

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° 9

SEPTEMBRE 1947

S O M M A I R E

Le nouveau théâtre municipal de Malmö	349
Progrès réalisés dans la construction des molettes de chevalement depuis 1875, par A. Lambotte	358
Reconstruction du pont de Crémone (Italie)	367
Le cintre métallique du pont des Arches à Liège, par A. Hormidas	371
Théorie de la flexion, torsion et flambage des barres à parois minces et à section ouverte, par S. P. Timo- shenko	376
CHRONIQUE : Le marché de l'acier pendant les mois de juin et juillet 1947. - Exposition internationale de l'Urbanisme et de l'Habitation à Paris. - Exposition internationale du matériel didac- tique moderne à Bruxelles. - Escaliers métalliques. - Utilisation des ponts Bailey en temps de paix. - Maisons préfabriquées à Brest. - Construction d'une installation de traitement de minerai au Congo belge. - Méthodes rapides pour ajuster les diagonales d'un pont à nœuds non rigides.	388
BIBLIOTHÈQUE	396
BIBLIOGRAPHIE	399

COUVERTURE : La photographie de la couverture représente la
charpente du bâtiment des Usines Cotonnières de Belgique, à Gand.

A B O N N E M E N T S 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° 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.

P R I X D U N U M É R O :

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

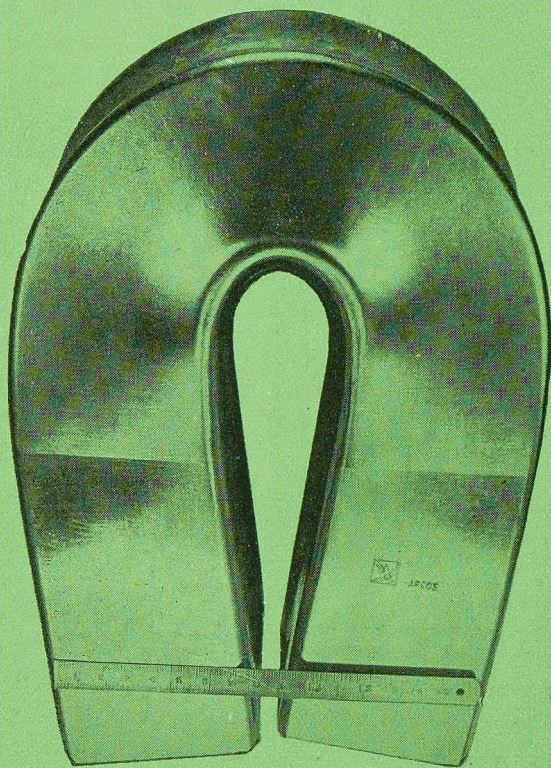
D R O I T D E R E P R O D U C T I O N :

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

BI. L. 0011
CENT

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

TRAVAUX
D'AGRANDISSEMENT
DU COLLÈGE SAINT-
JEAN - BERCKMANS,
A MOL

Architecte :
EYSERMANS, MOL

Constructeur :
CROP FRÈRES,
Meulebeke

Fournisseur :
MÉTAUX GALLER,
MOL



DE **DIFFERDANGE**

AGENCE DE VENTE POUR LA BELGIQUE ET LE CONGO BELGE :

DAVUM, S. A., 22, rue des Tanneurs, 22, Anvers.
Téléphone 299.17. (5 lignes) — Télégramme Davumport

SOUDOMETAL, S. A.

VOUS PRESENTE TROIS NOUVELLES **ELECTRODES** QUI REPONDONT
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 :

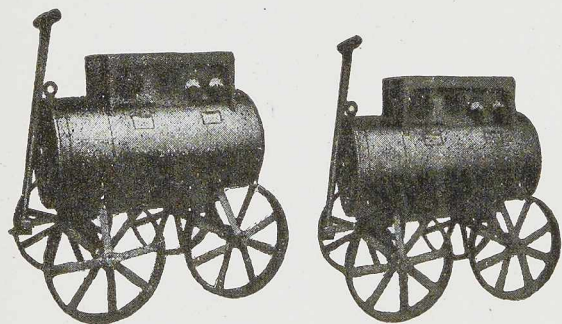
Brides de tuyauteries pour hautes pressions
Tôles et accessoires galvanisés
Emboutis lourds et moyens
Ressorts - Am'Acier - Pièces en acier moulé
et pièces forgées (brutes et parachevées)

LES ATELIERS MÉTALLURGIQUES S.
A.
NIVELLES

USINES A NIVELLES - TUBIZE - LA SAMBRE - MANAGÉ

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

ELECTRODES POSTES DE SOUDURE



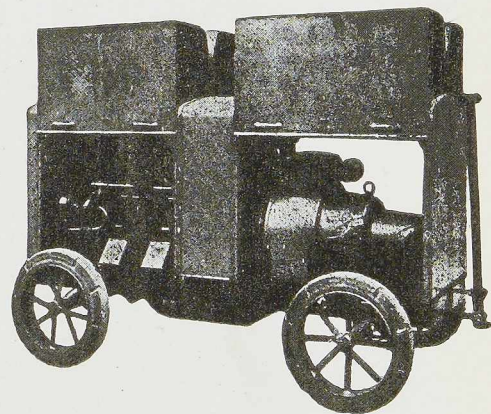
KW 500

KW 350

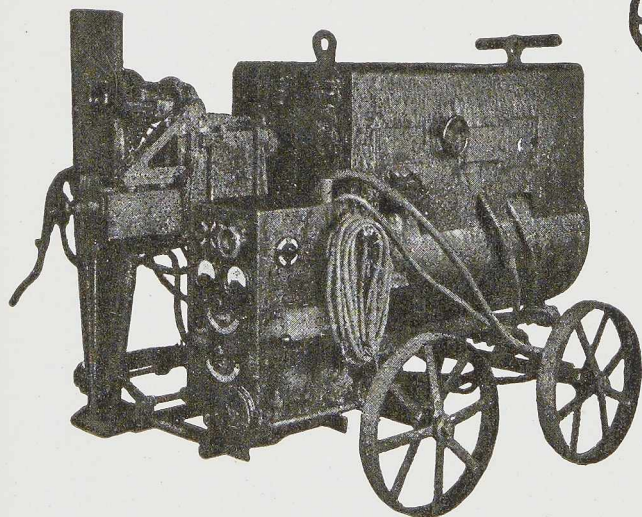
GROUPES ROTATIFS



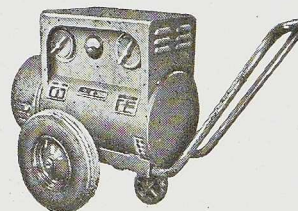
KW 250



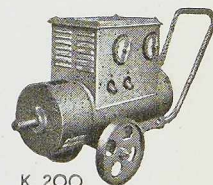
GROUPE ELECTROGENE



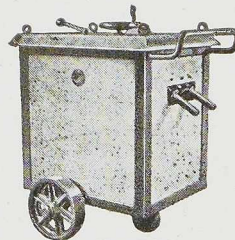
SOUDEUSE AUTOMATIQUE



TH 300



TH 200



TH 300



TH 200

TRANSFORMATEURS STATIQUES

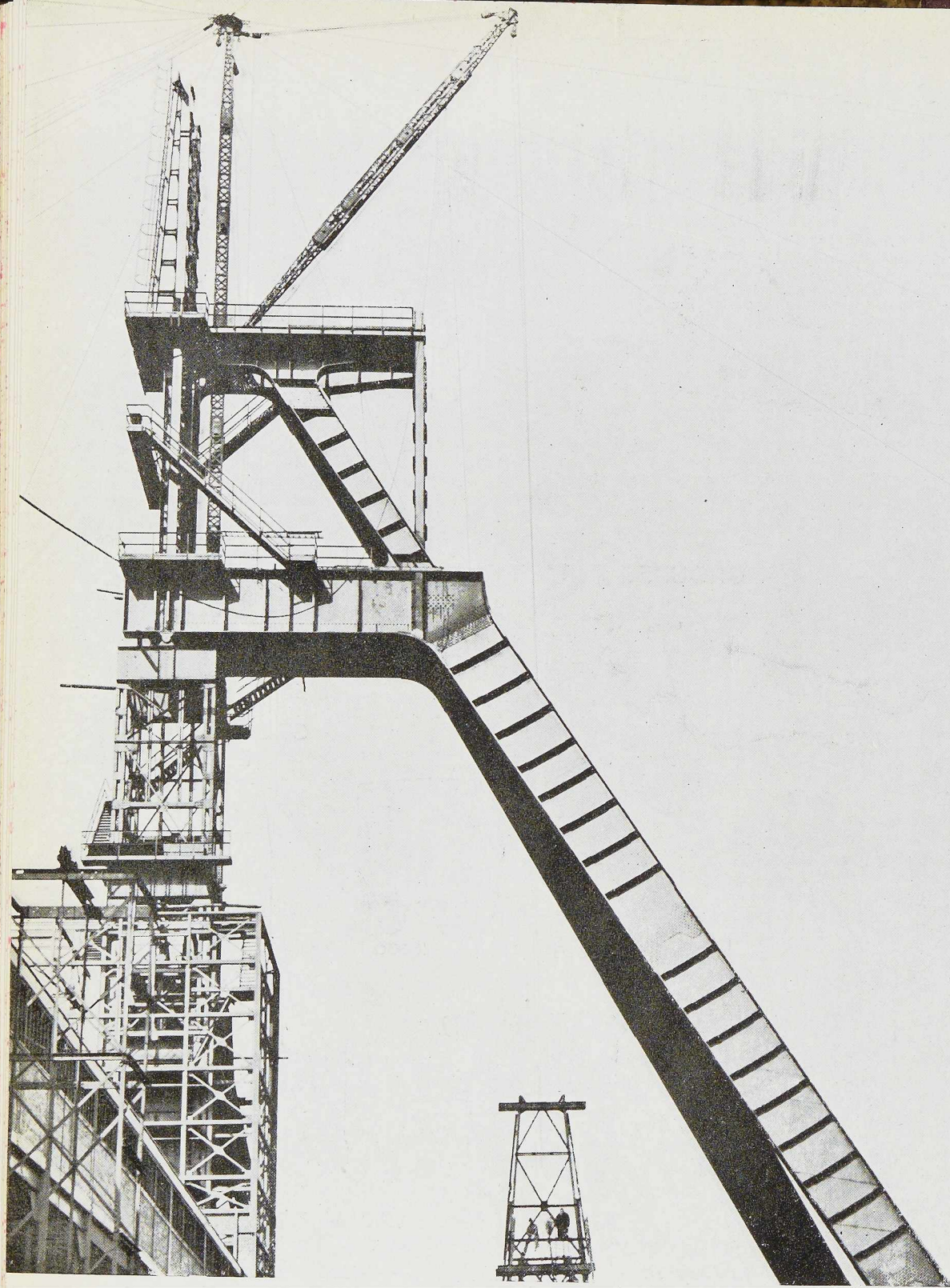
40 Années d'expérience à votre service

ELECTRO-SOUDURE AUTOGENE BELGE

SOCIÉTÉ ANONYME

116-118, RUE STEPHENSON — BRUXELLES — TÉLÉPHONE 15.91.26





CHEVALEMENT DE MINE AU Puits MARIE-JOSÉ, DES CHARBONNAGES DE MAURAGE, CONSTRUIT PAR LA

SOCIÉTÉ ANONYME
DES ATELIERS
DE CONSTRUCTION DE

JAMBES-NAMUR

ANCIENS ÉTABLISSEMENTS TH. FINET
VOIR LA DESCRIPTION DE CET OUVRAGE, p. 11 de L'O. M. 1-1947

JAMBES (BELGIQUE)



plus de bénéfices

par moins de résistance et d'entretien

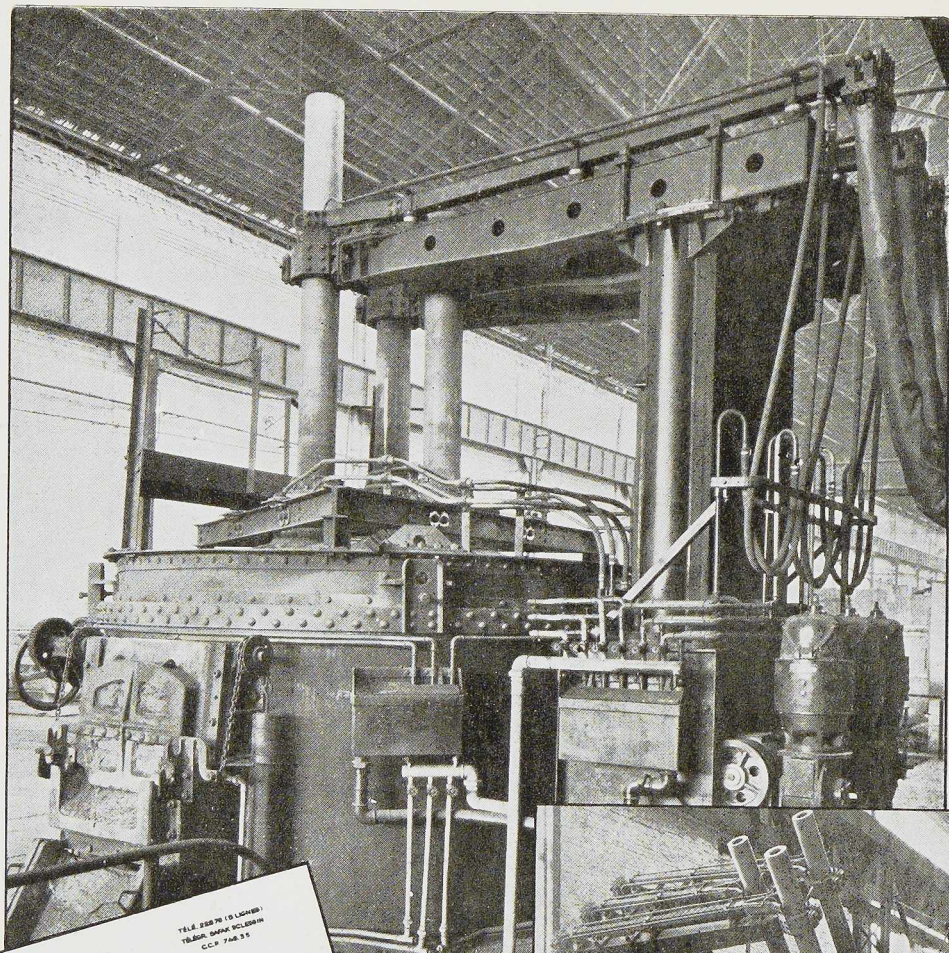
Roulements **SKF**

**pour molettes
de charbonnages
et wagonnets
de mines**



SOCIÉTÉ BELGE DES ROULEMENTS A BILLES SKF S.A.

117 - ROUÏE EVARD ANSPACH, BOUYE I. ES. TÉL. ÉDUNES. 11 65 12 - 13 - 14 - 15



SAFAK
 SOCIÉTÉ ANONYME
 FONDERIES, ATELIER DE CONSTRUCTION DE MACHINES
 FONTE ET ACIER
 LE PLUS IMPORTANT ET LE PLUS AVANCÉ PROCÉDÉ BELGE FONDÉ EN 1848
 SCSLESSIN (S)
 "Ateliers de Constructions Electriques de Charleroi"
 C/ G.R./G.T.
 Messieurs,
 Vous avons le plaisir de porter à votre connaissance que le four électrique à revêtement acide, capacité 6 tonnes, que nous nous avec fourné et qui a été mis en service le 15/12/59, nous donne une entière satisfaction tant au point de vue de la qualité des produits obtenus que 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
 Par La Secrétaire-Comptable,
[Signature]

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



Ateliers de Constructions Electriques de Charleroi
 SOCIÉTÉ ANONYME

L'OSSATURE MÉTALLIQUE

REVUE MENSUELLE DES APPLICATIONS DE L'ACIER

12^e ANNÉE - N° 9

SEPTEMBRE 1947

Le nouveau théâtre municipal de Malmö

Architectes : Professeur Eric Lallersted, Sigurd Lewerentz et David Hellden

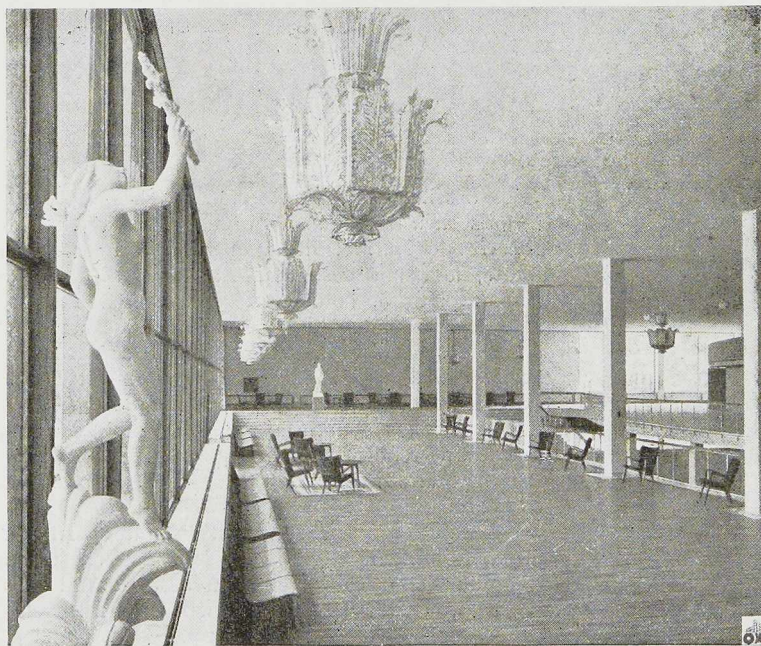


Fig. 418. Foyer du théâtre de Malmö; composition architecturale sobre et de bon goût.

Dispositions générales

Malmö, troisième ville de la Suède, ayant une population de 170.000 habitants, est non seulement une cité d'importance moyenne, mais est aussi le siège du Gouvernement de la province de Scanie, qui a la plus forte densité de Suède. Enfin, par son port en face du Danemark, elle

est l'une des principales portes d'entrée du pays.

Cette ville possède aujourd'hui le théâtre le plus moderne des pays nordiques, et peut-être de toute l'Europe. En effet, il s'agit non seulement d'un théâtre, mais d'un ensemble d'installations qui font du nouveau bâtiment un complexe architectural important.

Il n'y a guère d'ensembles de salle et de ser-

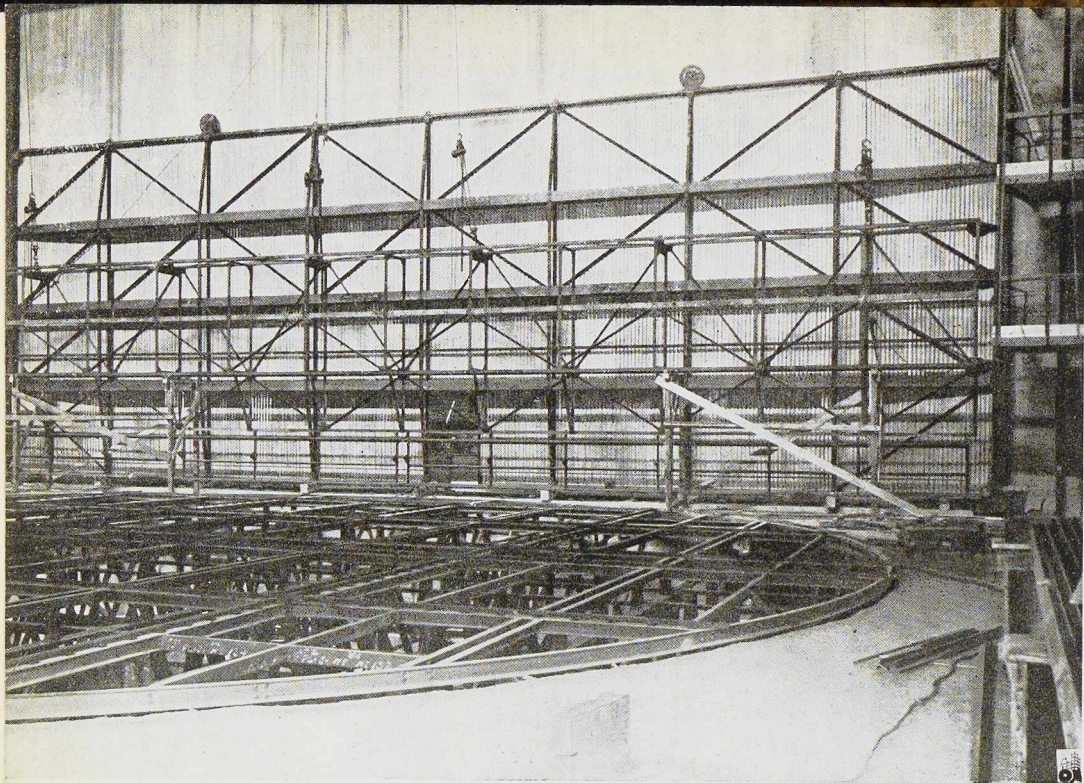
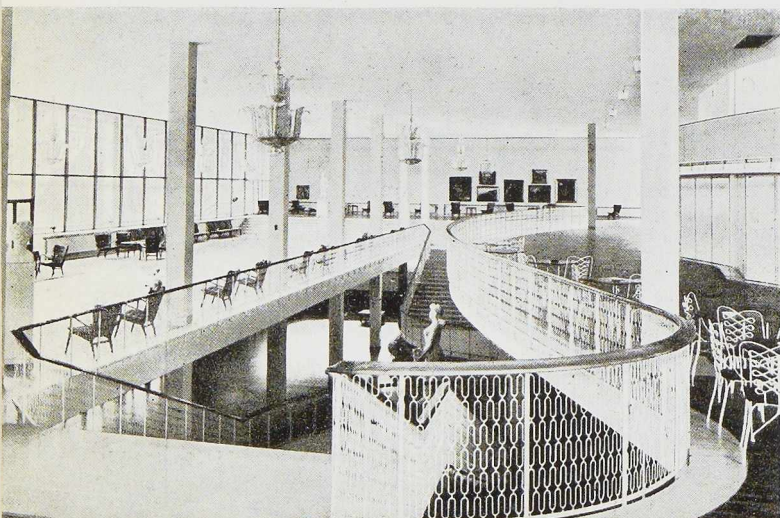


Fig. 419. Charpente métallique du plateau de la scène tournante, le diamètre du plateau est de 20 mètres.

