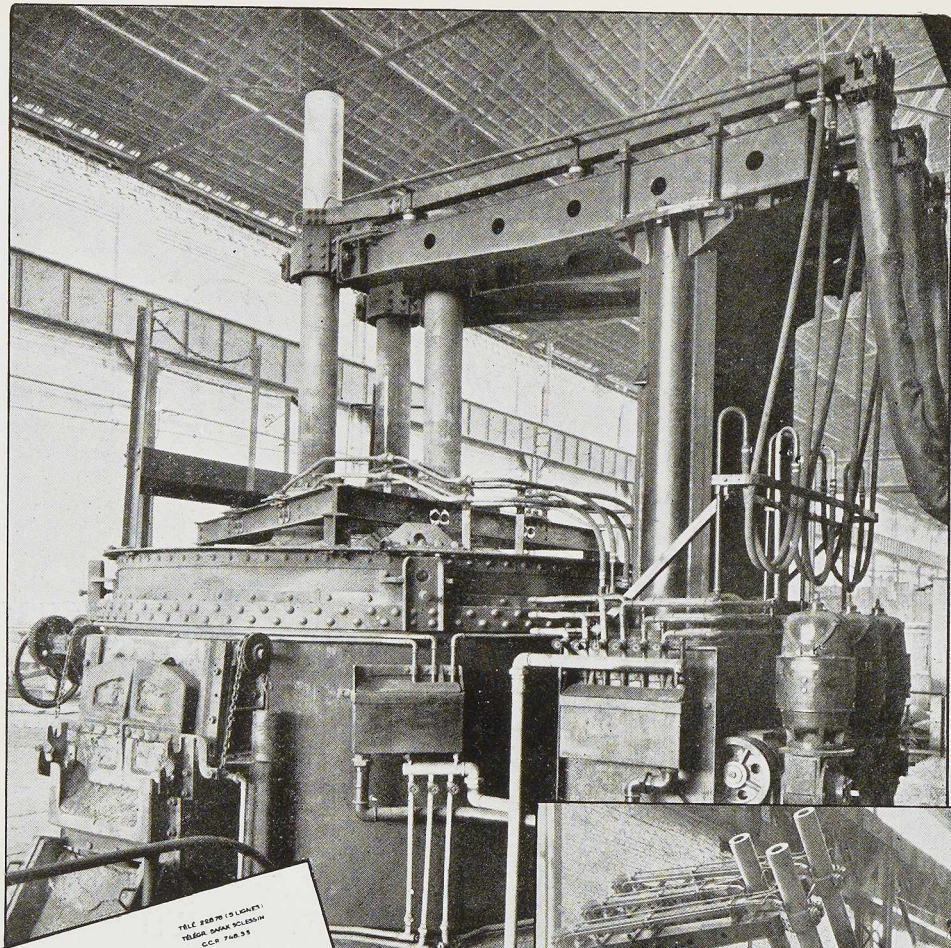
GAND

Rameau des Capucins, 5
Tél: 533.40.

BRUXELLES

Rue J.B. de Cock, 71.
Tél: 26.71.30.

*Demandez devis & renseignements sans aucun engagement
Nos services techniques sont à votre disposition & vous conseilleront utilement.*



SAFAK
 SOCIÉTÉ ANONYME
 FONDERIES, ATELIER DE CONSTRUCTION DE MACHINES
 FONTE ET ACIER
 LA PLUS IMPORTANTE ET LA PLUS AVANCÉE INDUSTRIELLEMENT FONDÉE EN 1854
 SCLESSIN (L.)
 1945.

FOUR A ARC DE 6 TONNES
 A revêtement acide pour l'élaboration d'acier coulé, installé aux Usines SAFAK à Sclessin, par :
STEIN-ACEC



ci/ G.N./G.T.
 Ateliers de machines
 Construction de machines
 Usines SAFAK à Sclessin
 Adresse pour marchandises
 ANKERE

Messieurs,
 Nous avons le plaisir de porter à votre connaissance que le four électrique à revêtement acide, capacité 6 tonnes, que vous nous avez fourni en vertu de notre commande n°32.562 du 12/5/59 et qui a été mis en service le 15/12/59, nous donne un entière satisfaction tant au point de vue de la qualité des produits obtenus qu'à celui du rendement.
 Le cas échéant, nous vous autorisons à faire usage de la présente comme titre de référence.
 Veuillez agréer, Messieurs, nos salutations distinguées,
SAFAK. Société Anonyme
 Le Secrétaire-Comptable,