Fig. 420. Théâtre de Malmö, le grand escalier conduisant au hall principal.

(Photo Jaerke.)



vices destinés à des concerts et à des représentations théâtrales aussi complets que le nouveau théâtre de Malmö, ni aussi bien équipés. Sans doute, le Palais des Beaux-Arts à Bruxelles, par son ampleur et la diversité de ses installations, le théâtre Pigalle à Paris, par sa machinerie de scène très perfectionnée, certains théâtres récents de Moscou, le Casino de Bexhill en Angleterre par sa conception architecturale, etc., présentent-ils des ensembles constituant chacun dans son domaine une réalisation remarquable, mais, le théâtre de Malmö peut leur être avantageusement comparé.

C'est grâce à une souscription faite parmi la population de la région que la construction du nouveau théâtre a pu être financée. Commencés en 1941, à la suite d'un concours entre architectes suédois, les travaux ont duré trois ans et demi, délai motivé par les difficultés matérielles dues à la guerre.

Le nouveau théâtre municipal est l'œuvre des architectes Erik Lallerstedt, Sigurd Lewerentz et David Hellden, qui ont su donner à leur réalisation un cachet d'élégance et de sobriété incontestable, s'harmonisant parfaitement avec le prestigieux cadre de verdure dans lequel l'édifice est placé.

La construction se compose du bâtiment principal abritant une grande salle de théâtre et ses services, et de bâtiments annexes qui comportent un café restaurant pour 200 personnes, un théâ-

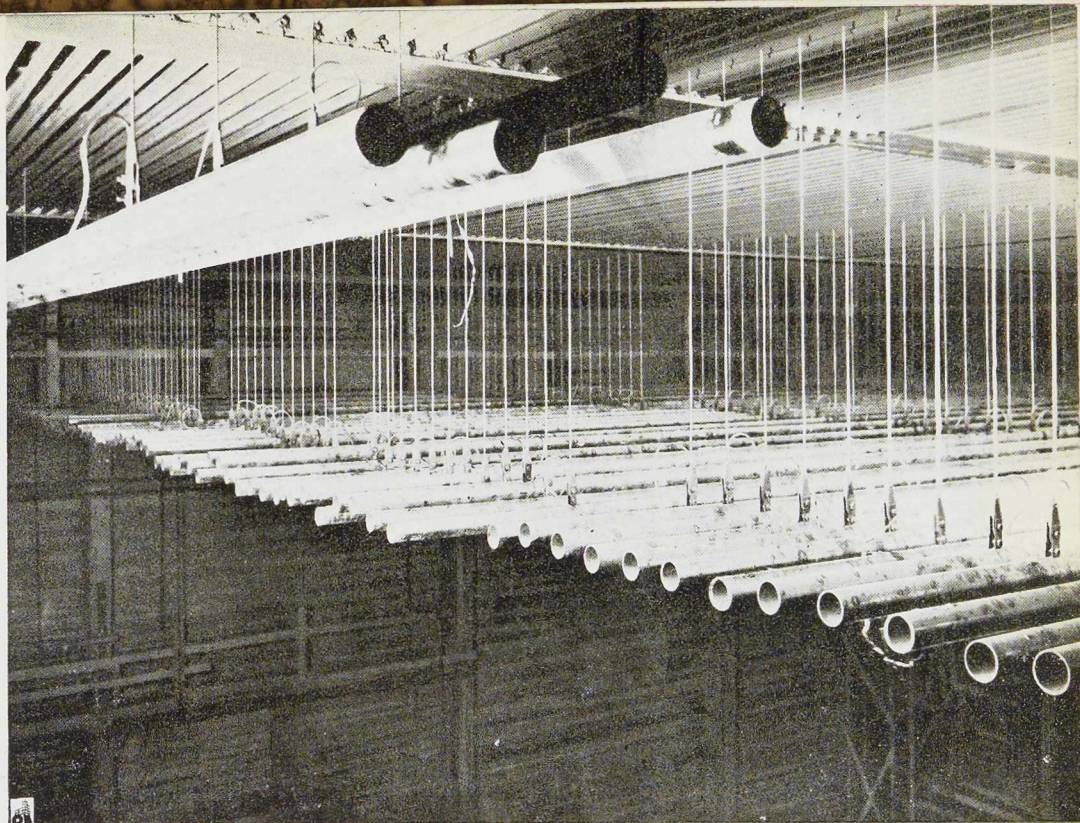


Fig. 421. Tubes métalliques suspendus au plafond et destinés à supporter les décors. La longueur totale des tubes atteint 1,5 km.

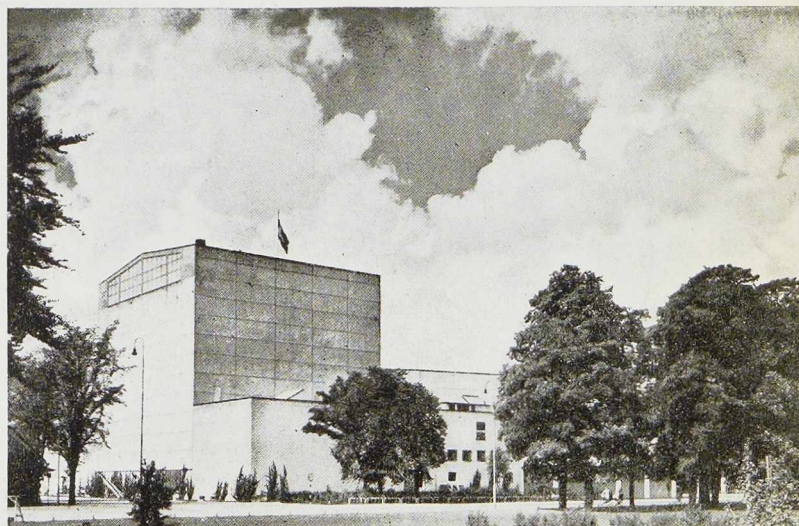
tre d'essai, une salle de répétition pour orchestre, des bureaux, etc.

La grande salle

La conception de la grande salle de spectacles de Malmö s'inspire des considérations suivantes: dans la plupart des théâtres actuels (y compris beaucoup de théâtres modernes), il y a deux catégories de spectateurs, ceux du rez-de-chaussée et ceux des balcons et galeries. Entre ces deux catégories séparées par les structures suspendues des balcons, il n'existe aucun contact. Ces conditions ne sont pas favorables à la création d'une atmosphère théâtrale idéale. Les architectes ont estimé que l'auditoire d'un théâtre devait se sentir comme dans une sorte de salon. Ce point de vue a influencé fortement la partie architecturale. S'inspirant du tracé des théâtres antiques de Grèce et de Rome, le théâtre de Malmö est pourvu de balcons peu profonds en pente fortement accentuée, ce qui permet aux spectateurs des balcons de voir ceux des parterres, et les met dans l'ambiance générale du théâtre.

Le bâtiment qui abrite la grande salle comprend un hall et un foyer très importants, supportés par une ossature métallique à poteaux largement espacés, constituant un ensemble rectangulaire de 48 mètres de largeur et 36 mètres de profondeur: un grand portique couvert permet l'accès sur deux côtés. Le bâtiment n'a qu'un étage. Il est

Fig. 422. Vue d'ensemble des bâtiments du théâtre municipal de Malmö.



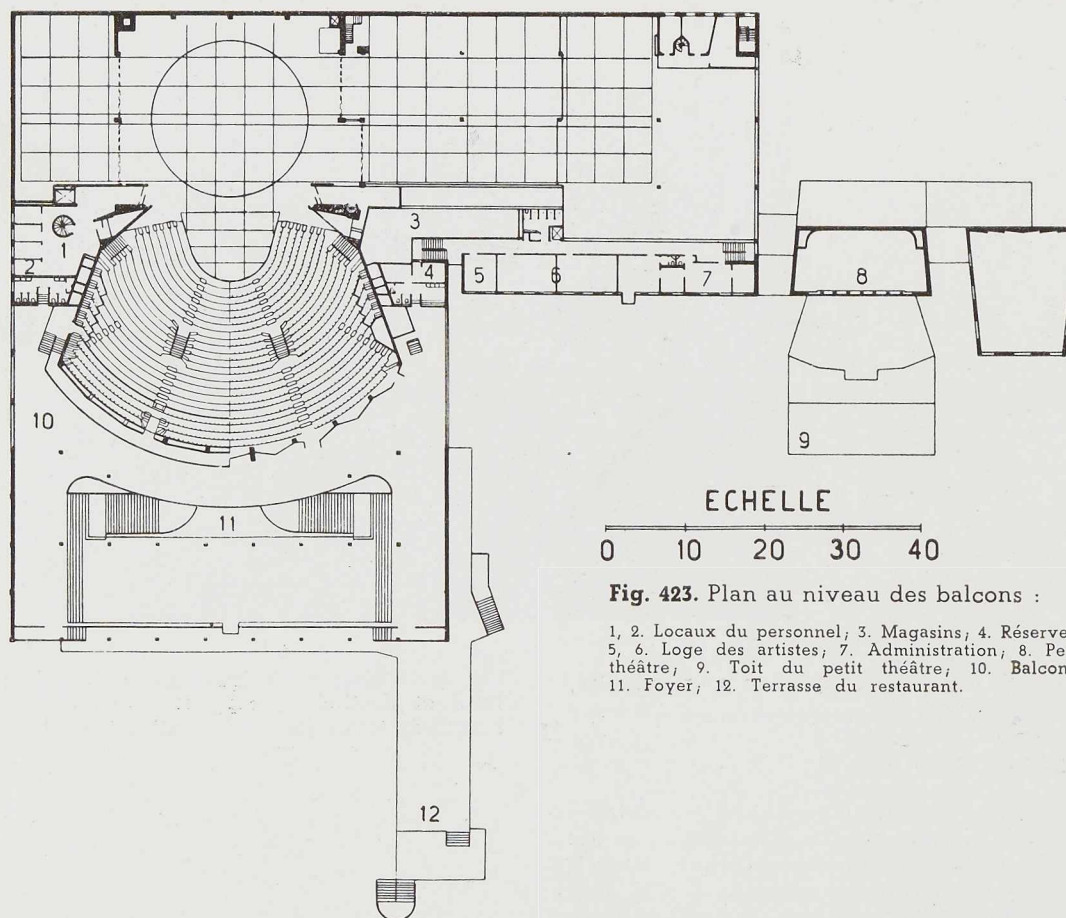
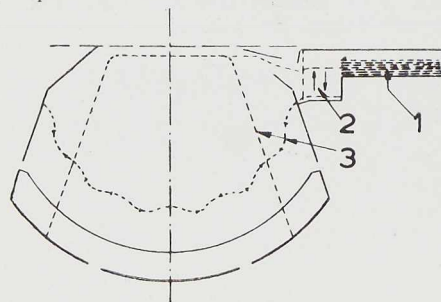


Fig. 423. Plan au niveau des balcons :

1, 2. Locaux du personnel; 3. Magasins; 4. Réserves; 5, 6. Loge des artistes; 7. Administration; 8. Petit théâtre; 9. Toit du petit théâtre; 10. Balcons; 11. Foyer; 12. Terrasse du restaurant.

Fig 424. Schéma montrant les transformations de la salle au moyen de cloisons mobiles :

1. Réserve de cloisons mobiles; 2. Grues pour la manipulation des cloisons; 3. Rails de suspension des cloisons mobiles.



supporté en façade par de minces poteaux distants de 6 mètres d'axe en axe.

A l'intérieur du foyer, l'accès à la salle est marqué par des colonnes métalliques placées en demi-cercle, de 6 mètres en 6 mètres. La toiture située au-dessous du premier étage est supportée par des poutres à âmes pleines de hauteur variable. La salle proprement dite a la forme des théâtres antiques. On y accède au rez-de-chaussée comme aux balcons par quatre entrées, permettant une circulation aisée entre le foyer et la salle.

La salle ne comporte évidemment aucune colonne intérieure, bien qu'elle ait dans sa plus grande largeur, une portée de plus de 40 mètres. La toiture est supportée par une série de fermes de grande hauteur en treillis, à brides parallèles de 32 mètres de portée placées longitudinalement.

Derrière la salle, la scène, sa machinerie, et des armoires à décors, constituent un vaste bâtiment transversal de 28 mètres de largeur et de



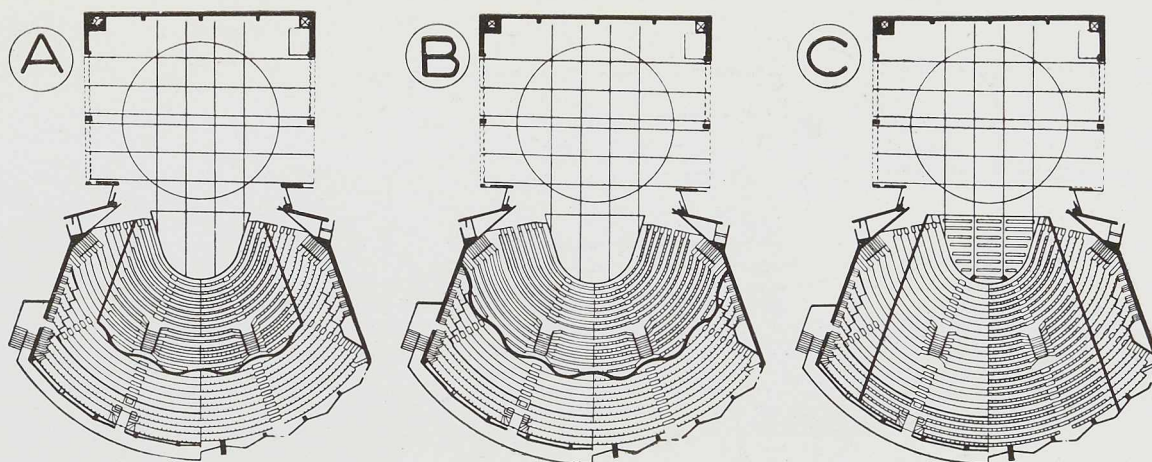


Fig. 425. Schéma montrant les possibilités d'aménagement de la grande salle au moyen de cloisons mobiles :
A. Salle de 400 places; B. Salle de 600 places; C. Salle de 1.100 places.

près de 100 mètres de longueur, comportant notamment un grand plateau tournant de 20 mètres de diamètre. Ce bâtiment est supporté par des portiques. Une partie comporte trois étages de planchers utilisables. La partie au-dessus de la scène, qui est libre sur toute la hauteur, est éclairée par deux sheds. La toiture est portée par des poutres Vierendeel.

Les cloisons mobiles

Une des caractéristiques essentielles de la salle de spectacles est constituée par un jeu de cloisons glissantes suspendues à des rails placés au-dessus du plafond, et accrochés aux fermes longitudinales de la toiture. Les rails sont soit rectilignes, soit ondulés, de façon à avoir un traitement architectural particulier des salles de capacité réduite. Les panneaux des cloisons sont normalement repliés dans un local aménagé sur le côté droit de la scène. Ces cloisons permettent d'avoir en quelques instants, une salle de 400 places, limitée par deux cloisons latérales rectilignes et une cloison de fond ondulée : cette salle ne comporte qu'un parterre (fig. 425A). Une salle de 600 places comportant exclusivement le parterre est constituée en isolant le balcon par une cloison formant le fond de la salle (fig. 425B). Une salle étroite de 1.100 places, limitée latéralement par deux cloisons mobiles rectilignes, peut être créée; dans ce cas, cette salle comprend en plus du parterre, un balcon.

A noter enfin que l'avant-scène peut être occupée en temps normal par des fauteuils, et aug-

(1) Pour la description de cet ouvrage, voir *L'Ossature Métallique*, n° 6-1939, pp. 261 à 274.

menter ainsi de 100 le nombre des spectateurs. Dans ces conditions, la salle utilisée avec sa pleine capacité, peut recevoir 1.700 spectateurs.

Cette disposition, extrêmement originale, et qui peut être comparée à celle adoptée par les architectes Beaudouin et Lods pour la Maison du Peuple de Clichy en France (1), a permis aux architectes d'éviter dans toutes les occasions l'inconvénient psychologique, aussi gênant pour les spectateurs que pour les acteurs, d'une grande salle incomplètement occupée. Dans une ville d'importance moyenne comme Malmö, cette solution technique présente un intérêt tout particulier.

Signalons, pour terminer cette description générale de la grande salle, que les architectes se

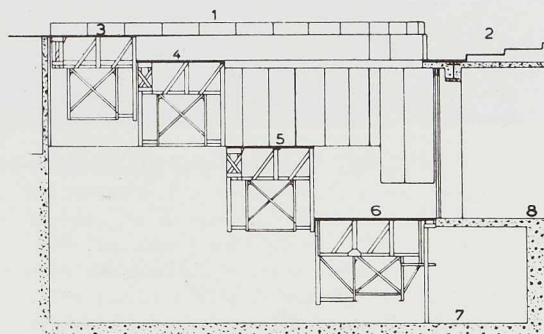


Fig. 426. Détail des positions qui peuvent être occupées par les différentes sections du proscenium :

1. Avant-scène avec rampe; 2. Salle; 3, 4, 5, 6. Diverses positions des sections mobiles; 3. Position de prolongement de la scène; 4. Position de prolongement de la salle; 5. Position pour fosse d'orchestre; 6. Position inférieure pour montage des décors; 7. Niveau de la machinerie; 8. Niveau des magasins.



Fig. 427. Vue du nouveau théâtre de Malmö brillamment éclairé la nuit.

sont préoccupés d'avoir une acoustique parfaite, pouvant satisfaire aux exigences complexes d'un théâtre et d'une salle de concerts. Dans ce but, des essais sur modèles ont été effectués par l'architecte Lewerentz. On a construit, à cet effet, un grand modèle de théâtre, revêtu intérieurement de feuilles d'étain. On a alors utilisé la propriété de diffusion de la lumière à travers une fumée épaisse, cette diffusion s'effectuant d'une façon similaire à celle du son. C'est dans ces conditions que les mesures ont été effectuées, et ont conduit au tracé définitif de la salle.

La toiture des trois bâtiments de hauteurs diverses que constituent le hall d'entrée et le foyer, la salle de spectacles, et enfin la scène, ont été réalisées, pour la première par une poutre à âme pleine; pour la seconde, par une poutre en treillis; pour la troisième, par une poutre du type Vierendeel. Aux poutres en treillis qui supportent la scène, ont été suspendues, outre les rails de roulement, des cloisons mobiles rectilignes et ondulées, la voûte en forme spéciale de sabot, qui couvre la salle et lui assure ses qualités acoustiques.

Aménagement de la scène

La scène, la plus moderne d'Europe, a été construite par A. B. Götaverken de Göteborg, sous la direction de l'ingénieur expert Bror Svenson.

La scène tournante permet de préparer les décors du tableau suivant pendant la représentation, et de changer de décors en quelques instants, juste le temps de permettre au plateau de faire demi-tour. Entretemps, d'autres décors se préparent dans la partie latérale de la scène. Le diamètre de la scène tournante est de 19^m60. Elle repose, d'une part sur huit chariots à roulement à billes qui se meuvent sur un rail circulaire, et d'autre part, sur un roulement à billes central. La rapidité de rotation peut atteindre 1^m25 par seconde à la périphérie et permet donc de réaliser un tour complet en 50 secondes.

La rotation se fait par commande électrique, à plus ou moins grande vitesse, et moyennant une vis sans fin. Le plancher de la scène est pourvu d'un système de rails permettant de placer dans tous les sens le chariot portant les décors. Huit décors peuvent être utilisés simultanément. Les chariots qui les portent mesurent 7^m20 × 10^m40 et reposent sur douze galets. La scène tournante présente deux systèmes de douze disques chacun, permettant une rotation des roues autour d'un axe vertical, et leur déplacement latéral, ou encore un déplacement d'avant en arrière.

Les parties latérales de la scène sont munies de huit systèmes supplémentaires de disques tournants, et forment donc une véritable gare de formation pour les chariots de décors.

Le rideau métallique pèse 7.300 kilos. Il a une largeur de 21^m70 et une hauteur de 7^m75. Vers la salle, il présente une tôle recouverte d'un plaquage en bois du même aspect que les parois de la scène. Le rideau se déplace verticalement, commandé par des machines installées dans la cave. Le rideau descend en cas d'alerte, même si l'électricité fait défaut. Avant chaque représentation, son bon fonctionnement est d'ailleurs contrôlé par une manœuvre d'essai. Il peut être levé jusqu'à 8 mètres au-dessus du plancher de la scène.

Le manteau d'Arlequin est constitué par une construction métallique de 24^m00 × 3^m00 × 0^m80.

Les lampes des projecteurs qui peuvent atteindre une charge de deux tonnes, sont fixées au manteau d'Arlequin au moyen de cinq câbles. Les sections latérales présentent deux éléments coulissants l'un devant l'autre, et permettant de réduire la largeur de la scène de 21 à 8 mètres.

La scène proprement dite mesure 24 mètres de hauteur, 28 mètres de largeur, 21 mètres de profondeur. Au plafond est suspendu un système de 70 tubes d'acier longitudinaux, 6 tubes transversaux et un tube dit de panorama. Ces tubes ont une longueur totale de 1.500 mètres. Chaque tube pèse, avec son contrepoids, entre 300 et 400 kilos, et peut porter une charge de 350 kilos. Ce système sert au déplacement des coulisses. Il est complété par un ascenseur mesurant 20 mètres de long sur 0^m50 de large.

Une autre innovation du théâtre de Malmö a été la création au devant de la scène, d'un important proscenium composé de quatre éléments parallèles pouvant être manœuvrés indépendamment et prendre différentes positions en hauteur, réalisant soit une fosse d'orchestre, soit une extension de la scène (avec possibilité de monter les décors en abaissant le proscenium au niveau du sous-sol), soit encore en les plaçant au niveau du parterre, une extension de la salle augmentant le nombre de places disponibles de 100. A cet effet, les sièges sont placés de façon escamotable dans ces praticables (fig. 426).

Les quatre plateaux de 2^m20 de largeur chacun, atteignent une longueur maximum de 12 mètres près de la scène.

La construction métallique de ces plateaux permet de changer leur niveau individuellement. A des niveaux différents notamment, on peut disposer d'un des plateaux pour la scène, les deux autres étant occupés par l'orchestre et le quatrième par une rangée de fauteuils.

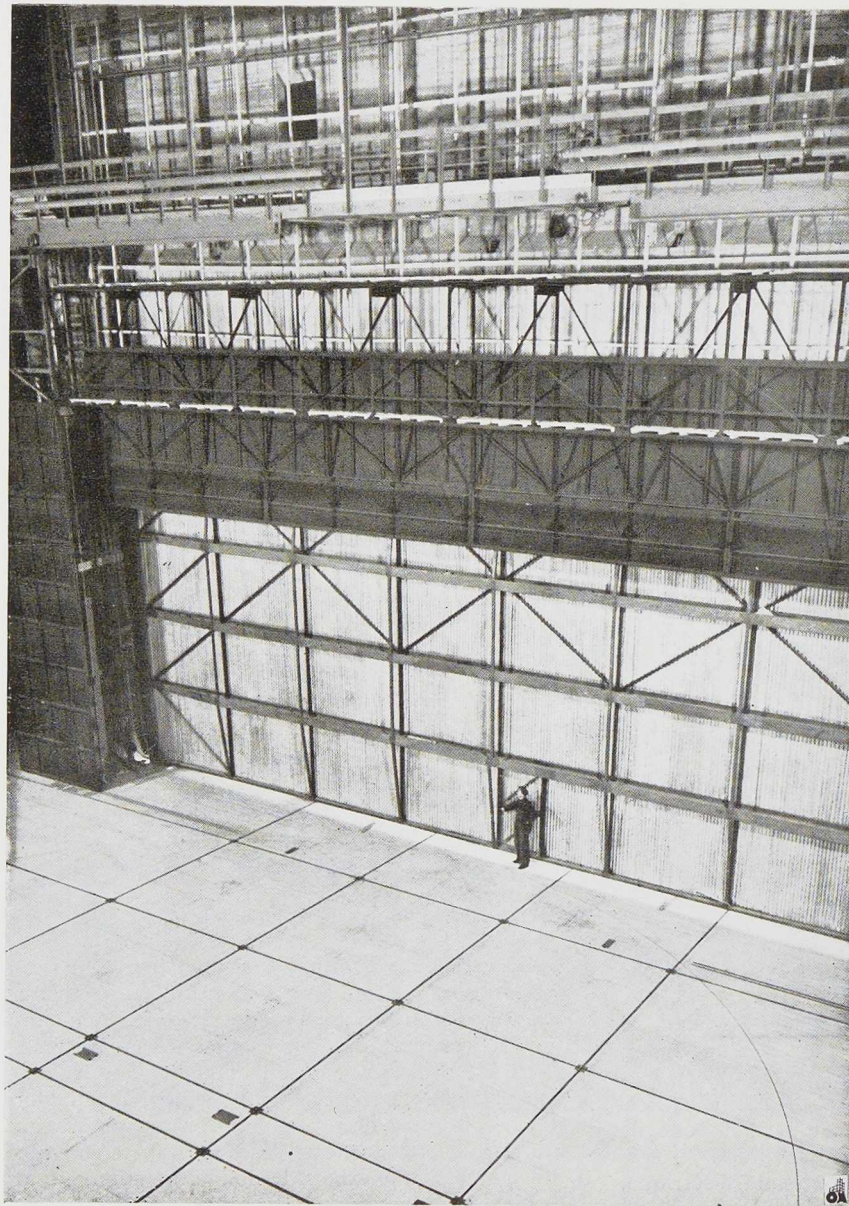


Fig. 428. Rideau métallique de 21^m70 de largeur et manteau d'Arlequin.

Détails constructifs

Extérieurement, le théâtre de Malmö donne une impression de légèreté et d'élégance. Cet effet est obtenu principalement par l'emploi de grandes parois vitrées de glace, ainsi que par des revêtements de marbre gris qui s'étendent sur deux

étages de l'édifice. Des portes d'accès en acier inoxydable, garnies de glaces, s'ouvrent vers le vestibule entouré par les vestiaires qui se développent sur 121 mètres. De là, on pénètre directement vers la partie inférieure de la salle. Un escalier monumental conduit vers le foyer, au premier étage, d'où l'on accède aux rangées su-



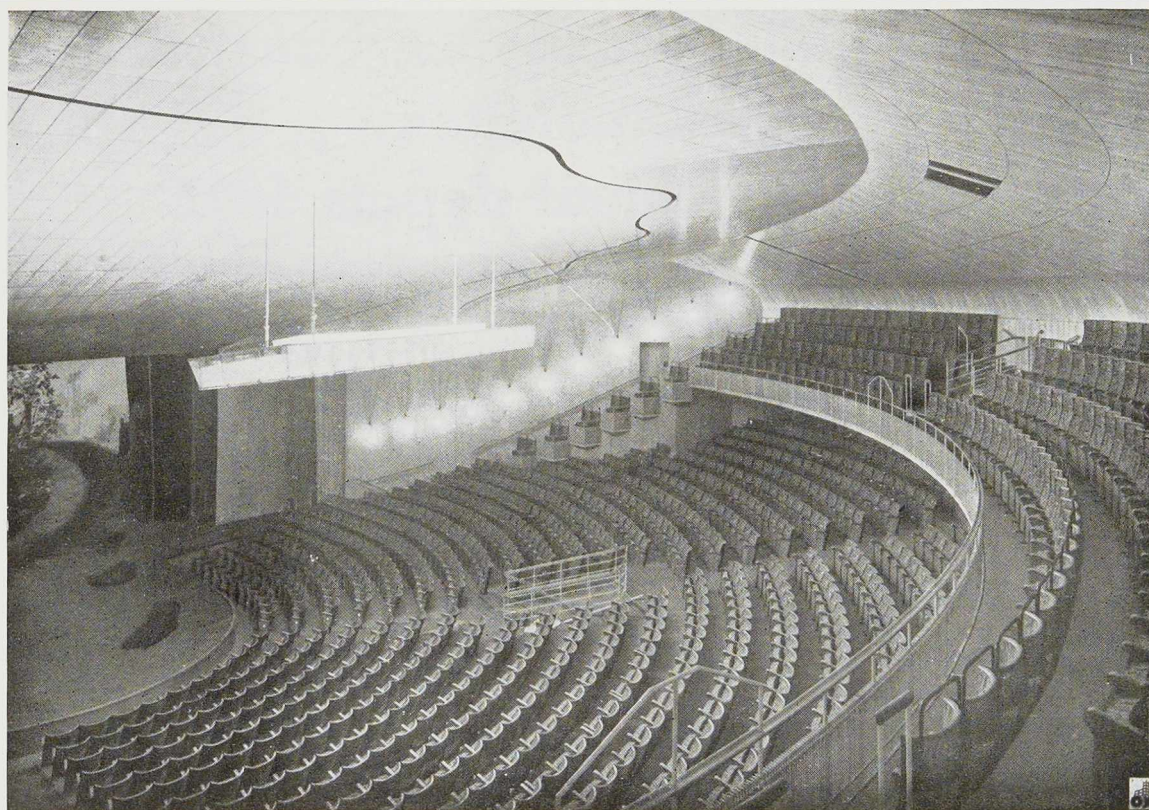


Fig. 429. Vue de la grande salle; au plafond les rails ondulés auxquels sont suspendues les cloisons mobiles.

périeures de l'amphithéâtre et à la galerie. Les portes en accordéon, qui séparent le fond de la salle du foyer peuvent s'ouvrir complètement, reliant ainsi les deux volumes en un seul, et donnant place à 500 spectateurs debout.

A l'exception du grand salon, dont les murs sont en béton armé, et des constructions annexes à murs en briques, l'ensemble du théâtre de Malmö possède une ossature portante en acier. Les éléments verticaux de cette ossature et notamment les colonnes isolées sont enrobées dans du béton.

L'avant-scène est établie dans une cuve, située au niveau — 0,70. Cette cuve possède des parois en béton de 1^m50 à 2^m50 d'épaisseur, renforcées par des contreforts. La raison d'être de ces précautions est la présence d'une nappe aquifère. Pour cette raison, le radier de la cuve est revêtu d'une chape.

La toiture du bâtiment est portée par des fer-

mes métalliques, avec sous-toiture en dalles de béton suspendues aux fermes. Les grandes fermes du salon ont des appuis mobiles pour suivre les mouvements de dilatation.

Le coût du nouveau théâtre de Malmö, dont le volume atteint 80.000 mètres cubes, s'établit à près de six millions de couronnes suédoises (environ 73 millions de francs belges).

Il convient de rendre hommage aux architectes qui ont su mener à bien leur tâche, malgré les multiples difficultés du moment. Grâce à leur talent et à leur compétence, la ville de Malmö a été dotée d'un ensemble théâtral remarquable dont elle peut, à juste titre, être fière.

BIBLIOGRAPHIE

- Byggmästaren*, n° 22, 1944.
Vi Unga, Annuaire 1944.
L'Architecture d'aujourd'hui, n° 9, 1946.
Revista de Arquitectura, n° 1, 1946.
Building, janvier 1947.

Progrès réalisés dans la construction des molettes de chevalement depuis 1875

par A. Lambotte,
Ingénieur

Evolution des molettes

La construction des molettes de chevalement en vue de l'extraction des produits du sous-sol a débuté vers le milieu du XIX^e siècle. Déjà vers 1855, on a procédé en Angleterre à l'installation d'un chevalement un peu spécial, équipé d'une seule molette pour câble rond dont la jante et le noyau étaient en fonte, avec bras en fer rond scellés lors de la coulée (fig. 431). A cette époque, ce genre de molette a été construit avec bras simples, bras simples en quinconces et bras doubles.

Par la suite, l'étude de la construction des molettes a dû tenir compte de l'évolution de la technique de l'extraction, c'est-à-dire :

De l'importance des charges utiles à extraire et des machines motrices;

De la profondeur des puits et de la vitesse de translation;

Du système de câble passant sur la jante des molettes.

On classe la construction des molettes en fonction du câble à mettre en usage :

Molettes pour câbles plats (aloès ou acier);

Molettes pour câbles ronds métalliques.

Avant 1900, dans les sièges d'extraction de moyenne importance, jusqu'à 400 tonnes/jour, on a utilisé des molettes entièrement en fonte (en 1 ou 2 pièces) dont le diamètre variait de 3 à 4 mètres, ou des molettes en 1 ou 2 pièces et diamètre jusqu'à 5 mètres avec coulée. Périodiquement, les molettes étaient remplacées et éventuellement modernisées.

Après 1900, dans les sièges d'extraction de 400 à 600 tonnes/jour, on a utilisé des molettes en charpentes rivées pour câble plat et des molettes en acier coulé.

Vers 1920, dans les sièges prévus pour des

extractions journalières de 1.000 tonnes par machine d'extraction et utilisant des câbles ronds en fils d'acier à haute résistance, on a adopté la construction : moyeu (fonte ou acier coulé), bras en méplats, jante (fonte ou acier moulé) et assemblage par boulons.

La molette complètement soudée (jusqu'à 7^m50 de diamètre) avec jante en acier laminé en V a été mise en usage après 1935.

Vers 1875, on a vu sur le continent l'application des câbles en chanvre et, en Angleterre, des câbles ronds métalliques. Plus tard, les câbles plats en aloès utilisés dans la plupart des charbonnages belges ont été remplacés dans certaines mines par des câbles plats métalliques. Actuellement, vu l'importance des charges utiles à extraire (jusqu'à 10 tonnes par cordée), la grande profondeur des puits, la vitesse de translation, allant jusqu'à 22 mètres par seconde, on a dû fabriquer des câbles ronds en fil d'acier à grande résistance (205 kg/mm²), dont la charge de rupture se situe aux environs de 340 tonnes.

Dans la note qui va suivre, nous passerons en revue les différentes constructions de molettes mises en usage depuis 1875 jusqu'à nos jours.

Déjà vers 1875, les charbonnages de Mariemont ont mis en usage plusieurs chevalements métalliques (belle fleur)⁽¹⁾ constitués de tubes rivés. L'un d'eux était équipé de molettes (poulie de belle fleur) en deux pièces, au diamètre de 6 mètres avec jante en fer pour câble plat en chanvre. La jante, formée de dix segments en fer forgé est rivée et fixée au moyeu en fonte par l'entremise de vingt paires de bras en fer plat de 120 × 12 mm, à l'aide de boulons. Les bras portaient deux cercles de renfort, et ils étaient entretoisés par des tuyaux à gaz et tiges en fer de 22 mm, rivées aux bras.

(1) Belle fleur est le nom qu'on donne au chevalement de mine dans le Pays de Liège.



En 1885, lors du remplacement des câbles en aloès par des câbles métalliques, on a dû modifier la jante. En 1880, on a adopté pour les chevalements en bois (châssis à molettes) les molettes en fonte en deux pièces pour câbles plats en aloès. On les a construits avec des diamètres variant entre 3 mètres et 4^m50.

Vers 1900, on a vu la réapparition des molettes en charpentes rivées sur des chevalements métalliques constitués de poutres en treillis. Elles sont constituées d'un moyeu en fonte en deux pièces avec deux rainures de calage.

Les dix paires de bras sont formées de fers U de 183 × 83 × 11; elles sont boulonnées au moyeu et rivées à la jante au moyen de goussets. Les bras sont entretoisés.

La jante, formée de plats de 500 × 25 est tournée pour obtenir le bombage nécessaire. Cette molette, d'un poids de 6.350 kilogrammes a été construite par la S. A. Baume et Marpent. Elle est pourvue d'un dispositif spécial existant sous les paliers, afin de pouvoir régler aisément l'aplomb de câbles par rapport au centre de guidage de la cage.

Déjà en 1913, on a cherché une nouvelle méthode de construction de molettes, en remplaçant les jantes coulées par des jantes en acier forgé avec bras rivés.

Ce genre de construction présentait plusieurs inconvénients : la faible épaisseur du fond de la jante (20 mm) entraînait à la longue, une dislocation des rivets, et une projection intempestive des têtes de rivets.

En 1923, on construisait encore en Belgique des molettes de 3^m50 pour câbles ronds de 36 mm avec jante et moyeu en fonte, les bras étant ronds avec un diamètre de 36 mm. En 1925, on a fabriqué un type de molettes de 4^m50 en acier coulé. Vers 1925, également, on a vu l'apparition de dispositifs nouveaux, dans lesquels la fixation des bras à la jante par l'entremise du sabot en acier coulé, se fait par boulons. Ce système a pris un certain développement. En Belgique, il existe plusieurs molettes munies de cet équipement.

La Société américaine Allis-Chalmers, a construit à cette époque, un type de poulie-molette d'un genre un peu spécial. La jante se compose de deux parties : l'une inférieure, fixée aux bras par rivets et soudure; l'autre, folle.

Les bras sont constitués par des tés soudés au moyeu et à la jante avec un cercle, en méplat, soudé aux bras et formant entretoise. On construisit ces molettes de 3 à 4 mètres de diamètre et pour des charges de 22 tonnes, la vitesse maximum étant de 11 mètres par seconde.



Fig. 430. Chevalements du Siège de Voort des Charbonnages de Helchteren et Zolder. Situation ancienne, deux machines d'extraction à vapeur, cage à 8 chariots, quatre molettes de 6 mètres de diamètre à jante en fonte. Actuellement, après consolidation des chevalements, le service est assuré par : trois machines d'extraction électriques, cages à 10 chariots, six molettes de 6 mètres de diamètre à jante en acier laminé.

Vers 1930, on a utilisé un type de poulie-molette pour câble rond en acier dont le moyeu comporte deux roulements à rouleaux. Normalement, l'axe ne tourne pas. Toutefois, le système peut suivre tous les mouvements d'impulsion, et prendre part à la rotation. On a construit des molettes de ce type au diamètre de 2 et 5 mètres.

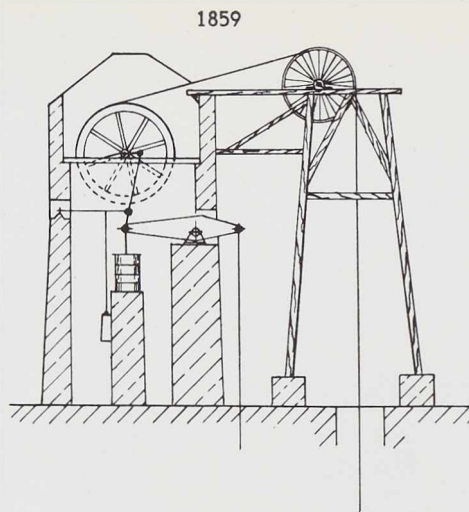


Fig. 431.

Fig. 431. Installation mise en service en 1859 au charbonnage de Ryhope à Durham (Angleterre).

Fig. 432. Châssis à molettes métalliques (tubulaire); poulies de belle-fleur à charpentes rivées; profondeur du puits : 600 mètres; cages à 6 chariots de 5 hl.

Fig. 433. Châssis à molettes en bois; molettes en fonte; profondeur du puits : 600 mètres; cages à 4 chariots de 5 hl; vitesse d'extraction : 10 m/sec.

Fig. 434. Poulie Koepe, moteur électrique dans la tour métallique; poulie de renvoi en fonte; profondeur éventuelle : 800 mètres; puissance nominale du moteur : 350 CV.

Fig. 435. Poulie Koepe, moteur électrique placé dans la tour métallique; extraction horaire : 38 tonnes; vitesse maximum : 9,40 m/sec; puissance nominale du moteur : 240 CV.

Fig. 436. Équipement réalisé dans le Nord de la France; machine d'extraction électrique avec tambour cylindrique tronconique, bicylindroconique; chevalemement simple; molettes juxtaposées.

Fig. 437. Équipement Koepe normal pour double extraction par le même puits.

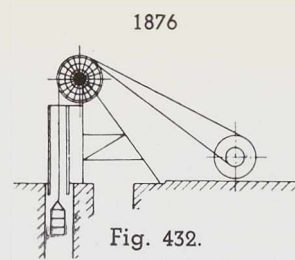


Fig. 432.

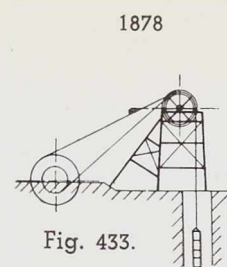


Fig. 433.

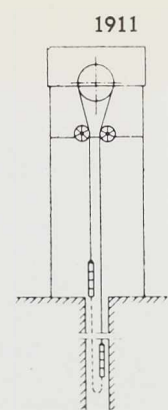


Fig. 434.

Evolution des châssis

à m

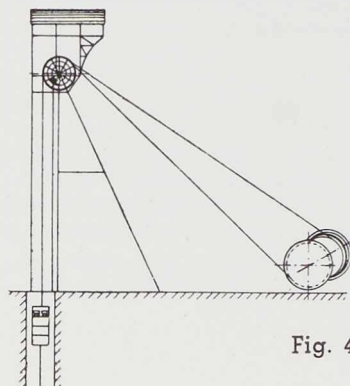


Fig. 438.

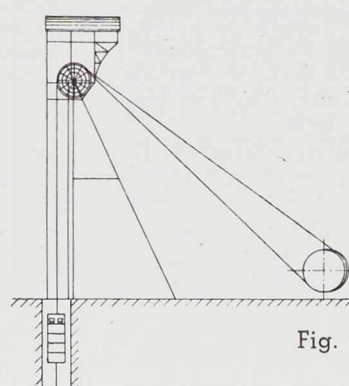


Fig. 439.