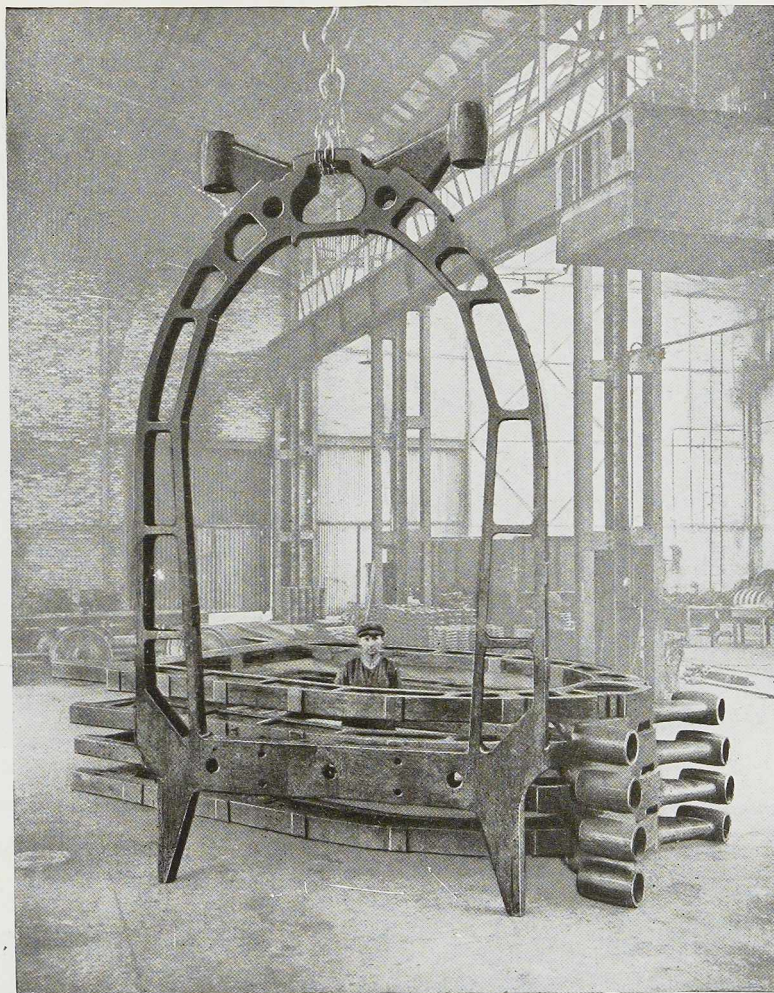


Ateliers de Constructions Electriques de Charleroi
 SOCIÉTÉ ANONYME

**Aciers coulés
ordinaires et spéciaux**

Spécialités :

Attelages automatiques
Appareils de voie
Bogies
Ossatures monoblocs
Boîtes à huile
Revêtements à tétons
pour broyeurs
Cuvelages de mines
Fontes alliées
Aciers spéciaux forgés et
laminés pour l'outillage et
la construction
Aimants permanents