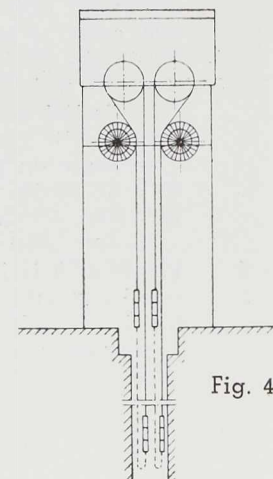


Fig. 440.

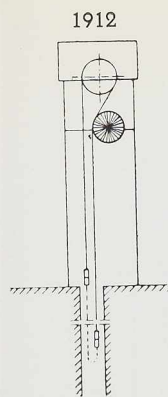


Fig. 435.

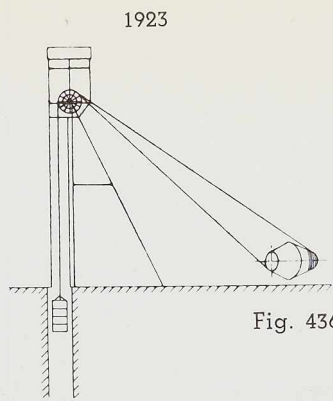


Fig. 436

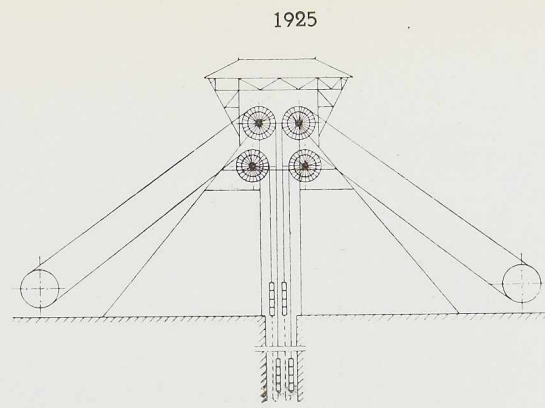


Fig. 437.

à molettes depuis 1859

Fig. 438. Châssis à molettes équipé d'une machine à vapeur, à tambour cylindrique, profondeur du puits : 800 mètres; cage à 8 chariots de 750 litres; molettes juxtaposées.

Fig. 439. Equipement Koepe électrique; molettes juxtaposées; profondeur du puits : 800 mètres; cages à 10 chariots de 750 litres; vitesse d'extraction : 20 m/sec.

Fig. 440. Equipement Koepe (double); tour métallique avec molettes de renvoi; cages à 3 étages; chariots de 3.150 litres; vitesse d'extraction : 18 m/sec.

Fig. 441. Equipement Koepe normal, molettes superposées avec jante en acier coulé; cage à 12 chariots de 1.020 litres; puissance nominale du moteur : 3.500 CV; vitesse maximum : 18 m/sec; un pont roulant est installé dans le belvédère.

Fig. 442. Equipement Koepe (double); machine située près du puits; cages à 4 étages; chariots de 3.700 litres; câble moyen de 77 mm de diamètre.

Fig. 443. Chevalement de mines des charbonnages de Mau-rage; équipement Koepe normal, molettes 8^m50 de diamètre; moteur de 4.400 CV.

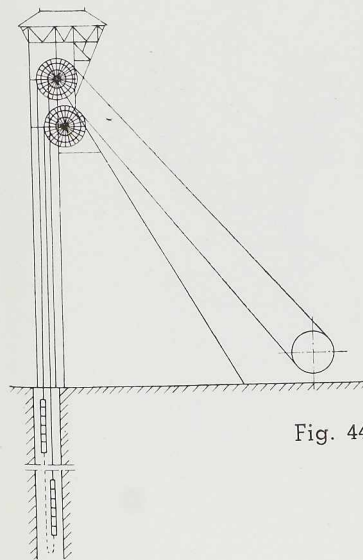


Fig. 441.

1939

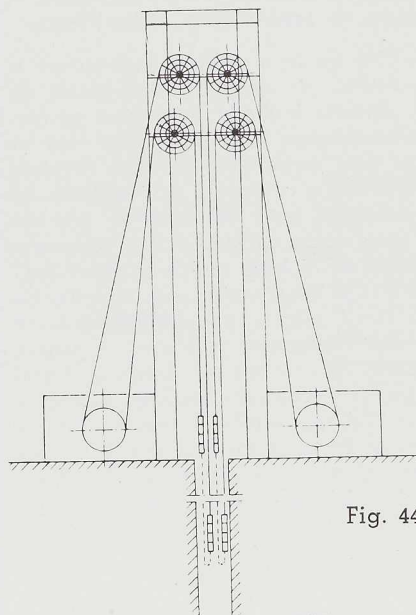


Fig. 442.

1939

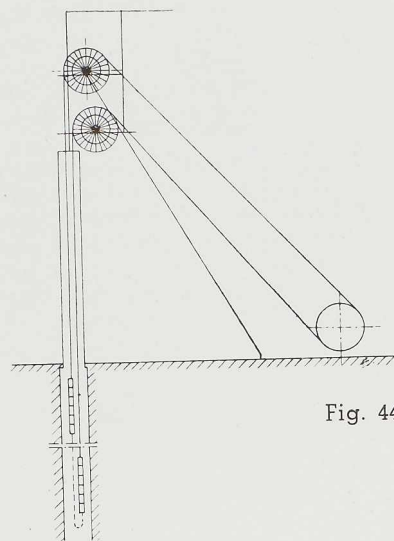


Fig. 443.

1946

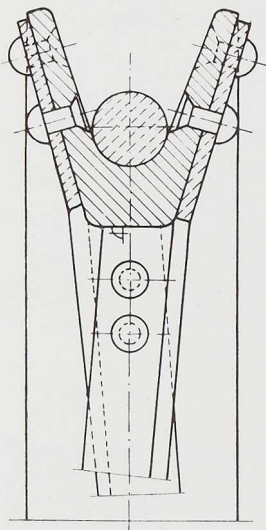


Fig. 444. En vue de diminuer le poids des molettes, on a adopté des jantes en acier laminé, cintré à chaud avec bras à cornières.

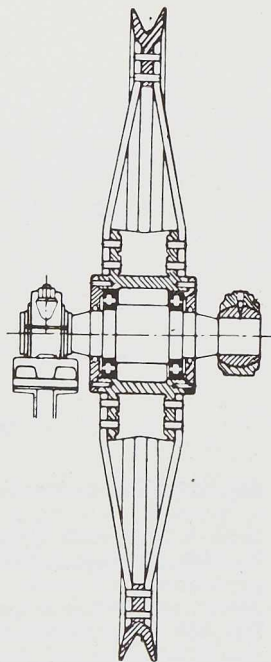


Fig. 445. Poulie-molette pour câbles ronds en acier dont le moyeu comporte deux roulements à rouleaux.

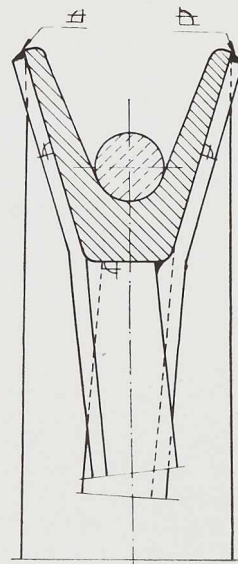
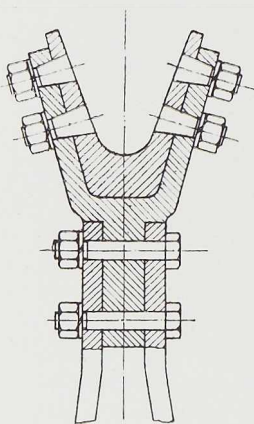


Fig. 446. Molettes de 6 mètres de diamètre pour câbles de 60 mm de diamètre; la jante est en acier laminé, cintré à chaud avec bras à cornières soudées.

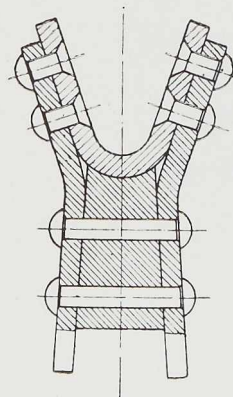
Fig. 447. Dispositif dans lequel la fixation des bras à jantes se fait par boulons en utilisant des sabots en acier coulé.



Elles ont été calculées pour une rupture de câble de 50 et 150 tonnes. Après quatre ans de service, aucune usure des roulements n'a été constatée, et la consommation de graisse était insignifiante.

C'est après 1935 qu'on a cherché à diminuer le poids des molettes, en adoptant des jantes en acier laminé, cintrées à chaud, avec bras en cornières rivées ou soudées à la jante (fig. 444 et 446). Les bras sont entretoisés par des méplats rivés ou soudés. On a construit des molettes de 6 mètres de diamètre pour câbles de 60 mm de diamètre, la jante étant formée de six segments éclissés. Ce genre de molette se fait en deux parties. La figure 451 représente une molette de 6 mètres (en deux pièces) pour câble rond en fil d'acier à haute résistance avec axes et paliers à rouleaux S.K.F. La molette se compose d'une jante formée de huit segments en acier Siemens-Martin à 45/55 kg par mm² de résistance à la rupture; 16 sabots en acier coulé recuit; 16 paires de bras de 200 × 30 en acier Siemens-Martin à 50 kg/mm² de résistance à la rupture; d'un

Fig. 448. Molettes à jante en acier forgé avec bras rivés.



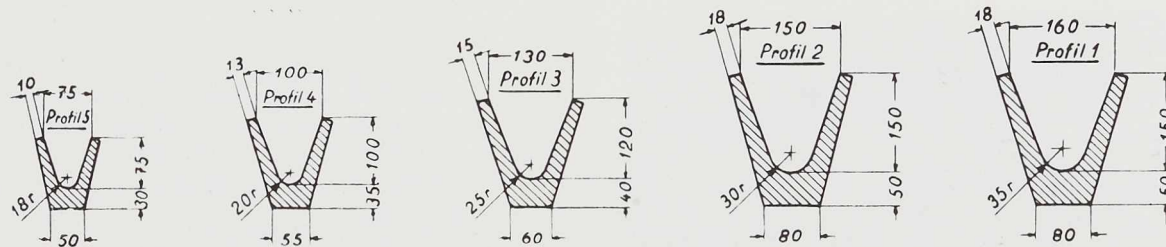


Fig. 449. Profils des jantes laminées.

moyeu en fonte (2 pièces) avec rainure empêchant tout déplacement sur l'axe; d'une fixation par boulons munis de tôles de sûreté; de frettes placées à chaud. Ce type de molette est construit par les Etablissements Paul Wurth à Luxembourg.

D'autres molettes de 6 et 7 mètres de diamètre pour câbles ronds en fil d'acier à haute résistance ont une disposition spéciale imposée par la présence de quatre molettes juxtaposées pour puits de 6 mètres de diamètre et double extraction. Les axes des molettes reposent sur des paliers munis de roulements à rouleaux S.K.F. avec cette particularité que les paliers intérieurs sont doubles. Les principales caractéristiques de ces molettes sont les suivantes : jante formée de quatre segments en acier moulé; seize paires de bras (acier laminé de 170×36 , nuance Siemens-Martin à $40/45 \text{ kg par mm}^2$ de résistance à la rupture); moyeu en acier coulé (deux pièces); fixation par boulons de 36 mm, chassés au marteau avec écrous placés à l'intérieur; chaque paire

de bras comporte une entretoise en fonte (rivée). Ce type de molette a été construit en 1941 par les Ateliers de la Meuse.

Calcul des molettes

A titre d'exemple nous donnons ci-après le calcul des molettes installées aux Charbonnages André Dumont en Campine (fig. 450).

Charges maximum :

Poids d'une cage à 5 paliers	12.300 kg
1.205 mètres de câble à 20 kg par mètre courant	24.100 kg
10 berlines pleines	21.000 kg
Total	57.400 kg

Glissement du câble : $T = 300.000 \text{ kg}$.

A. Molettes de 6 mètres de diamètre avec seize bras composés chacun de deux plats reliés en leur milieu par une entretoise en fonte. La section nette de la jante est de 21.400 mm^2 . L'arc embrassé par le câble étant ABC et en supposant momentanément que les bras compris dans cet arc n'interviennent pas, la fatigue à la compression dans la jante aux points A et C serait

$$\frac{57.400}{21.400} = 2,68 \text{ kg/mm}^2.$$

La résultante

$$2 \times 57.400 \cos \frac{42^\circ,30'}{2} = 2 \times 57.400 \times 0,93195 = 107.000 \text{ kg}.$$

de l'effort du câble est transmise au moyeu par l'ensemble des bras. Les bras compris dans l'arc ABC travaillent à compression; les bras compris dans l'arc ADC travaillent à traction. Admettons provisoirement que les bras reçoivent le même effort soit de traction soit de compression. Il est facile d'établir par la longueur d'arc séparant deux bras que l'effort dans un bras est

$$C = 2 P \sin \frac{22^\circ,30'}{2} = 2 \times 57.400 \times 0,195 = 22.386 \text{ kg}.$$

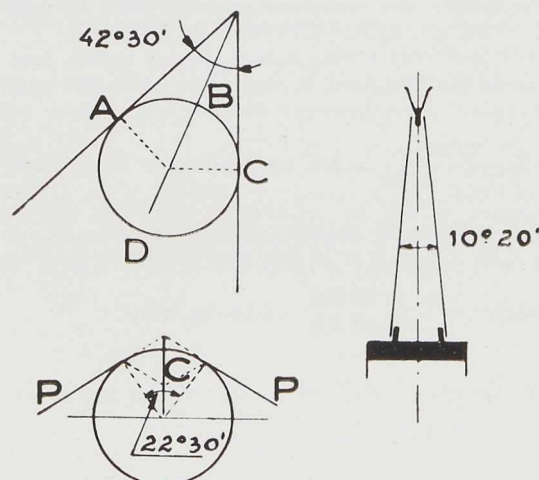


Fig. 450. Epures se rapportant au calcul des molettes.

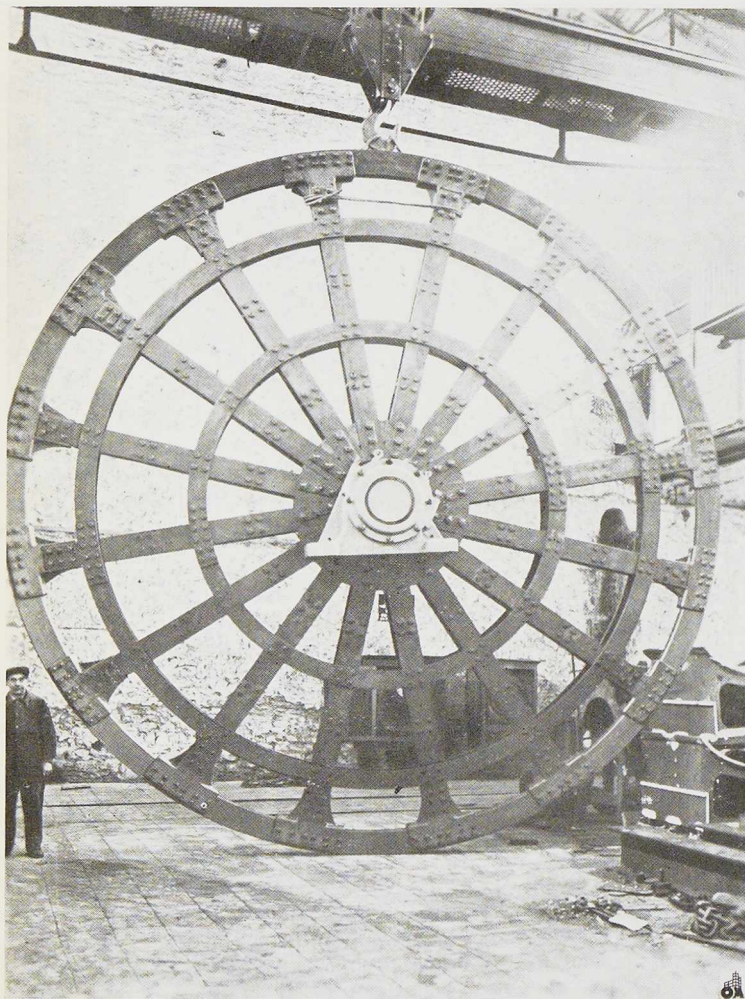


Fig. 451. Molettes de 6 mètres pour câbles ronds en fil d'acier à haute résistance avec axe et paliers à rouleaux. Constructeurs : S. A. Paul Wurth.

Cet effort sera donc effort de compression pour les bras compris dans l'arc ABC et un effort de traction pour les bras compris dans l'arc ADC.

Comme chaque bras est composé de deux plats de 170×36 inclinés de $10^{\circ}20'$ l'un sur l'autre, l'effort dans chaque plat est de

$$\frac{22386}{2 \cos \frac{10^{\circ}20'}{2}} = 11240 \text{ kg.}$$



La section totale du plat est de

$$170 \times 36 = 6.120 \text{ mm}^2$$

et la solution nette, déduction faite des trous de boulons $(170-72)36 = 3.528 \text{ mm}^2$, d'où une fatigue par compression simple de

$$\frac{11240}{6120} = 1,83 \text{ kg/mm}^2$$

et par traction

$$\frac{11240}{3588} = 3,18 \text{ kg/mm}^2.$$

La longueur du bras est de 900 mm. Nous pouvons considérer que la fixation des bras à la jante par boulons chassés est l'équivalent d'un encastrement, de même que la rivure sur l'entretoise; dans ces conditions nous pourrions appliquer la formule de Rankine :

$$l = \frac{P}{S} \left(1 + \frac{KI^2 S}{I} \right)$$

$$\text{ou } K = \frac{1}{40000}$$

$$S = 6120$$

$$I = \frac{170 \times 36^3}{12} = 660960$$

d'où

$$1 + \frac{(810000 \times 6120)}{40000 \times 660960} = 1,183$$

La fatigue par compression totale dans un plat est donc de $1,83 \times 1,187 = 2,17 \text{ kg/mm}^2$.

Les bras sont réunis à la jante par quatre boulons de 36 mm dans le corps, section 1.000 mm^2 travaillant à cisaillement double, leur fatigue est

$$\text{de } \frac{22386}{4 \times 2 \times 1000} = 2,8 \text{ kg/mm}^2.$$

La surface de matage de ces boulons est de $36 \times 36 \times 4 \times 2 = 10.400 \text{ mm}^2$ et la fatigue au

$$\text{matage sera de } \frac{22386}{10400} = 2,15 \text{ kg/mm}^2.$$

B. En cas de glissement, les chiffres précédents sont à multiplier par $\frac{300000}{57400} = 5,22$.

Fatigue par compression dans la jante :

$$2,68 \times 5,22 = 14 \text{ kg/mm}^2.$$

Fig. 452. Molettes soudées en une pièce avec 10 bras soudés et jantes en acier laminé; Constructeurs : Ateliers de la Meuse.

Effort dans un bras :

$$22.386 \times 5,22 = 116.850 \text{ kg.}$$

Fatigue par compression simple dans un bras :

$$1,83 \times 5,22 = 9,55 \text{ kg/mm}^2.$$

Fatigue par compression totale dans un bras :

$$2,17 \times 5,22 = 11,34 \text{ kg/mm}^2.$$

Fatigue par traction :

$$3,18 \times 5,22 = 16,60 \text{ kg/mm}^2.$$

Fatigue par cisaillement dans les boulons de fixation des bras à la jante :

$$2,8 \times 5,22 = 14,60 \text{ kg/mm}^2.$$

Fatigue au matage de ces boulons :

$$2,15 \times 5,22 = 11,20 \text{ kg/mm}^2.$$

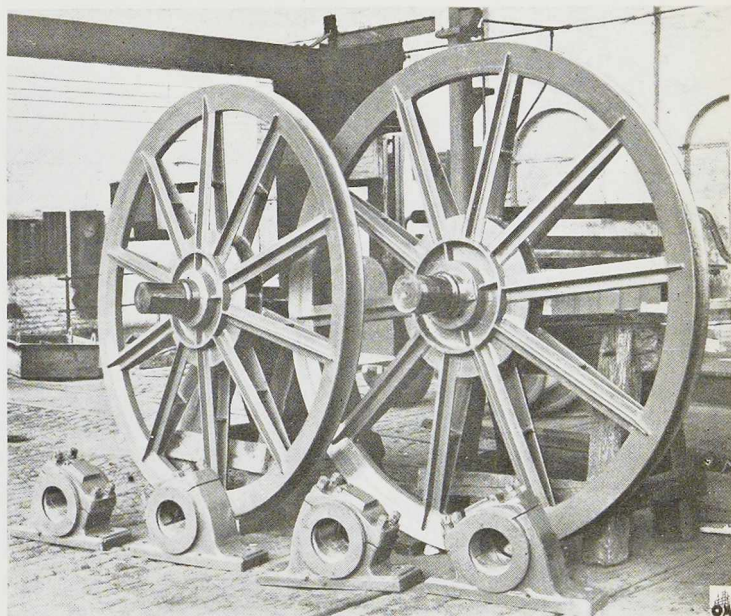
Dans l'hypothèse que nous avons faite, la fatigue par traction dans les bras diffère donc de celle par compression. En réalité, ces fatigues doivent être égales. Elles sont donc égales à la

$$\text{moyenne, soit } \frac{11,30 + 16,60}{2} = 13,98 \text{ kg/mm}^2.$$

Tendances actuelles

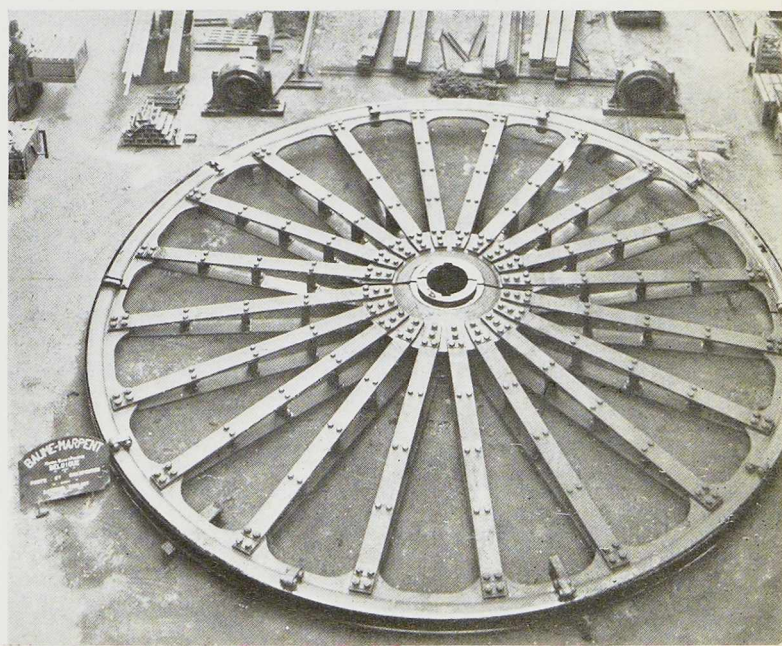
Dans les puits intérieurs, on utilise actuellement des molettes soudées dont le diamètre varie de 1^m00 à 1^m75. Elles sont en une pièce avec dix

Fig. 453. Molettes de 7^m50 en 2 pièces pour câbles ronds en fil d'acier à haute résistance; Constructeurs : S. A. Baume & Marpent.



bras soudés et jante en acier laminé (gorge tournée). Le moyeu en acier coulé est calé sur l'axe. Ce type de molette est de réparation facile, l'usure de la jante étant très réduite.

Le type actuel de construction en une pièce pour câble rond en acier coulé spécial se fabrique



en série aux *Vulcan Iron Works* (U.S.A.), pour des charges normales de 8 à 35 tonnes, et au diamètre de 750 mm à 4^m50. L'usinage du moyeu et de la gorge de la jante se fait en même temps sur tour à plateau horizontal. Généralement, l'axe est fixé dans ses supports, et la poulie est folle.

Le contrôle de l'usinage de la gorge de la jante se fait par jauge, dont les tolérances varient avec le diamètre et la composition du câble; par exemple : câble de 25 mm, la tolérance varie de 1,5 à 2,5 mm, et pour câble de 50 mm, de 2,5 à 4,5 mm.

La figure 453 représente une molette de 7^m50 en deux pièces pour câble rond en fil d'acier à haute résistance. Elle comprend les éléments suivants : une jante constituée de dix segments en acier coulé; vingt paires de bras en méplat et trois entretoises par paires de bras; moyeu en deux pièces, avec chacune une rainure de calage; fixation par boulons. Trois molettes de ce type ont été construites en 1945 pour le Puits Saint-Arthur de la S. A. des Charbonnages de Mariemont-Bascoup, par la S. A. Baume et Marpent. Les caractéristiques de ces molettes sont les suivantes : poids : 18.860 kilogrammes, charge en traction normale 64 tonnes; charge de rupture du câble : 525 tonnes; diamètre du câble : 71 mm; diamètre de l'axe : 460 mm; diamètre du tourillon : 320 mm; roulement à rouleaux S.K.F.; équipement Koepe normal électrique; partie électrique construite par les A.C.E.C.

En général les molettes sont mises en place, soit à l'aide de ponts-roulants installés dans le belvédère du chevalement, ou bien par mâts placés au niveau du plancher avec treuil de levage installé au niveau du sol.

Pour les molettes en deux pièces, l'assemblage, y compris le placement à chaud des frettes de serrage, se fait à la partie supérieure.

Dans certains chevalements nouvellement installés, on a abandonné le pont-roulant, et les poulies du treuil de secours sont placées plus bas dans le chevalement.

Les molettes et leur palier doivent être visités périodiquement, tout comme les câbles passant sur les molettes. Par les grands froids, une surveillance spéciale est nécessaire, surtout dans les équipements avec palier à graissage à l'huile. Dans les installations avec molettes pour câbles ronds, l'usure de la gorge de la jante doit être contrôlée périodiquement, surtout là où les molettes sont juxtaposées. Le graissage et le nettoyage des câbles d'extraction ont aussi leur importance dans la bonne marche des molettes.

Pour les installations modernes, l'étude relative aux câbles d'extraction en fils d'acier à haute résistance et molettes prend une part de plus en

plus importante; aussi s'orientent-on vers l'utilisation de câbles multiples et molettes à jante à plusieurs gorges.

Déjà en 1872, un ingénieur français, M. Clapier estimait qu'avec son système de câble bifilaire (attache par balancier), on pourrait envisager des extractions à la profondeur de 1.200 mètres.

Toutefois, ce système n'a pas reçu d'application.

Plus tard, la question de l'extraction multicâble a été prise en considération, mais elle est restée sans suite pratique.

Actuellement, on se voit obligé de revenir à l'étude de l'extraction multicâble et l'équipement Koepe s'y prête bien, vu que la poulie Koepe peut recevoir plusieurs rainurages tout comme les molettes dont le diamètre pourrait être plus faible du fait de l'emploi de câbles de diamètre plus réduits.

Enfin, en décembre 1946, la Direction générale de l'Association des Industriels de Belgique (A. I. B.) a publié une note : « Utilisation des câbles d'extraction multiples pour l'extraction des grosses charges à grande profondeur. »

Conclusions

En parcourant cette note, on remarque que la question molettes est également liée à celles des câbles d'extraction, du programme d'extraction, de la sécurité. Toutefois, la plus grande difficulté dans l'utilisation des câbles multiples serait constituée par :

La nécessité absolue de l'équilibrage des différences dans les allongements qui viendraient à se produire dans les câbles multiples pendant l'extraction;

Le mode d'attache des câbles à la cage et son moyen de compensation.

En terminant, nous retenons qu'après avoir utilisé des molettes dont la construction a été décrite, ci-avant, on s'oriente, depuis quelque temps déjà, vers la molette légère munie de nombreux bras en profilé qui sont fixés à la jante en acier laminé en V, soit par rivets, soit par boulons ou par soudure.

Les différents profils de jante en acier laminé actuellement les plus utilisés, notamment à l'étranger sont donnés par la figure 449. Ils constituent une nouvelle application intéressante de l'acier laminé et soudé.

A. L.





Fig. 454. Vue du pont de Crémone sur le Pô détruit au cours de la guerre.

Reconstruction du pont de Crémone (Italie)

Parmi les grands ouvrages d'utilité publique, qui unissent les deux rives du Pô, le pont de Crémone, exécuté à la fin du siècle dernier, constitue l'un des ouvrages les plus importants d'Italie, sa longueur n'étant dépassée que par celle du pont de Casalmaggiore.

L'ouvrage, destiné au trafic du chemin de fer, des tramways et des voitures, est constitué par deux ponts indépendants : l'un pour le trafic ferroviaire à une seule voie, l'autre pour la circulation des tramways et des véhicules. La portée théorique des travées est de 81 mètres environ, sauf pour la dernière ouverture, côté Piacenza, dont la longueur est de 66^m25. Le pont a une longueur totale de 957^m25; quant à la hauteur des maîtresses-poutres, elle est de 7 mètres.

Les destructions causées par la guerre ont été très graves. Par suite des bombardements aériens, les trois premières travées, côté Crémone, tant du pont-route que du pont-rails, ont été complètement détruites. La travée suivante (n° 4) du pont-rails a été fortement endommagée, les autres (nos 5, 6, 7) ayant subi des avaries plus ou moins graves. Quant au pont-route, ses deux premières travées ont été complètement détruites et les autres endommagées (fig. 455).

A la suite de la retraite des Allemands, en avril 1945, la première travée côté Crémone, tant du pont-route que du pont-rails, a été détruite par explosion. Les ouvrages en maçonnerie ont subi des dommages extrêmement importants : la culée côté Crémone fut détruite par les mines, la seconde pile fut gravement endommagée jusqu'à sa partie supérieure; la quatrième pile a perdu sa stabilité, par suite des dégâts subis.

Les deux autres piles ont subi des dégâts moins graves. Le programme de rétablissement du pont de chemin de fer présentait de grandes difficultés. En premier lieu, la pénurie de matériaux de construction, et, en second lieu, l'impossibilité d'élever dans le lit du fleuve des piles qui auraient pu supporter des poutrelles Grey de 1.000 mm de hauteur, qu'il était possible de se procurer à ce moment-là.

A noter également que les poutrelles Grey de 1.000 mm de hauteur permettaient de lancer des travées de 20 mètres seulement, alors que, précédemment, la distance entre piles était de l'ordre de 80 mètres.

Pour la réparation de la première travée, il fallait nécessairement construire un pont de service. Quant aux quatre dernières travées, pour

lesquelles on avait prévu l'utilisation des poutrelles Grey de 1.000 mm de hauteur, il a fallu ériger des appuis intermédiaires entre les piles. Enfin, pour deux autres travées (la sixième et la septième), il a fallu également créer un appui intermédiaire. Toutefois, ici, le problème n'a présenté aucune difficulté. En ce qui concerne les trois travées gisant dans le lit du fleuve, on ne prévoyait pas de grands obstacles pour le relevage.

Tenant compte de toutes les données du problème, on a étudié une méthode originale de lançage. On a procédé tout d'abord à un examen soigné de tous les appuis. Il a été estimé que l'affaissement maximum de ces appuis sous la charge serait de l'ordre de 50 mm. Aux essais pratiques, cet affaissement a été de 45 mm.

On a également examiné la possibilité et l'avantage de lancer les deux travées conjointement. Le matériel employé pour le lançage des travées était constitué par des éléments presque de fortune. Il n'a donc pas été possible de calculer exactement les efforts de friction que la travée aurait rencontrés durant son mouvement. Au

départ, les deux travées auraient été placées sur 25 appuis roulants. Après avoir examiné soigneusement le problème il a été décidé de lancer le pont en deux temps, c'est-à-dire premièrement la partie à quatre ouvertures, et puis celle à trois ouvertures.

Pour ce motif, on a dû construire pour les sixième et septième travées deux appuis intermédiaires, de façon à réduire le porte-à-faux.

Les deux groupes de travées réunis, avec une certaine partie de la cinquième travée montée, totalisaient une longueur de 540 mètres. Elles ont été considérées comme une poutre unique et continue, à 12 ouvertures, avec appuis de niveau et avec encorbellement de 54 mètres. La flèche élastique de la poutre a été estimée d'après les calculs à 100 mm. Les essais ont donné le chiffre de 80 mm.

Comme éléments destinés à la réparation des travées endommagées, il fut mis à la disposition des constructeurs des poutres composées de 450 et 600 mm de hauteur, car il n'a pas été possible d'obtenir des profilés des aciéries. Avec les éléments tirés de ces poutres, on a dû réparer les

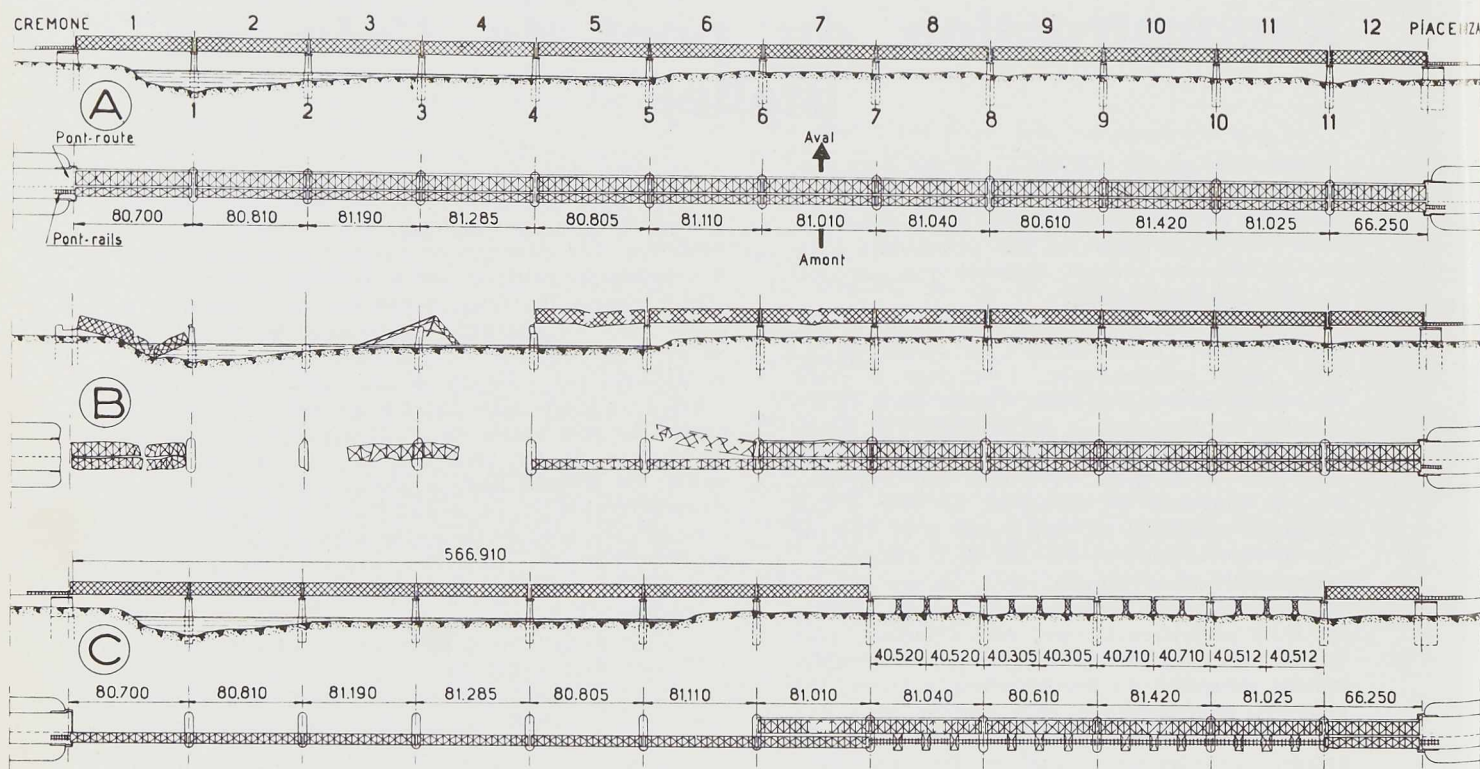


Fig. 455. Pont de Crémone sur le Pô. Elévation et plan :
 A. Situation avant les hostilités; B. Dégâts produits par l'explosion; C. L'ouvrage après la reconstruction.



travées, et, en outre, construire des chevalets destinés à servir d'appui aux poutrelles Grey de 1.000 mm de hauteur.

Toute l'étude relative à la reconstruction du pont a été faite de façon à donner à l'ouvrage un caractère semi-définitif et permettre le trafic normal. Dans cet ordre d'idées, les poutrelles Grey ont été convenablement renforcées et entretoisées, de façon à former des poutres de 40^m50 à deux ouvertures, plus rigides, et pouvant ainsi résister aux sollicitations dans la limite des taux de travail admissibles. Ces poutres ont été munies de passerelles, et au lieu de la tôle striée, on a employé des éléments récupérés comme semelles.

Après avoir établi le programme de rétablissement de l'ouvrage, il restait encore à examiner les possibilités pratiques et les nécessités pour effectuer le lançage d'un pont de 540 mètres de longueur, que l'on devait déplacer de 324 mètres en se servant de 32 appuis roulants.

Les outillages normaux de lançage des ponts, c'est-à-dire les chariots de roulement pour le lançage, avaient disparu pendant la guerre. Le matériel qui pouvait être mis à la disposition des constructeurs pour reconstruire ces chariots, était constitué par des roues et des essieux de wagons, déjà destinés à la démolition, ainsi que par 2.400 mètres de rails, qui auraient ensuite servi à l'équipement de la voie ferrée.

Avec ces matériaux, on a mis au point l'outillage de mise à l'eau, composé de la façon suivante : 154 chariots fabriqués au moyen de roues et d'essieux de wagons; rails appliqués sous les brides du pont. Avec les matériaux restant des poutres, on a constitué des châssis pour les essieux montés avec des coussinets de roulement en bois dur, formant ainsi des chariots de 10, 8 et 6 essieux, qui ont été répartis sur les appuis en rapport avec l'intensité des réactions, qui variaient entre 240 et 80 tonnes.

Ne pouvant pas disposer d'un plus grand nombre de roues, on a dû recourir à des rouleaux tirés des essieux restants. Il a été possible d'en obtenir environ 390.

Le plan de roulement de ces rouleaux était formé par des semelles s'appuyant sur des petits poteaux en ciment. Les rouleaux ont été rattachés avec des mailles amovibles, de façon à permettre le passage aisé du rouleau de la sortie à l'embouchure. Tous les appuis ont été placés au même niveau. Il a fallu, pour éviter des efforts secondaires durant le lançage, que l'axe théorique horizontal du pont fût également de niveau. La pose des rails sous les brides a été faite par l'interposition de traverses en bois dont l'épaisseur variait avec la hauteur des semelles. De cette

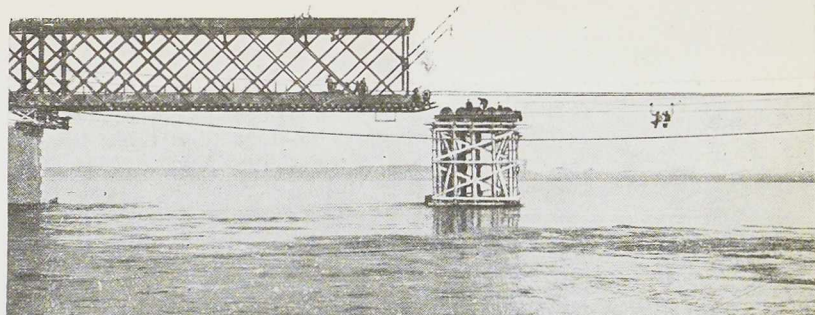


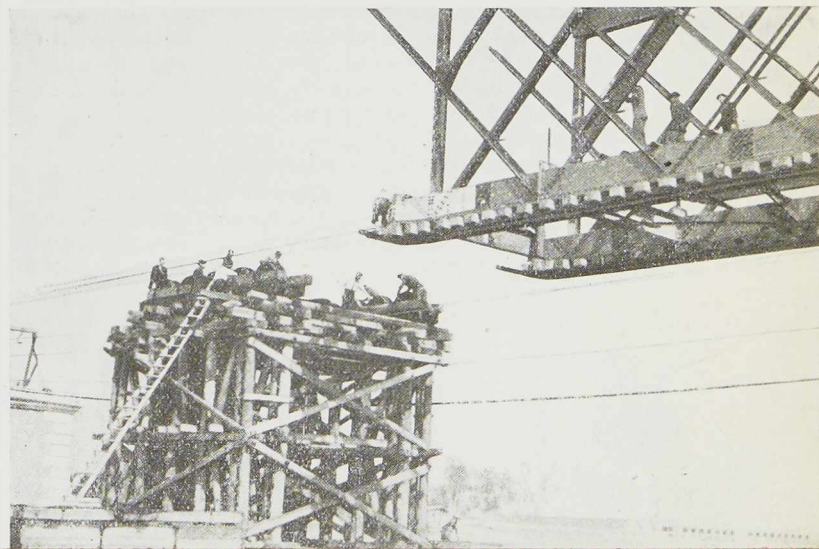
Fig. 456. Vue prise en cours de lançage. On note l'avant-bec et les patins de roulement.

façon, il a été possible d'obtenir des rails de roulement parfaitement horizontaux.

Les effets de température dus aux différences d'échauffement d'une bride par rapport à l'autre pouvaient avoir une influence, soit dans le sens vertical, ce qui n'avait pas grande importance étant donné que l'avant-bec avait été suffisamment proportionné, soit dans le sens horizontal, ce qui aurait produit une difficulté au point de départ des rails. En effet, une différence d'un degré sur les deux brides aurait produit sur l'encorbellement un déplacement latéral de 10 mm. Pour éviter cet inconvénient, on a cru utile d'enlever le tablier en tôle striée avant le lançage. De cette façon, l'effet du soleil fut très atténué. Toutefois, et en dépit de ces précautions, on a constaté que, tandis qu'au matin la pointe de la travée s'étendait vers l'aval, l'après-midi elle se dirigeait vers l'amont, étant donné que la travée est déplacée exactement selon l'orientation nord-sud.