Avant-corps monoblocs en acier moulé pour châssis
d'automotrices

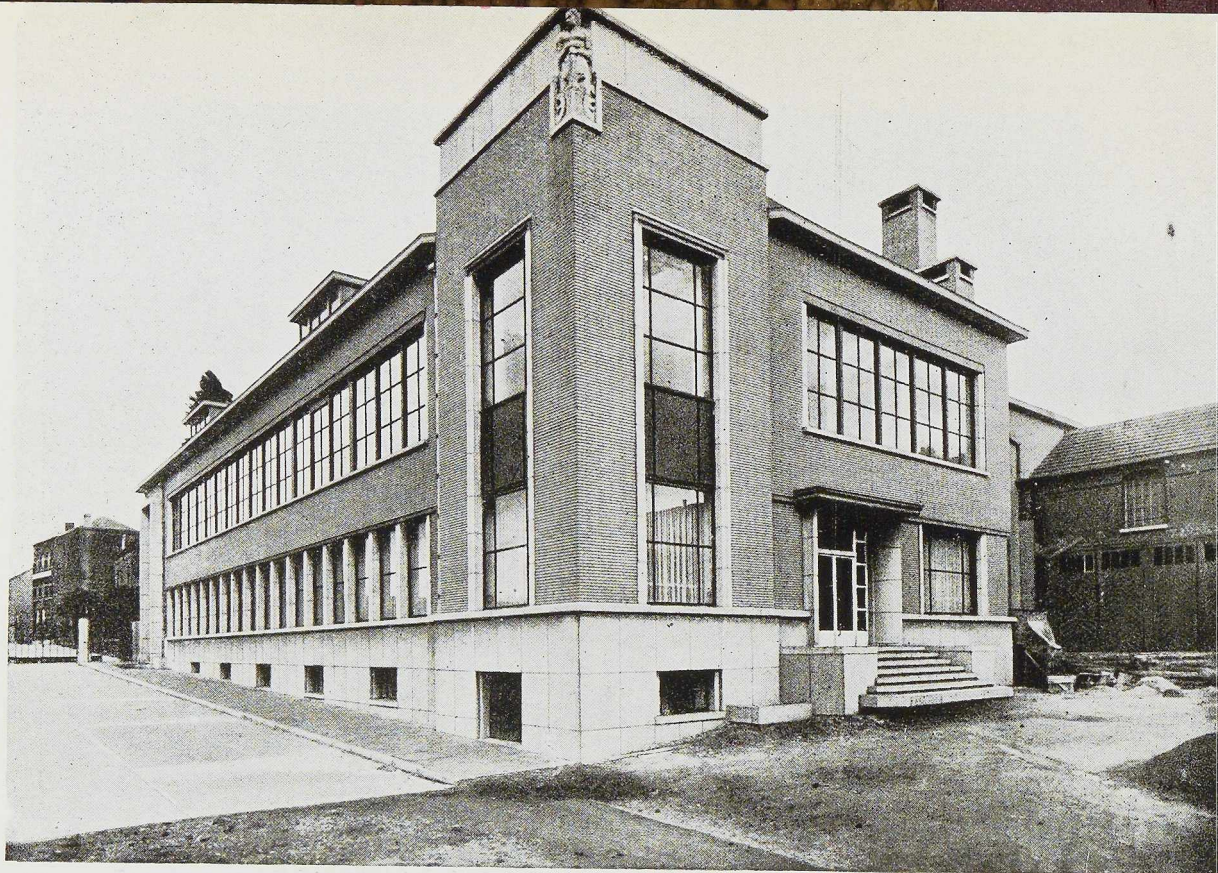
USINES EMILE HENRICOT

COURT-SAINTE-ETIENNE

TÉLÉPHONE : Ottignies 205, 355 et 480

BELGIQUE

TÉLÉGRAMMES : HENRICOT, Court-Saint-Etienne



Bureaux des Ateliers du Thiriau, La Croyère.

SOCIÉTÉ MÉTALLURGIQUE DE BAUME S. A.

SOMIEBA

TÉLÉPHONES : 279 LA LOUVIÈRE
15.81.57 BRUXELLES

LA LOUVIÈRE

MENUISERIES MÉTALLIQUES

CHASSIS, PORTES, CLOISONS EN ACIER

ANTICORODAL ET BRONZE

CHAMBRANLES ET TOLERIES

SABLAGE, PARKÉRISATION

METALLISATION

CONSTRUCTION

CHARPENTES, RÉSERVOIRS

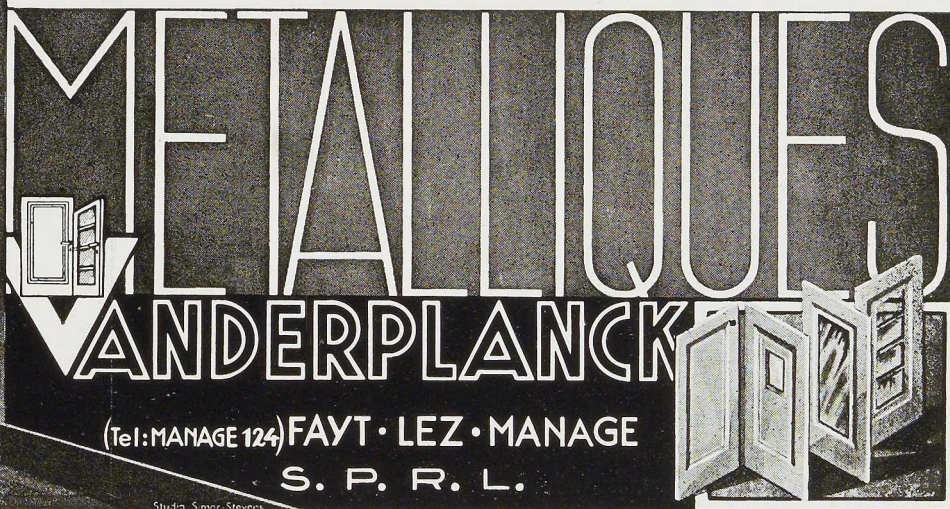
TUYAUTERIES, POTEAUX

SOUDURE ÉLECTRIQUE

REGISTRE DE COMMERCE : MONS 378



égère, indéformable standardisée pour l'intérieur
PORTES



MÉCANIQUE ET CHAUDRONNERIE DE BOUFFIOULX

Anciennement
 « LA BIESME »

Société Anonyme

BOUFFIOULX
 (Belgique)

Téléphone : Charleroi : 300.65 - 300.66 - 300.67 Adresse télégraphique : Biesme - Châtelineau

GRUES électriques ou à moteur Diesel, sur rails ou sur chenilles, avec équipement en pelle, dragline, grappin, crochet.