Le matériel de lançage se composait d'un treuil électrique de 10 tonnes, et d'une couple de moufles de 50 tonnes. On calcula que l'effort nécessaire au commencement serait de 35 kg par tonne. Puisque la partie mobile pesait au total

Fig. 457. Vue prise au cours du lançage.



2.250 tonnes, il fallut disposer d'un appareil de traction d'une capacité d'au moins 100 tonnes.

Par ailleurs, il aurait fallu disposer d'un câble de 3.300 mètres alors qu'en réalité, on ne disposait que de tronçons de 80 mètres de longueur seulement. Le problème a été résolu en rattachant les divers tronçons au moyen d'un assemblage approprié.

On devait en outre prévoir, pour le cas où il serait nécessaire de faire le lançage en deux temps, la récupération du câble sans le couper, puisque le treuil ne pouvait pas enrouler plus de 500 mètres de câble. On a pu y arriver en disposant le treuil presque à l'extrémité des travées, et en le munissant d'un câble de 450 mètres à l'extrémité duquel se rattachait le câble de traction.

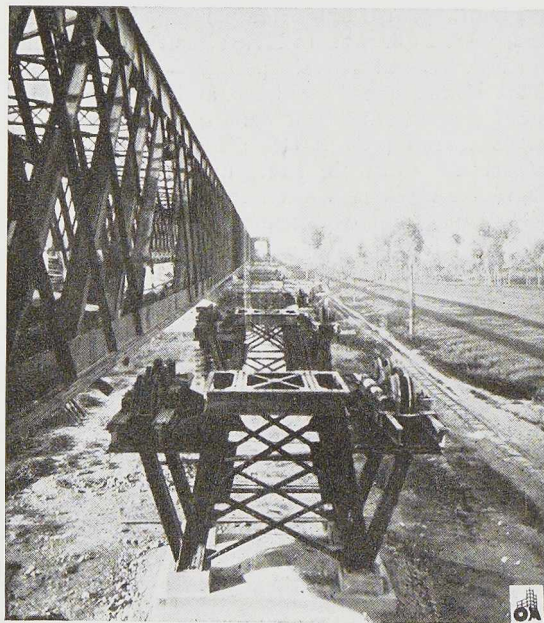


Fig. 458. Matériel de lançage prêt à recevoir les maîtresses-poutres.

Les couples de mouffles fixées à terre avaient été ancrées à un bloc de béton, tandis que les couples du pont étaient fixées au moyen d'appuis. A l'extrémité des travées, on avait placé un treuil de freinage.

Le lançage a été effectué régulièrement, sans aléa d'aucune sorte pendant la manœuvre.

Le déplacement a commencé par un « amorçage » de 20 cm, accompli à l'aide de vérins. On a ensuite continué avec le treuil électrique

seulement, et les différents contrôles faits sur le câble de traction ont confirmé les calculs en donnant comme valeur de traction des chiffres variant entre 8 et 10 tonnes. La vitesse d'enroulement du câble sur le treuil était de 5 mètres par minute, ce qui correspondait à un déplacement de la travée de 30 mètres à l'heure, valeur qui a été ensuite abaissée jusqu'à 13 mètres à cause des pauses dues à la récupération du câble, et aux reprises du travail.

Le lançage a été effectué en 25 heures de travail. Une particularité à noter dans le pont de Crémone réside dans les appuis des travées continues. Ces appuis, au lieu d'être simples pour chaque poutre, étaient constitués par deux appareils pour chaque pile placés à une distance de 2 mètres environ l'un de l'autre. Les plaques et les rouleaux des appareils mobiles se présentèrent au démontage tellement corrodés, qu'il fallut raboter les plaques et tourner les rouleaux.

Les calculs du projet prévoyaient un train type dont le poids était de 5,5 tonnes par mètre courant. Ces charges donnaient lieu à des sollicitations qui faisaient travailler le métal à un taux ne dépassant pas 6 kg par mm².

Des essais ont été faits en adoptant le train type du cahier des charges des chemins de fer de l'Etat italien, édition 1916. Les ingénieurs chargés de ces essais ont pu constater que les sollicitations étaient voisines de celles prescrites par les règlements officiels.

Préalablement à la reconstruction des parties métalliques du pont, on avait procédé à la réparation des dommages faits aux ouvrages en maçonnerie. C'est ainsi qu'on a reconstruit la pile et la culée démolies, et on consolida les autres piles par des injections de ciment pour donner à ces ouvrages un aspect définitif. On avait également construit des blocs de fondation servant aux chevalets en fer.

Le pont de Crémone a été ouvert à la circulation le 20 juin 1946, ce qui a permis de reprendre le trafic entre les deux rives du Pô.

La reconstruction du pont a été confiée à l'entreprise *Mottura et Zacchéo* de Milan, qui a pu mener à bien les travaux, malgré les difficultés du moment. Le chantier, qui s'étendait sur plus de 1.400 mètres, employait au total près de 400 ouvriers. Ce chantier était pourvu d'un téléphérique pour le transport des matériaux à travers le fleuve. Il y avait également des barques à avirons et à moteur, ainsi que des machines spéciales pour la consolidation des ouvrages en maçonnerie. En outre, l'entreprise était pourvue d'une sonnette pour le montage des pièces métalliques, et d'une scierie pour la préparation du bois nécessaire.



Fig. 459. Vue du cintre en poutrelles H du pont des Arches à Liège.

Le cintre métallique du pont des Arches à Liège

par A. Hormidas,

Ingénieur principal des Ponts et Chaussées

L'accroissement rapide du trafic routier, conséquence de la reprise de l'activité économique du bassin industriel de Liège, fit ressortir dès l'année 1946 la nécessité absolue d'ouvrir, à la circulation traversant la Meuse, un nouveau pont au centre de la ville, dans un délai aussi court que possible. En conséquence, la reconstruction du pont des Arches, détruit en 1940, fut décidée en septembre 1946 et le contrat de l'entreprise imposait l'achèvement des travaux au 31 décembre 1947.

Parmi les sujétions à respecter l'une d'elles consistait dans l'obligation résultant du régime du fleuve, de limiter le temps de présence des échafaudages en rivière à la période comprise entre le 15 mars et le 15 octobre de chaque année. Dans ces conditions, et bien que la reconstruction des piles fût terminée en 1946, il était impossible de commencer la même année les travaux de la superstructure dont le début devait être reporté au 15 mars 1947. Dès lors, la conception de l'échafaudage et du cintre, destiné à supporter les cof-

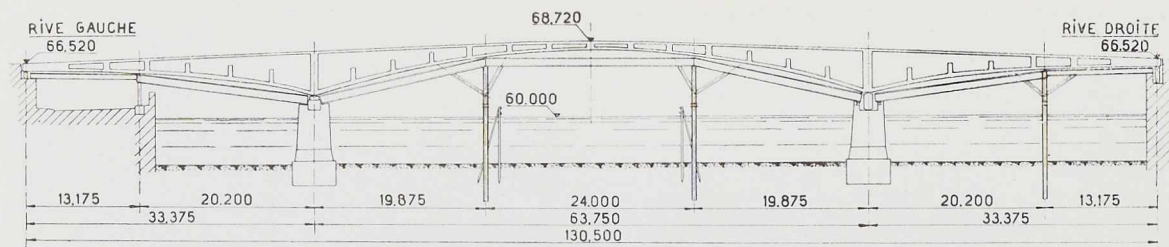


Fig. 460. Elévation du pont des Arches à Liège.

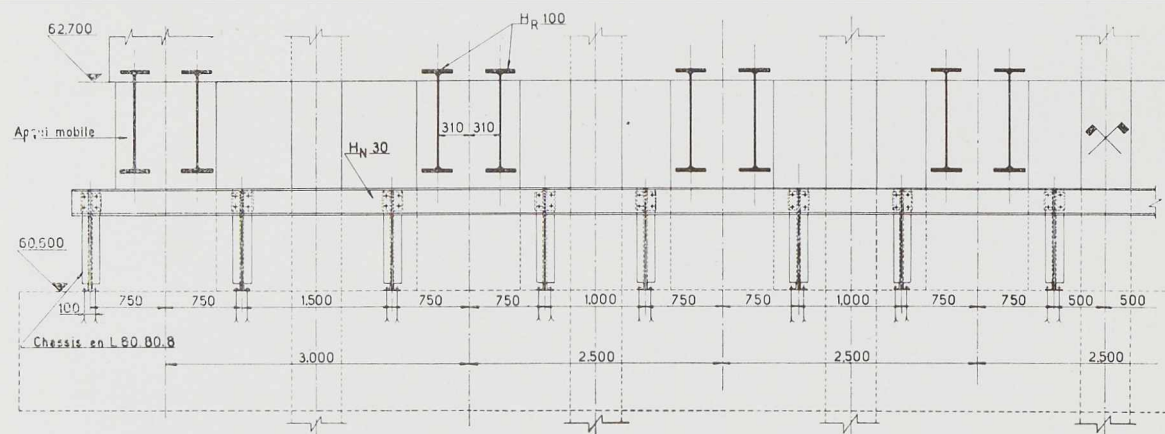
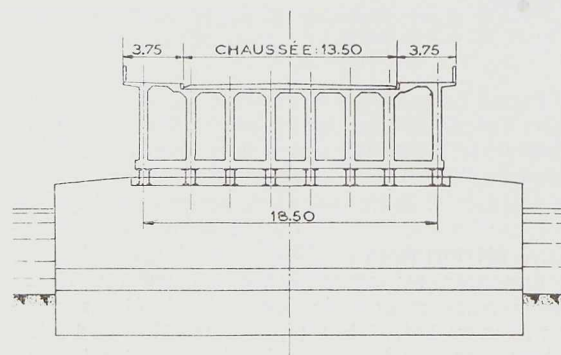


Fig. 461. Coupe longitudinale partielle à la pile de rive droite.

frages et le béton armé du pont, devenait un élément essentiel de la réussite de l'entreprise.

En outre, pour tenir compte des nécessités de la navigation et réduire au minimum les entraves à celle-ci pendant la durée des travaux, il convenait que les appuis de ce cintre en rivière fussent aussi peu nombreux que possible.

Ce double problème a été résolu de la façon indiquée ci-après.



Donnons au préalable quelques indications sommaires sur l'ouvrage à réaliser.

En cet endroit la Meuse a une largeur de 114 mètres entre murs et est bordée sur la rive gauche d'une route de 14 mètres de largeur passant sous le pont. Celui-ci comporte trois travées dont les portées théoriques sont respectivement 33^m375, 63^m75 et 33^m375. Sa largeur est de 21 mètres (voir fig. 460 et 462). Il est constitué de 8 maîtresses poutres en béton armé de 0^m52 de largeur; leur hauteur varie de 0^m77 à 5^m16. Elles sont réunies par des entretoises distantes de 4^m60, une dalle inférieure de 8 à 34 cm d'épaisseur et une dalle supérieure de 18 cm d'épaisseur.

Ces quelques indications permettent de se rendre compte immédiatement de l'importance considérable des charges à supporter par le cintre. La robustesse de celui-ci était d'ailleurs conditionnée non seulement par ces charges, mais éga-

Fig. 462. Coupe transversale du pont.



Fig. 463. Coffrage en bois supporté par le cintre métallique.

lement par une rigidité suffisante pour limiter les déformations pendant l'exécution du béton armé.

Les dispositions générales admises pour le cintre sont représentées à la figure 467. Sept groupes de poutrelles placées suivant une ligne polygonale inscrite dans la courbe intradosale prennent appui sur les deux culées, les deux piles et sur 4 palées provisoires dont une sur la rive gauche et 3 seulement en rivière. En fait, la partie centrale du fleuve entre piles est la plus usitée par la navigation : on voit qu'elle n'est occupée que par deux palées provisoires. La passe centrale réserve à la navigation au-dessus de la cote 60,20 de flottaison normale, un tirant d'air de 5^m50 sur une largeur de 20 mètres. Les autres passes dont la largeur est à peu près égale à la précédente permettent le cas échéant le passage de bateaux nécessitant un moindre tirant d'air. Ainsi, les exigences de la navigation sont sauvegardées.

La nécessité d'attendre le 15 mars 1947 pour commencer le travail en rivière fut mise à profit pour constituer un cintre conçu de telle manière que la plus grande partie du travail puisse être préparée en atelier, réduisant au minimum l'ouvrage à exécuter en chantier et permettant ainsi un montage aussi rapide que possible.

Palées en rivières

L'expérience acquise quelques mois auparavant lors de la construction du pont de la Boverie ⁽¹⁾ a montré que des palées constituées de poutrelles battues dans le fond du fleuve peuvent être réalisées aisément et avec célérité. Le même procédé fut donc utilisé mais en simplifiant la constitution des palées, compte tenu de ce qu'il s'agissait cette fois d'exécuter des appuis dont la durée était limitée à quelques mois.

Chaque palée est donc composée (fig. 465 et 466) d'une file de poutrelles Grey de 500 mm battues à refus à l'aide d'une sonnette sur ponton et arasées à la cote 61,200, c'est-à-dire à 1 mètre au-dessus du niveau de la flottaison normale.

Les têtes des poutrelles sont coiffées de pla-

⁽¹⁾ Voir *l'Ossature Métallique*, n° 2, 1947 : « Construction d'un pont provisoire sur la Meuse à Liège. »

Fig. 464. Vue du pont prise en cours de construction.

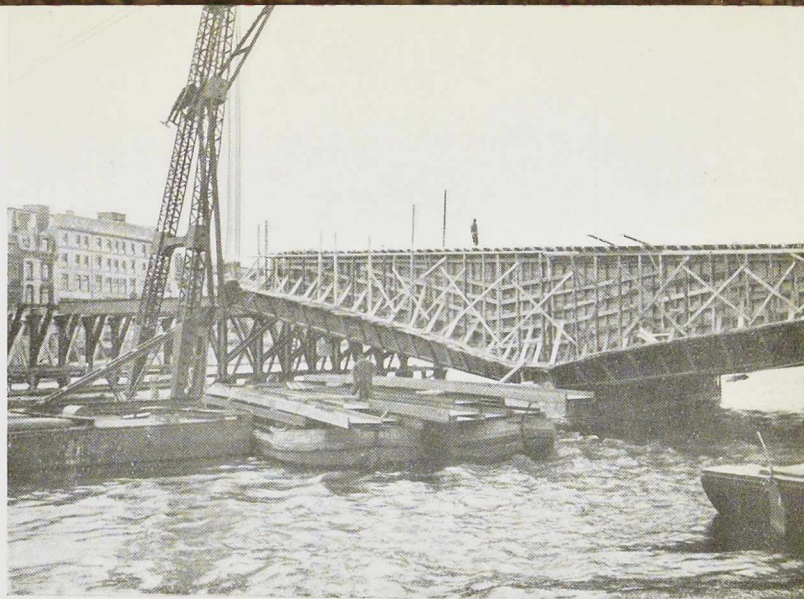
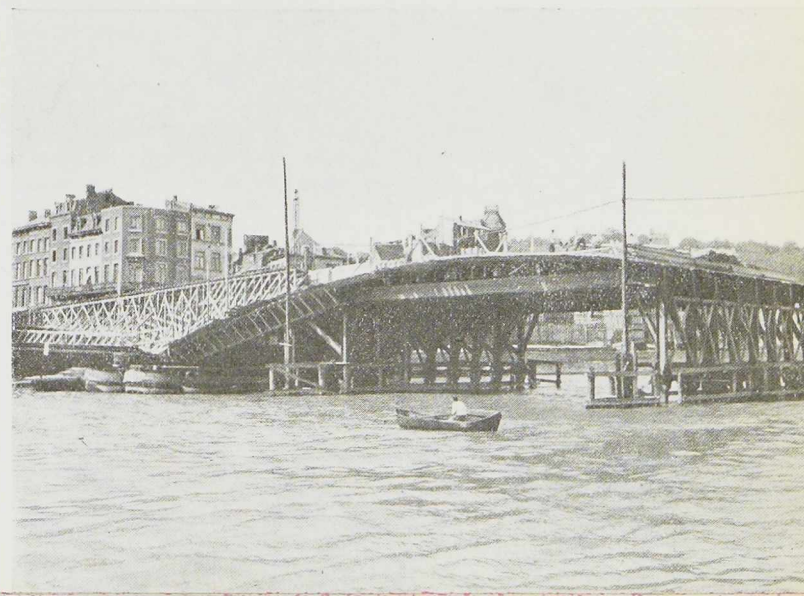


Photo Schadeck.

teaux reliés pour une double filière en poutrelles de 300 mm (fig. 460) assemblées par boulons sur des plateaux dont les trous ont été forés lors du montage au chantier. Les plateaux permettent aussi de rattraper les irrégularités de position des poutrelles battues.

Sur la double filière viennent s'assembler les pieds des colonnes prolongeant les poutrelles battues jusqu'à hauteur des poutres des cintres proprement dits.

Ces colonnes (fig. 467) sont complètement préparées en atelier. Elles portent chacune deux contrefiches et un chapeau supérieur formant console et destinés à recevoir les poutrelles du cintre. Enfin, elles sont entretoisées par un contreventement en bois dans le plan général de la palée (fig. 466). Chacune des palées de la travée centrale doit supporter une charge totale de 1.084 tonnes soit 135,5 tonnes par colonne. La



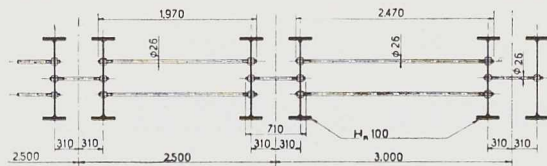


Fig. 468. Barres d'écartement.

fleuve et un égout en maçonnerie, elle ne pouvait être fondée au niveau du sol sans exercer sur les deux ouvrages des poussées dangereuses pour la stabilité de ceux-ci.

Afin de reporter la charge (925 t) à un niveau suffisamment bas, les colonnes de la palée reposent, par l'intermédiaire d'une poutre en béton armé, qui en enrobe les têtes, sur une série de palplanches métalliques battues dans le sol.

Les colonnes supérieures de cette palée sont prolongées jusqu'au niveau du béton, le décintrement devant, en cet endroit, s'opérer en deux phases : les poutrelles des cintres doivent en effet être enlevées pour être réutilisées entre pile et culée de rive droite, tandis que la palée doit rester en place comme support intermédiaire jusqu'à achèvement du pont. A cet effet, les poutrelles du cintre reposent non pas sur les têtes des colonnes mais sur des consoles greffées sur les colonnes elles-mêmes. Les colonnes de cette

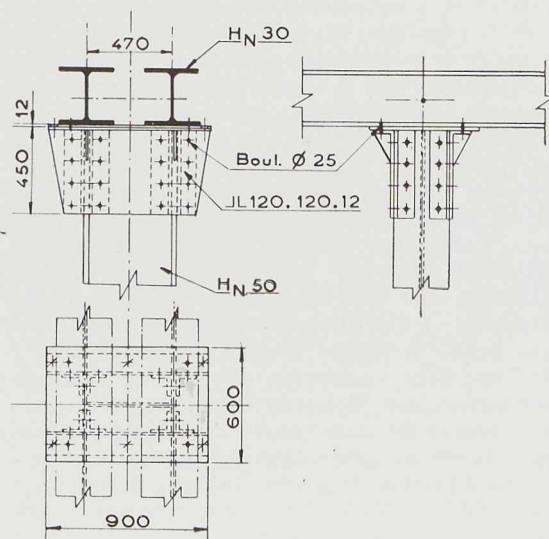


Fig. 469. Détails du plateau d'assemblage.

palée furent également préparées à l'atelier. Elles sont constituées de poutrelles H_N 40.

La poutraison du cintre

La partie comprise entre chacune des culées et la palée provisoire voisine, d'une portée théorique de 12^m425, est constituée de 8 poutrelles H_N 70.

La charge totale du béton des coffrages et du poids mort des poutrelles à supporter par celles-ci est de 448 tonnes soit 56 tonnes par poutrelle irrégulièrement répartie sur la longueur de la travée.

Le moment fléchissant maximum par poutrelle est de 106 tm et le taux de travail s'élève à 13,7 kg/mm². La flèche maximum est 3,2 cm. Pour les autres parties du cintre, il a été nécessaire de placer deux poutrelles H_R 100 en dessous de chaque maîtresse-poutre du pont soit au total 16 files de poutrelles. Les parties les plus sollicitées sont celles s'étendant des piles aux palées provisoires entre piles et culées. Leur portée théorique est de 19^m05; la charge totale du béton, du coffrage et du poids mort des poutrelles est de 1.353 tonnes soit 84,6 tonnes par poutrelle irrégulièrement répartie sur la longueur de celle-ci. Le moment fléchissant par poutrelle est de 210 tm et le taux de travail 14,6 kg/mm². Il en résulte une flèche maximum de 5,9 cm. De distance en distance ces poutrelles sont solidarifiées par des barres d'écartement dont le détail est donné à la figure 468. Les poutrelles reposent sur les palées provisoires, les piles et les culées par l'intermédiaire de coins de bois. A la pile de rive droite, la présence d'une cavité ménagée au sommet de la pile pour loger les balanciers de l'appareil d'appui mobile du pont, a exigé d'y prévoir une disposition spéciale pour l'appui des poutrelles qui reposent en cet endroit sur des maçonneries relativement étroites et élancées.

En fait, l'exécution n'a pas nécessité un cintre s'étendant sur toute la surface de l'ouvrage : le programme de construction du pont permettait de réutiliser pour la travée de rive droite du pont, les poutrelles ayant servi à la travée de rive gauche. La longueur totale réelle du cintre a donc ainsi pu être réduite à 96 mètres. Toute la construction métallique, palées, contrefiches et poutraison du cintre a été exécutée à l'aide de poutrelles Grey et a nécessité un poids total de 650 tonnes d'acier.

Les figures 467 à 469 et 472 à 476 sont extraites des plans établis par le Bureau d'Etudes Robert et Musette.

A. H.

Théorie de la flexion, torsion et flambage des barres à parois minces et à section ouverte ⁽¹⁾

par Stephen P. Timoshenko,

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

Flambage centrique des barres à parois minces et à section ouverte

5. Flambage par torsion d'une barre comprimée axialement

On sait qu'une barre à parois minces soumise à une compression axiale uniforme peut parfois flamber par torsion, tandis que son axe reste droit. La figure 473 montre un exemple d'un tel flambage dans le cas d'une barre ayant quatre parois identiques. La fibre coïncidant avec l'axe des z reste rectiligne durant ce flambage et le moment M_z des forces de compression appliquées à l'extrémité s'annule pour chaque section droite de la barre. Pour déterminer le moment de torsion qui produit la déformation indiquée à la figure, il faut considérer la déformation des parois pendant le flambage.

Nous allons d'abord expliquer la méthode que nous utiliserons plus loin en envisageant le cas simple du flambage par flexion d'une pièce chargée de bout (fig. 471a).

Initialement, la pièce est droite et soumise uniquement à la force centrique de compression P . Supposons maintenant que cette force atteigne sa valeur critique et que la pièce puisse prendre aussi une forme d'équilibre légèrement courbe. Par suite de cette courbure, il va se superposer certaines tensions de flexion aux tensions initiales de compression uniformément répartis. De plus, ces tensions initiales agiront sur des sections droites qui ont légèrement tourné, comme le montre la figure 471b. Chaque élément de la pièce fléchié compris entre deux sections droites adjacentes est en équilibre, et nous pouvons affirmer que les tensions de flexion produites pendant le flambage équilibrent les tensions initiales de compression agissant sur les sections droites légèrement déplacées.

(1) Cet article, dont la traduction est due au professeur Massonet, de l'Université de Liège, fait suite à celui paru à cette même place au numéro 7-8, juillet-août 1947 de *L'Ossature Métallique*, pp. 328-341.

Si l'on observe que l'angle compris entre deux sections droites consécutives après déformation (fig. 471b) vaut

$$\alpha = - \frac{d^2v}{dz^2} dz,$$

on en conclut que l'action des forces de compression P sur les sections droites déplacées est équivalente à l'action sur chaque élément de la pièce d'une force transversale (fig. 471c)

$$- P \frac{d^2v}{dz^2} dz.$$

On voit que la déformée de la pièce et les tensions correspondantes peuvent s'obtenir en supposant que la pièce est soumise à une charge fictive d'intensité $- P \frac{d^2v}{dz^2}$. L'équation différentielle (18) de la courbe déformée s'écrit donc ici

$$EI_x \frac{d^4v}{dz^4} = - P \frac{d^2v}{dz^2}.$$

A partir de cette équation, on peut obtenir de la manière classique la valeur critique connue de la force de compression P_{cr} .

Revenons maintenant au problème de flambage par torsion représenté à la figure 481; nous pouvons affirmer que, dans l'état critique, la forme de flambage se maintient en équilibre sous l'effet des tensions de compression longitudinale agissant sur les sections droites déplacées des différentes fibres. Supposons que l'épaisseur t des parois soit faible et considérons une bande de section droite $t d\rho$ à la distance ρ de l'axe; nous voyons que, par suite du flambage par torsion, son déplacement est $v = \rho\varphi$. Prenons un élément de cette bande compris entre deux sections droites consécutives distantes de dz et considérons l'action de la force initiales de compression $\sigma t d\rho$ sur les sections droites légèrement déplacées de la bande (fig. 470); nous obtiendrons la force



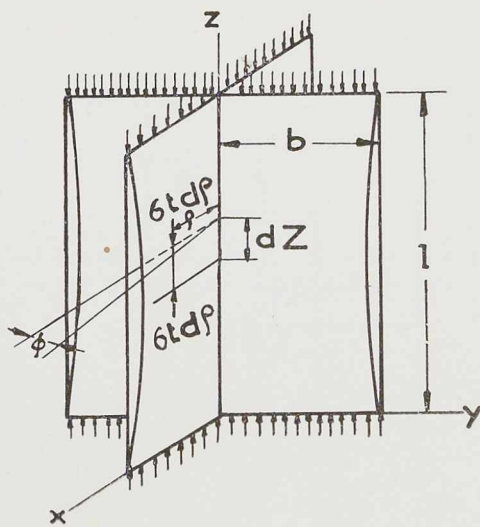


Fig. 470.

$$-(\sigma t d \rho) \frac{d^2 v}{dz^2} dz = -(\sigma t d \rho) \rho \frac{d^2 \varphi}{dz^2} dz .$$

Le moment de cette force par rapport à l'axe des z vaut

$$-\sigma \frac{d^2 \varphi}{dz^2} dz t \rho^2 d \rho .$$

Faisons la somme de ces moments étendue à toute la section droite; nous obtenons le moment de torsion qui agit sur l'élément de la barre flambée compris entre deux sections droites consécutives. Utilisons la notation m_z pour le moment de torsion par unité de longueur de la barre; nous obtenons

$$m_z = -4 \sigma \frac{d^2 \varphi}{dz^2} \int_0^b t \rho^2 d \rho = -\sigma \frac{d^2 \varphi}{dz^2} J_0 ,$$

où J_0 est le moment d'inertie polaire de la section droite de la barre par rapport au centre de glissement (qui coïncide dans ce cas avec le centre de gravité de la section).

Pour établir à présent l'équation de flambage de la barre, utilisons la formule (40). En différenciant cette égalité par rapport à z et en observant qu'avec notre convention de signes,

$$m_z = -\frac{dT}{dz} ,$$

nous obtenons

$$C_1 \varphi^{IV} - C \varphi'' = m_z . \quad (41)$$

En remplaçant m_z par sa valeur trouvée plus haut, il vient

$$C_1 \varphi^{IV} - (C - \sigma J_0) \varphi'' = 0 \quad (42)$$

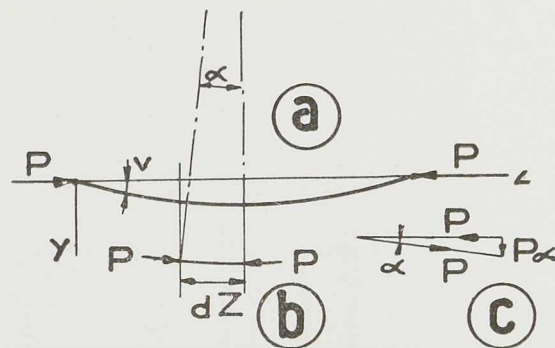


Fig. 471.

De cette équation, on peut déduire la valeur critique de la tension de compression.

Dans le cas représenté à la figure 470, les lignes moyennes de toutes les parois se coupent en un même point et la rigidité de gauchissement C_1 est nulle; d'où

$$(C - \sigma J_0) \varphi'' = 0 .$$

Cette équation est satisfaisante si l'on suppose que la quantité entre parenthèses s'annule, ce qui donne :

$$\sigma_{cr} = \frac{C}{J_0} = \frac{4}{3} b t^3 G / \frac{4}{3} t b^3 = G \frac{t^2}{b^2} . \quad (43)$$

Nous trouvons donc que la tension critique de compression est indépendante de la longueur de la barre et de la forme de flambage définie par l'angle φ . Ce résultat est dû au fait que, dans l'établissement de l'équation (40), nous avons négligé toute résistance des parois à la flexion dans la direction perpendiculaire à la paroi. Pour la prendre en considération, nous devons considérer chaque paroi comme une plaque comprimée uniformément, simplement appuyée sur trois côtés et complètement libre de flamber le long du quatrième côté. Cette analyse plus précise montre que la tension critique vaut ⁽¹⁾

$$\sigma_{cr} = \left(0,456 + \frac{b^2}{l^2} \right) \frac{\pi^2}{6(1-\nu)} \frac{G t^2}{b^2} .$$

Le second terme dans la parenthèse donne l'influence sur la tension critique de la longueur de la barre. Pour des barres de longueur considérable, on peut négliger ce terme; on obtient alors

$$\sigma_{cr} = \frac{0,75}{1-\nu} \frac{G t^2}{b^2} .$$

⁽¹⁾ Cette solution a été obtenue par l'auteur; voir *Bull. Polytech. Inst., Kiev, 1907* et *Zeitschr. f. Math. u. Physik.*, vol. 58, p. 337, 1910.

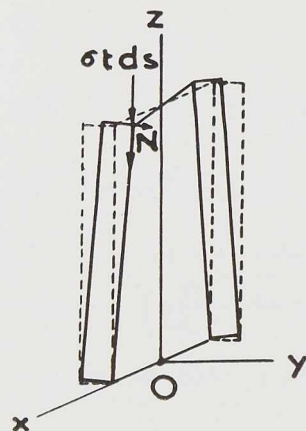


Fig. 472.

Pour $\mu = 0,3$, cette valeur est supérieure de 7 % environ à celle calculée plus haut.

L'équation (42) est valable aussi dans les cas où C_1 ne s'annule pas et pour les sections dissymétriques, pourvu seulement que l'axe de la barre reste rectiligne pendant le flambage. Cela exige, comme nous le verrons plus loin, que l'axe des centres de glissement coïncide avec l'axe des centres de gravité, comme dans le cas d'une section en z. Dans tous ces cas, la tension critique de compression s'obtient en résolvant l'équation (42). Si l'on introduit la notation

$$k^2 = \frac{(\sigma J_0 - C)}{C_1},$$

on trouve que cette solution est

$$\varphi = A \sin kz + A_1 \cos kz + A_2 z + A_3. \quad (44)$$

Si les extrémités de la barre comprimée ne peuvent pas tourner, mais sont libres de gauchir, nous avons les conditions d'extrémité suivantes (1)

$$\varphi = \varphi'' = 0 \quad \text{pour } z=0 \quad \text{et } z=l,$$

c'est-à-dire

$$A_1 + A_3 = 0, \quad A_1 = 0, \quad A_2 = 0, \\ kl = n\pi.$$

En remplaçant k par cette valeur, on obtient

$$\sigma J_0 - C = \frac{n^2 \pi^2}{l^2} C_1.$$

La plus petite valeur de σ satisfaisant à cette condition est (2)

(1) En effet, les tensions normales de gauchissement τ_z sont nulles aux extrémités, ce qui entraîne, par l'équation (33), $\varphi'' = 0$ (N. d. T.)

(2) Cette solution a été obtenue par H. WAGNER; voir *Festschrift « Fünfundsanzig Jahre Technische Hochschule Danzig »*, p. 329, 1929.

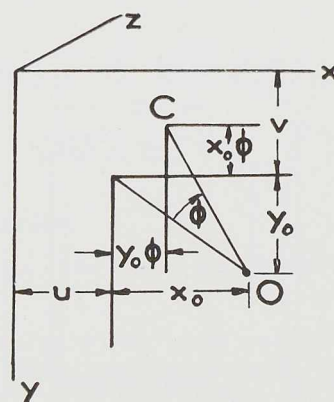


Fig. 473.

$$\sigma_{cr} = \frac{1}{J_0} \left(C + \frac{\pi^2}{l^2} C_1 \right). \quad (45)$$

Si les extrémités de la barre sont encastées et ne peuvent pas gauchir, les conditions d'extrémité sont

$$\varphi = \varphi' = 0 \quad \text{pour } z=0 \quad \text{et } z=l.$$

pour satisfaire à ces conditions, nous devons prendre

$$A_1 + A_3 = 0, \quad A = A_2 = 0, \\ kl = 2n\pi.$$

La tension critique de compression est dans ce cas

$$\sigma_{cr} = \frac{1}{J_0} \left(C + \frac{4\pi^2}{l^2} C_1 \right).$$

Il faut noter que la solution précédemment obtenue pour $C_1 = 0$ peut s'obtenir aussi par l'équation (52) si C_1 est différent de zéro, pourvu seulement que les extrémités de la barre soient libres de tourner l'une par rapport à l'autre, de sorte que nous puissions supposer que φ' est constant. Dans ce cas, nous supposons que, dans la solution générale (54), $A = A_1 = A_3 = 0$ et nous prendrons

$$\varphi = A_2 z.$$

Pour mettre en évidence le moment de torsion qui maintient la pièce en équilibre dans ce cas, décomposons les forces extérieures de compression $\sigma t ds$ agissant sur chaque bande longitudinale parallèle au plan des xy en deux composantes : l'une dans la direction des fibres inclinées et l'autre parallèle au plan des xy , comme on l'a indiqué au point N de la section droite supérieure sur la figure 480.



Cette seconde composante contribue au moment de torsion. Si l'on désigne par ρ la distance de la bande à l'axe de rotation, son inclinaison sur l'axe des z est $\rho\varphi'$, et la composante horizontale ci-dessus mentionnée de la force de compression $\sigma t ds$ donne un moment autour de l'axe des z égal à

$$\sigma t ds \rho^2 \varphi'.$$

En additionnant ces moments et étendant la sommation à la section droite tout entière, nous obtenons

$$T = \sigma \varphi' J_0.$$

Lorsque σ a sa valeur critique (43), nous obtenons

$$T = C\varphi'.$$

Ce moment, comme nous voyons, est juste suffisant pour maintenir la barre dans sa forme tordue.

6. Flambage par flexion et torsion d'une barre comprimée axialement

Considérons à présent le cas général de flambage dans lequel la charge axiale a pour effet, non seulement de tordre, mais aussi de fléchir l'axe de la barre comprimée.

Supposons que x et y soient les axes principaux d'inertie de la section droite de la barre et x_0 , y_0 , les coordonnées du centre de glissement.

Nous désignerons par u et v , respectivement, les déplacements de l'axe des centres de glissement dans les directions x et y ; par φ les angles de rotation des sections droites autour de cet axe. La figure (23) montre alors que les déplacements de l'axe de la pièce pendant le flambage valent

$$u + y_0\varphi \quad \text{et} \quad v - x_0\varphi.$$

Si l'on suppose qu'il n'agit aux extrémités qu'une force de compression P , comme dans le cas des barres simplement appuyées, on trouve que les moments fléchissants par rapport aux axes principaux dans une section droite quelconque valent

$$M_x = P(v - x_0\varphi), \quad M_y = -P(u + y_0\varphi).$$

Les équations différentielles (17) de la déformée de l'axe des centres de glissement s'écrivent :

$$\begin{aligned} EI_y \frac{d^2 u}{dz^2} &= -P(u + y_0\varphi), \\ EI_x \frac{d^2 v}{dz^2} &= -P(v - x_0\varphi). \end{aligned} \quad (46)$$

Pour écrire l'équation qui donne l'angle de torsion φ , procédons comme au paragraphe précédent. Prenons une bande de section droite $t ds$ et définie par les coordonnées x , y , dans le plan de la section droite. Les composantes de son déplacement pendant le flambage dans les directions x et y sont :

$$u - (y_0 - y)\varphi \quad \text{et} \quad v - (x_0 - x)\varphi \quad \text{respectivement.}$$

Prenons les dérivées secondes de ces expressions par rapport à z et considérons un élément dz de la fibre; nous trouvons, comme précédemment, que les forces de compression $\sigma t ds$ agissant sur les extrémités légèrement déplacées de l'élément dz donnent les forces suivantes dans les directions x et y :

$$- \sigma t ds \frac{d^2}{dz^2} [u + (y_0 - y)\varphi] dz$$

$$\text{et} \quad - \sigma t ds \frac{d^2}{dz^2} [v - (x_0 - x)\varphi] dz.$$

Désignons comme précédemment par des primes les dérivées par rapport à z et calculons les moments des forces ci-dessus par rapport à l'axe des centres de glissement; nous obtenons, comme contribution de la bande, le moment de torsion suivant par unité de longueur de la barre :

$$dm_z = -\sigma t ds [u'' + (y_0 - y)\varphi''] (y_0 - y) + \sigma t ds [v'' - (x_0 - x)\varphi''] (x_0 - x)$$

En intégrant sur toute la section droite et observant que

$$\sigma \int_A t ds = P, \quad \int_A y t ds = 0, \quad \int_A x t ds = 0,$$

$$\int_A y^2 t ds = I_x, \quad \int_A x^2 t ds = I_y,$$

nous obtenons

$$m_z = (x_0 v'' - y_0 u'') P - r_0^2 P \varphi'',$$

où

$$r_0^2 = x_0^2 + y_0^2 + \frac{I_x + I_y}{A}$$

est le carré du rayon d'inertie de la section droite par rapport à son centre de glissement.

En substituant la valeur calculée de m_z dans l'équation (41), nous obtenons

$$C_1 \varphi^{IV} - (C - r_0^2 P) \varphi'' - P(x_0 v'' - y_0 u'') = 0 \quad (47)$$

Cette équation, jointe aux équations (46), va être utilisée pour déterminer la valeur critique de la charge axiale P (1).

(1) Le système d'équations équivalent aux équations (46) et (47) a été obtenu en premier lieu par Robert KAPPUS; voir *Jahrbuch der deutschen Luftfahrtforschung*, 1937, et *Luftfahrtforschung*, vol. 14, p. 444, 1938.



On constate que l'angle de rotation φ intervient dans les trois équations; ceci indique que, dans le cas général, le flambage par torsion est accompagné d'une flexion de l'axe et qu'on a un flambage par flexion et torsion combinées.

Dans le cas particulier où $x_0 = y_0 = 0$, c'est-à-dire quand l'axe des centres de glissement coïncide avec l'axe des centres de gravité, chacune des équations (46) et (47) ne contient qu'une inconnue et peut être traitée séparément. Les équations (46) donnent alors deux valeurs de la charge critique, correspondant au flambage d'Euler dans les deux plans principaux. L'équation (47) ne contient, dans ce cas, que la seule inconnue φ et nous donne la charge critique pour le flambage par torsion seule, que nous avons discuté dans le paragraphe précédent. De ces trois valeurs de la charge critique, c'est la plus faible, naturellement, qu'il faut prendre en considération dans les applications pratiques.

Revenons au cas général et supposons que les extrémités de la barre comprimée ne puissent tourner par rapport à l'axe des z (fig. 470), mais soient libres de gauchir et de tourner librement autour des axes x et y . Dans ce cas, les conditions d'extrémité sont

$$\left. \begin{aligned} u = v = \varphi = 0, \\ u'' = v'' = \varphi'' = 0, \end{aligned} \right\} \text{ pour } z = 0 \text{ et } z = l.$$

On satisfera à toutes ces conditions en prenant comme solutions des équations (46) et (47) des expressions de la forme

$$u = A_1 \sin \frac{\pi z}{l}, v = A_2 \sin \frac{\pi z}{l}, \varphi = A_3 \sin \frac{\pi z}{l}. \quad (48)$$

En introduisant ces expressions dans les équations (46) et (47), nous obtenons les formules suivantes pour calculer les constantes A_1 , A_2 et A_3 :

$$\left. \begin{aligned} (P - EI_y \frac{\pi^2}{l^2}) A_1 + P y_0 A_3 &= 0 \\ (P - EI_x \frac{\pi^2}{l^2}) A_2 - P x_0 A_3 &= 0 \\ P y_0 A_1 - P x_0 A_2 + (-C_1 \frac{\pi^2}{l^2} - C + r_0^2 P) A_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

On satisfait à ces équations en prenant

$$A_1 = A_2 = A_3 = 0$$

ce qui correspond à la forme droite d'équilibre de la barre comprimée. Pour qu'il y ait flambage, c'est-à-dire une forme d'équilibre courbe, il faut que les équations (49) admettent pour

A_1, A_2, A_3 , des solutions différentes de zéro, ce qui n'est possible que si le déterminant de ces équations s'annule. Pour simplifier l'écriture, introduisons ici les notations :

$$P_1 = \frac{\pi^2 EI_y}{l^2}, P_2 = \frac{\pi^2 EI_x}{l^2}, P_3 = \frac{1}{r_0^2} (C + C_1 \frac{\pi^2}{l^2}), \quad (50)$$

où P_1 et P_2 sont les charges d'Euler pour le flambage dans les deux plans principaux et P_3 la charge critique de flambage par torsion seule, qui découle de l'équation (45).