GRUES A VAPEUR sur rails à écartement normal
 Type 643 - 6 T. à 4 m Type 1243 - 12 T. à 4 m.
 à 1 et 2 tambours de levage.

PONTS ROULANTS, SAUTERELLES, TRANSPORTEURS, GRAPPINS, APPAREILS DE LEVAGE ET DE MANUTENTION

MECANIQUE GENERALE - CHAUDRONNERIE

TELEGRAPHIEZ OUTRE-MER
VIA BELRADIO

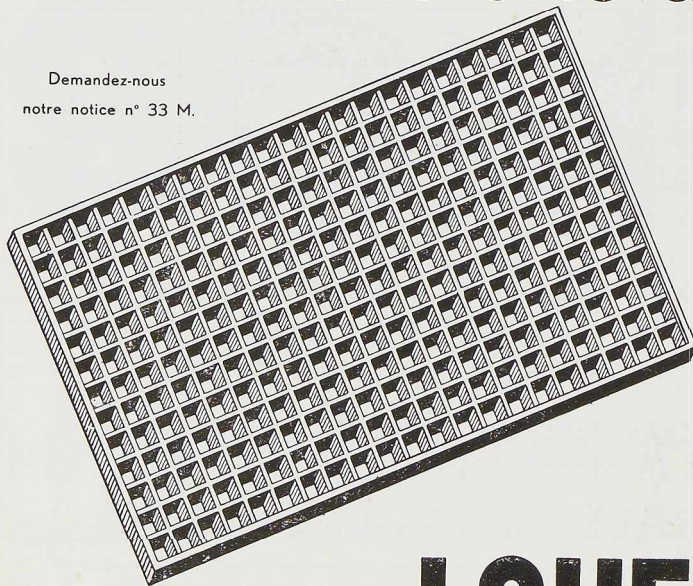
La voie nationale belge rapide
et sûre vers tous les continents

Renseignements et dépôt des
messages dans tout bureau
télégraphique belge

TELEPHONES : A BRUXELLES 12.30.00; A ANVERS 399.50

Les Planchers Métalliques Lauffer Galvanisés

Demandez-nous
notre notice n° 33 M.



... remplacent les tôles striées et les tôles perforées.

Mais les avantages qu'ils présentent sont autrement importants. Résistance inégalée. Non glissants. Ils laissent passer l'air à profusion. La teinte claire de leur galvanisation leur assure une luminosité particulière.

Les planchers métalliques LAUFFER qui sont fabriqués à dimensions, contribuent à donner aux locaux industriels un aspect bien spécial d'ordre et de propreté.

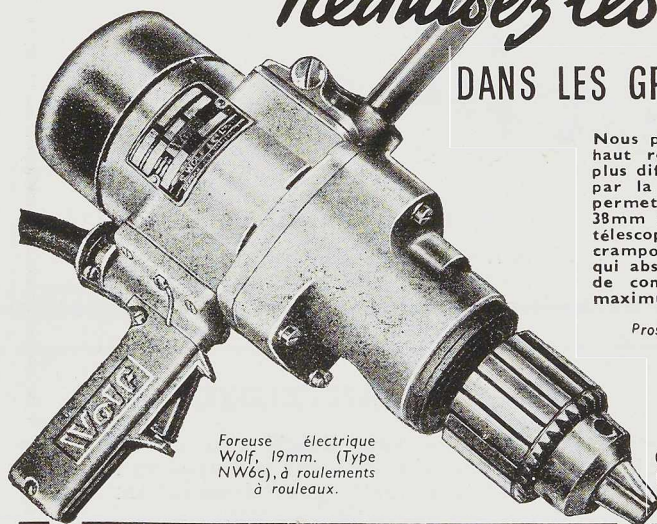
Ils sont actuellement d'une application courante pour les planchers de chaufferies, salles de machines, passerelles, caniveaux, bouches d'air et de chaleur, fosses de garage, etc.

Usines **LAUFFER** Frères

==== Hermalle sous Argenteau ====

Reduisez les Frais de Forage

DANS LES GROS TRAVAUX DE CONSTRUCTION



Foreuse électrique
Wolf, 19mm. (Type
NW6c), à roulements
à rouleaux.

Nous présentons à nos clients une foreuse universelle à haut rendement susceptible d'accélérer les travaux les plus difficiles et offrant tous les perfectionnements conçus par la Soc. Wolf: poignée tubulaire latérale amovible, permettant des forages dans les angles à une distance de 38mm du centre de la mèche à la cloison.—Vis d'avance télescopique, s'employant sur support d'établi ou sur crampons de poutelle.—Roulements à rouleaux coniques qui absorbent la poussée dans les deux sens. Moteur Wolf de construction spéciale à circuit éprouvé, assurant le maximum de puissance, de rendement et de sécurité.

Prospectus de tout l'outillage électrique Wolf, sur demande.

OUTILLAGE
ELECTRIQUE

Wolf

FABRIQUÉ PAR LA SOC. ANON. S. WOLF & CO., LTD., LONDRES, ANGLETERRE.

Agents généraux pour la Belgique et le Grand Duché du Luxembourg (Vente en gros et Dépannage)

J. & R. LENAERS, 5, Avenue Ernest Renan, BRUXELLES, 3.

Système des BOULONNERIES DE LIÈGE ET DE LA BLANCHISSERIE



USINES à

LIÈGE, rue Saint-Vincent, 14-16
Télégrammes: Boulonneries-Liège
MARCINELLE, rue de Couillet, 82
Télégr.: Boulonneries-Charleroi

INDUSTRIELS

La concurrence s'annonce âpre.
Abaissez vos prix de revient!



Spécialisé en
ÉLECTRICITÉ
MÉCANIQUE
THERMO-DYNAMIQUE
GÉNIE CIVIL

Se charge d'étudier
l'ORGANISATION
l'AMÉLIORATION
la TRANSFORMATION
l'AGRANDISSEMENT
de vos usines

Bureau d'Etudes Industrielles F. COURTOY
S. A. — 43, rue des Colonies, BRUXELLES

Les Ateliers de construction

Ventola

S. A. **GAND, 155, Haut-Chemin. Tél. 516.19**

VENTILATEURS - TOLERIE - AÉROTHERMES SECHAGE
TRANSPORT PNEUMATIQUE - FILTRAGE - ETC., ETC.

PORTE BASCULANTE

La licence pour la Belgique de la porte basculante exposée à la Foire Internationale de Bruxelles du 26 avril au 11 mai 1947, est à vendre.

Pour conditions :

DE VRIES ROBBE & Co
GORINCHEM (HOLLANDE)

KANTELDEUR

De licentie voor België van de tijdens de Internationale Jaarbeurs te Brussel van 26 April tot 11 Mei 1947 geexposeerde kanteleur, is te koop.

Voor condities wende men zich tot :

DE VRIES ROBBE & Co
GORINCHEM (HOLLAND)

INDEX DES ANNONCEURS

	Pages		Pages
A. C. E. C.	28	E. S. A. B.	8
A. C. M. T.	19	Usines Emile Henricot	29
L'Air Liquide.	27	S. A. Ateliers de Construction Jambes Namur	18
Arcos, « La Soudure Electrique Auto- gène »	2	Laminoirs de Longtain	21
Ateliers Métallurgiques Nivelles	16	Lauffer Frères	32
B. E. I.	29	Marigrée, Société Commerciale d'Ougrée	23
Belradio	32	Nobels-Pelman	26
Usines Gustave Boël	15	L'Oxydrique Internationale	couv. III
Ateliers de Bouchout et Thirion Réunis . Mécanique et Chaudronnerie de Bouf- fioux, S. A.	14	Someba	30
S. A. des Boulonneries de Liège et de la Blanchisserie	31	Soudométal	16
La Brugeoise et Nicaise & Delcuve couv.	II	John Thienpont S. A.	6
P. & M. Cassart	5	S. A. des Hauts-Fourneaux, Forges et Acieries de Thy-le-Château et Marci- nelle	9
Cockerill	12	Titan Anversois	17
Columeta	24-25	Usines à Tubes de la Meuse	10
Davum	11	Ucométal	13
Alexandre Devis & C^o	22	Ateliers Vanderplanck, S. P. R. L.	31
De Vries Robbé & C^o	34	Ventola S. A.	34
Electromécanique	7	S. Wolf & C^{ie}	33
Société Métallurgique d' Enghien-Saint- Eloi	couv. IV	Anciens Ets Paul Würth	20