En égalant à zéro le déterminant des équations (49), nous obtenons

$$\begin{vmatrix} P - P_1 & 0 & y_0 P \\ 0 & P - P_2 & -x_0 P \\ y_0 P & -x_0 P & r_0^2 (P - P_3) \end{vmatrix} = 0,$$

ce qui, après développement, donne l'équation du troisième degré suivante pour calculer les valeurs critiques de P :

$$\begin{aligned} (-r_0^2 + x_0^2 + y_0^2) P^3 + [(P_1 + P_2 + P_3) r_0^2 \\ - x_0^2 P_1 - y_0^2 P_2] P^2 - r_0^2 (P_1 P_2 + P_2 P_3 + P_1 P_3) P \\ + P_1 P_2 P_3 r_0^2 = 0. \end{aligned} \quad (51)$$

On peut tirer de cette équation une conclusion importante. Supposons qu'on ait $P_1 < P_2$, c'est-à-dire que la plus petite charge d'Euler corresponde à la flexion dans le plan des xz , et étudions le signe du membre de gauche de l'équation (51) pour différentes valeurs de P . Si P est très faible, nous pouvons négliger tous les termes contenant P et le membre de gauche de l'expression se réduit à $P_1 P_2 P_3 r_0^2$ qui est positif. Supposons maintenant que P prenne la valeur P_1 ; le membre de gauche de (51) se réduit alors à $y_0^2 P_1^2 (P_1 - P_2)$, et puisque $P_1 < P_2$, il est négatif. Ceci indique que l'équation (51) a une racine inférieure à P_1 et que, en prenant en considération la possibilité de torsion pendant le flambage, nous obtiendrons toujours une charge critique plus faible que la charge d'Euler.

Pour obtenir la charge critique dans un cas particulier, on calcule, en utilisant les notations (50), les valeurs numériques des coefficients de l'équation (51) et l'on résout ensuite cette équation du troisième degré ⁽¹⁾. Nous obtiendrons trois valeurs de P , dont nous utiliserons la plus faible dans les applications pratiques. En substituant ces valeurs dans les équations (49), nous

⁽¹⁾ Cette résolution peut être grandement simplifiée par l'emploi d'un abaque, comme Kappus l'a montré dans son mémoire mentionné précédemment.



trouvons pour chaque forme critique possible les rapports $A_1 : A_3$ et $A_2 : A_3$. Ces rapports, établissant la relation entre la rotation et la translation des sections droites, définissent pour chaque forme critique la position de l'axe, parallèle à l'axe de la barre, autour duquel tourne la section pendant le flambage.

Si la barre a des parois très minces et une faible longueur l , P_3 peut devenir faible en comparaison de P_1 et P_2 . Dans ce cas, la plus petite racine de l'équation (51) est voisine de P_3 . En introduisant cette valeur dans les équations (49), nous trouvons que A_1 et A_2 sont faibles par rapport aux déplacements par rotation, ce qui indique que la forme de flambage se rapproche du flambage par torsion seule, discuté au paragraphe précédent. Si, au contraire, les parois sont épaisses et la longueur l importante, P_3 est ordinairement grand par rapport à P_1 et P_2 , et la plus petite racine de l'équation (51) est voisine de P_1 . L'effet de la torsion sur la charge critique est faible dans ce cas, et la formule classique des colonnes donne des résultats satisfaisants.

Si la section droite a un axe de symétrie, le calcul de P_{cr} se simplifie. Supposons que l'axe des x soit l'axe de symétrie; alors, $y_0 = 0$ et le terme contenant φ dans la première des équations (46) s'annule. Le flambage de la barre dans son plan de symétrie est indépendant de la torsion et la charge critique correspondante est donnée par la formule d'Euler. Nous avons donc uniquement à envisager le flambage par torsion et flexion perpendiculairement au plan de symétrie. Les équations correspondantes s'écrivent :

$$\begin{aligned} EI_x v'' &= -P(v - x_0 \varphi), \\ C_1 \varphi'' &= (C - r_0^2 P) \varphi'' = P x_0 v''. \end{aligned}$$

En procédant comme ci-dessus et utilisant la solution (48), nous obtenons pour calculer la charge critique la condition

$$\begin{vmatrix} P - P_2 & -x_0 P \\ -x_0 P & r_0^2 (P - P_3) \end{vmatrix} = 0,$$

ce qui donne

$$r_0^2 (P - P_2)(P - P_3) - x_0^2 P^2 = 0 \quad (52)$$

Cette équation du second degré donne deux solutions qui, avec la charge d'Euler pour le flambage dans le plan de symétrie, représentent les trois valeurs critiques de P ; c'est la plus faible qu'on doit utiliser dans les applications pratiques.

Si l'on considère le membre de gauche de l'équation (52), on voit que, pour de très petites valeurs de P , il se réduit à la quantité $r_0^2 P_2 P_3$, qui est positive. On voit aussi qu'il est négatif pour $P =$

P_2 et $P = P_3$, puisque le premier terme devient négatif et que le second l'est toujours.

De cette discussion, on conclut qu'une des racines de l'équation (52) est inférieure à P_2 et P_3 , tandis que l'autre leur est supérieure. La plus faible de ces racines ou la charge d'Euler pour le flambage dans le plan de symétrie nous donne la charge critique cherchée.

Toutes les conclusions tirées ci-dessus sont basées sur la solution (48). On ne complique pas le problème en adoptant une solution un peu plus générale et en posant

$$u = A_1 \sin \frac{n\pi z}{l}, \quad v = A_2 \sin \frac{n\pi z}{l}, \quad \varphi = A_3 \sin \frac{n\pi z}{l}, \quad (53)$$

ce qui revient à supposer que, pendant le flambage, la barre se subdivise en n demi-ondes. Nos conclusions précédentes vaudront encore dans ce cas; nous n'avons qu'à remplacer les valeurs $\frac{\pi^2}{l^2}$

par $\frac{n^2 \pi^2}{l^2}$ dans l'expression (50). Les valeurs critiques correspondantes de la charge sont naturellement plus grandes que celles obtenues pour le flambage en une demi-onde et n'ont d'intérêt pratique que si la barre a des supports latéraux intermédiaires équidistants.

Si les extrémités de la barre sont encastées, les conditions d'appui sont :

$$\begin{aligned} u = v = \varphi = 0, \\ u' = v' = \varphi' = 0, \end{aligned} \quad \text{pour } z=0 \text{ et } z=l.$$

Comme des moments d'extrémité apparaissent ici pendant le flambage, nous aurons, au lieu des relations (46), les équations suivantes :

$$\begin{aligned} EI_y \frac{d^2 u}{dz^2} &= -P(u + y_0 \varphi) + EI_y \left(\frac{d^2 u}{dz^2} \right)_{z=0}, \\ EI_x \frac{d^2 v}{dz^2} &= -P(v - x_0 \varphi) + EI_x \left(\frac{d^2 v}{dz^2} \right)_{z=0}. \end{aligned} \quad (54)$$

Ces équations, jointes à l'égalité (47) ⁽¹⁾, définissent les formes de flambage de la barre et les charges critiques correspondantes. Toutes ces équations et les conditions d'extrémité sont satisfaites en posant :

$$\begin{aligned} u &= A_1 \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l} \right), \quad v = A_2 \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l} \right), \\ \varphi &= A_3 \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l} \right) \end{aligned} \quad (55)$$

En introduisant ces expressions dans les équations (47) et (54), nous obtenons, pour calculer

⁽¹⁾ L'équation (47) a été déduite de la considération d'un élément de la barre compris entre deux sections adjacentes et n'est pas affectée par des changements dans les conditions d'extrémité.



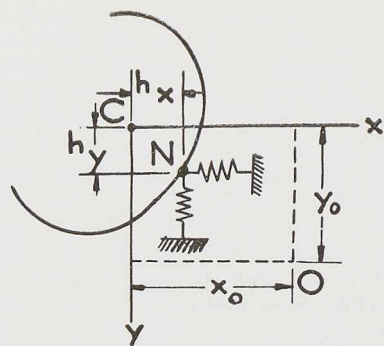


Fig. 474.

les charges critiques, la même équation (51) que précédemment, à condition seulement de remplacer $\frac{\pi^2}{l^2}$ par $\frac{4\pi^2}{l^2}$ dans les notations (50).

7. Flambage d'une barre par flexion et torsion dans un milieu élastique

Considérons la stabilité d'une barre comprimée centriquement si, pendant le flambage, il apparaît des réactions latérales proportionnelles aux déplacements. Supposons que ces réactions soient réparties le long d'un axe N parallèle à l'axe de la barre et défini par les coordonnées h_x et h_y (fig. 474). Si l'on désigne comme précédemment par u et v les composantes du déplacement de l'axe des centres de glissement et par φ l'angle de rotation autour de cet axe, on trouve que les composantes du déplacement de l'axe N, le long duquel sont réparties les réactions, sont

$$u + (y_0 - h_y)\varphi \quad \text{et} \quad v - (x_0 - h_x)\varphi.$$

Les réactions correspondantes par unité de longueur sont

$$-k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi] \quad \text{et} \quad -k_y[v - (x_0 - h_x)\varphi],$$

où k_x et k_y sont des constantes définissant la rigidité du milieu élastique. A ces réactions, ajoutons les forces latérales déduites de l'action des forces initiales de compression sur les sections droites légèrement déplacées des fibres. Ces forces évaluées précédemment (voir chapitre précédent) donnent, par unité de longueur,

$$-\int_A \sigma t ds [u'' + (y_0 - y)\varphi''] \quad \text{et} \\ -\int_A \sigma t ds [v'' - (x_0 - x)\varphi''].$$

En intégrant et ajoutant les résultats aux réactions élastiques calculées plus haut, nous obtenons finalement les expressions suivantes pour les intensités des forces latérales :

$$q_x = -k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi] - P(u'' + y_0\varphi''). \\ q_y = -k_y[v - (x_0 - h_x)\varphi] - P(v'' - x_0\varphi''). \quad (56)$$

En substituant dans les équations (18), nous obtenons

$$EI_y u^{IV} + P(u'' + y_0\varphi'') \\ + k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi] = 0, \\ EI_x v^{IV} + P(v'' - x_0\varphi'') \\ + k_y[v - (x_0 - h_x)\varphi] = 0. \quad (57)$$

A ces équations de la déformée, nous devons ajouter la relation donnant l'angle de torsion φ . Comme les réactions sont réparties le long de l'axe N qui ne coïncide pas avec l'axe des centres de glissement, elles contribuent au moment de torsion distribué le long de la barre.

La grandeur de ce moment de torsion par unité de longueur est

$$-k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi](y_0 - h_y) \\ + k_y[v - (x_0 - h_x)\varphi](x_0 - h_x).$$

Il se peut que le milieu élastique résiste à la torsion, même dans le cas où l'axe N coïncide avec l'axe des centres de glissement. Son action sur la barre peut alors se représenter par un moment de torsion réparti d'une manière continue et dont l'intensité est proportionnelle à l'angle de torsion et est de la forme $-k_\varphi\varphi$, où k_φ est à nouveau une constante dépendant de la rigidité du milieu.

Ajoutons ces deux composantes de l'intensité du moment de torsion à celles obtenues précédemment en considérant l'action des forces initiales de compression sur les sections droites déplacées des fibres; nous obtenons

$$m_z = (x_0 v'' - y_0 u'')P - r_0^2 P \varphi'' \\ - k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi](y_0 - h_y) \\ + k_y[v - (x_0 - h_x)\varphi](x_0 - h_x) - k_\varphi \varphi. \quad (58)$$

Moyennant cette valeur de m_z , nous obtenons, au lieu de l'équation (47) du paragraphe précédent, l'équation suivante pour l'angle de torsion :

$$C_1 \varphi^{IV} - (C - r_0^2 P) \varphi'' - P(x_0 v'' - y_0 u'') \\ + k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi](y_0 - h_y) \\ - k_y[v - (x_0 - h_x)\varphi](x_0 - h_x) + k_\varphi \varphi = 0 \quad (59)$$

Cette équation, jointe aux égalités (57), définit les formes de flambage de la barre dans un milieu



élastique et les valeurs correspondantes des charges critiques ⁽¹⁾.

Si les extrémités de la barre ne peuvent pas tourner, mais sont libres de gauchir, nous prendrons la solution de ces équations sous la forme (53) et le calcul des charges critiques exigera comme précédemment la résolution d'une équation du troisième degré. Dans quelques cas particuliers, le calcul peut se simplifier fortement. Prenons comme exemple simple, la barre possédant deux plans de symétrie. Dans ce cas, l'axe des centres de glissement coïncide avec l'axe des centres de gravité de la barre et nous avons $x_0 = y_0 = 0$. Si nous supposons de plus que les réactions élastiques sont réparties le long de cet axe, nous avons encore $h_x = h_y = 0$ et les équations (57), (59), deviennent

$$\begin{aligned} EI_y u^{IV} + Pu'' + k_x u &= 0, \\ EI_x v^{IV} + Pv'' + k_y v &= 0, \\ C_1 \varphi^{IV} - (C - r_0^2 P) \varphi'' + k_\varphi \varphi &= 0. \end{aligned}$$

Nous voyons que, dans ce cas, le flambage de la barre dans les plans de symétrie est indépendant de la torsion et que l'on peut discuter séparément les trois formes de flambage. Les deux premières équations donnent les charges critiques connues pour la flexion dans les plans de symétrie. La dernière équation donne la charge critique pour le flambage par torsion. Si nous adoptons la solution (53), nous trouvons pour cette dernière charge critique l'expression

$$P_{cr} = \frac{C_1 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} + C + \frac{l^2}{n^2 \pi^2} k_\varphi}{r_0^2} \quad (60)$$

Dans chaque cas particulier, connaissant C_1 et k_φ , nous choisissons pour n la valeur qui rend l'expression (60) minimum. Lorsque $k_\varphi = 0$, nous avons à prendre $n = 1$ et la charge critique (60) devient égale à celle obtenue précédemment par l'équation (45).

Considérons maintenant le cas où la section droite de la barre a un axe de symétrie, que nous prenons pour axe des x . Nous supposons aussi que les réactions élastiques sont réparties le long de l'axe des centres de glissement. Alors, $h_y = 0$, $h_x = x_0$ et les équations (57), (59), donnent :

$$\begin{aligned} EI_y u^{IV} + Pu'' + k_x u &= 0, \\ EI_x v^{IV} + Pv'' + k_y v - Px_0 \varphi'' &= 0, \\ C_1 \varphi^{IV} - C \varphi'' + k_\varphi \varphi + Pr_0^2 \varphi'' - Px_0 v'' &= 0. \end{aligned}$$

⁽¹⁾ Ces équations ont été obtenues en premier lieu par V. Z. VLASOV dans son livre : *Thin-walled Elastic Bars*, Moscou, 1940.

Nous voyons que le flambage dans le plan de symétrie est indépendant de la torsion et peut se traiter séparément. Le flambage dans la direction perpendiculaire au plan de symétrie est influencé par la torsion, de sorte que nous devons considérer les deux dernières des équations ci-dessus simultanément. Si l'on adopte comme solution de ces équations les expressions (53), on obtient, pour calculer les constantes A_2 et A_3 , les relations :

$$\begin{aligned} A_2 \left(EI_x \frac{n^4 \pi^4}{l^4} - P \frac{n^2 \pi^2}{l^2} + k_\varphi \right) + Px_0 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} A_3 &= 0, \\ A_2 Px_0 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} + \left[C_1 \frac{n^4 \pi^4}{l^4} \right. \\ &\quad \left. + (C - r_0^2 P) \frac{n^2 \pi^2}{l^2} + k_\varphi \right] A_3 = 0. \end{aligned}$$

La valeur critique de la charge s'obtient en égalant à zéro le déterminant de ces deux équations. Nous obtenons ainsi une équation du second degré en P_{cr} , d'où l'on peut tirer, dans chaque cas particulier, les valeurs critiques de la charge. Si k_φ s'annule, nous devons prendre $n = 1$ et retrouvons alors l'équation (52) établie précédemment.

En utilisant les équations (57) et (59), nous pouvons étudier le flambage de la barre dans le cas où l'axe autour duquel tournent les sections pendant le flambage est imposé. Pour obtenir un axe de rotation rigide, nous n'avons qu'à supposer $k_x = k_y = \infty$. L'axe N de la figure 482 reste droit pendant le flambage et les sections droites tournent autour de cet axe. Les équations (57) donnent dans ce cas :

$$u + (y_0 - h_y) \varphi = 0 \quad v - (x_0 - h_x) \varphi = 0,$$

et nous obtenons

$$u = - (y_0 - h_y) \varphi \quad v = (x_0 - h_x) \varphi.$$

Nous avons aussi, par les équations (57),

$$\begin{aligned} k_x [u + (y_0 - h_y) \varphi] &= -EI_y u^{IV} - P(u'' + y_0 \varphi''), \\ k_y [v - (x_0 - h_x) \varphi] &= -EI_x v^{IV} - P(v'' - x_0 \varphi''). \end{aligned}$$

En remplaçant dans l'équation (59), nous obtenons :

$$\begin{aligned} \varphi^{IV} [C_1 + (y_0 - h_y)^2 EI_y + (x_0 - h_x)^2 EI_x] - C \varphi'' \\ + P \varphi'' [r_0^2 - (x_0^2 + y_0^2) + h_x^2 + h_y^2] + k_\varphi \varphi &= 0 \end{aligned} \quad (61)$$

En adoptant la solution (53), nous pouvons calculer, dans chaque cas particulier, la charge critique par cette équation.

Dans le cas particulier d'une barre possédant



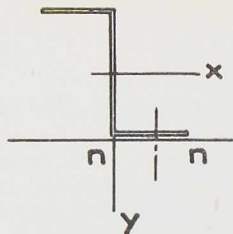


Fig. 475.

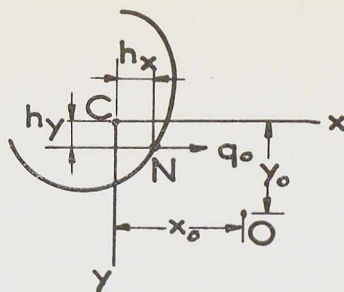


Fig. 476.

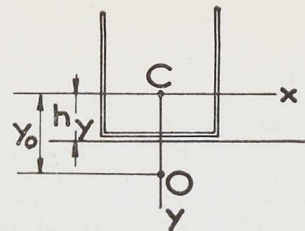


Fig. 477.

deux plans de symétrie, nous avons $x_0 = y_0 = 0$. En substituant $\varphi = A_3 \sin \frac{n\pi z}{l}$ dans l'équation (61), nous obtenons

$$P_{cr} = \frac{(C_1 + h_y^2 EI_y + h_x^2 EI_x) \frac{n^2 \pi^2}{l^2} + C + \frac{l^2}{n^2 \pi^2} k_\varphi}{r_0^2 + h_x^2 + h_y^2} \quad (62)$$

Dans chaque cas particulier, nous avons à prendre pour n une valeur qui rende minimum l'expression (62).

Si l'on prend l'axe des centres de glissement comme axe de rotation, on a $h_x = x_0$, $h_y = y_0$, et l'équation (61) donne

$$P_{cr} = \frac{C_1 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} + C + \frac{l^2}{n^2 \pi^2} k_\varphi}{r_0^2} \quad (63)$$

Quand k_φ s'annule, nous avons à prendre $n=1$ et l'équation (63) donne pour P_{cr} , comme il se doit, la même valeur que l'équation (45).

Si l'on prend l'axe de rotation à une distance infinie de la barre et que l'on suppose, par exemple, $h_y = \infty$, on obtient, par l'équation (61),

$$\varphi^{iv} EI_y + P\varphi'' = 0,$$

qui donne pour P_{cr} la charge connue d'Euler pour le flambage de la barre dans le plan des xz .

Parfois, au lieu d'un axe de rotation fixe, il peut y avoir un plan déterminé parallèlement auquel certaines fibres de la barre doivent fléchir pendant le flambage. Si, par exemple, la barre est soudée à une tôle mince (fig. 475), les fibres de la barre qui coïncident avec la surface mn ne peuvent pas fléchir, pendant le flambage, dans le plan de la tôle, mais fléchissent dans la direction perpendiculaire à ce plan. En discutant de tels problèmes, il est avantageux de prendre les axes x et y parallèlement et perpendiculairement à la tôle. D'habitude, les axes ne seront plus des axes principaux et il faudra modifier les équations différentielles correspondantes de la déformée. Par les équations (1) et (2), nous avons, dans le cas général,

$$\begin{aligned} M_x &= -EI_x v'' - EI_{xy} u'', \\ M_y &= EI_y u'' + EI_{xy} v''. \end{aligned}$$

En différenciant ces équations deux fois par rapport à z et en utilisant les équations (5) et (6), nous obtenons

$$\begin{aligned} q_y &= EI_x v^{iv} + EI_{xy} u^{iv}, \\ q_x &= EI_y u^{iv} + EI_{xy} v^{iv} \end{aligned} \quad (64)$$

Considérons une section droite de forme quelconque (fig. 476) et supposons qu'une fibre N de cordonnée h_x , h_y , ne puisse fléchir dans la direction des x . En désignant, comme précédemment, par u et v les déplacements de l'axe des centres de glissement O dans les directions des x et des y , nous trouvons pour les déplacements de la fibre N les expressions suivantes :

$$u + \varphi(y_0 - h_y), \quad v - \varphi(x_0 - h_x).$$

Des conditions de liaison de la fibre N , nous concluons que

$$u + \varphi(y_0 - h_y) = 0. \quad (65)$$

Par suite de cette liaison, il naît des réactions parallèles à l'axe des x et réparties d'une manière continue le long de la fibre N . Soit q_0 l'intensité de cette force répartie. On obtient alors les quantités q_x et q_y des équations (64) en faisant $k_x = k_y = 0$ dans les équations (56) et en ajoutant q_0 à la première de ces équations. De cette manière, on obtient.

$$\begin{aligned} q_x &= -P(u'' + y_0 \varphi'') + q_0, \\ q_y &= -P(v'' - x_0 \varphi''). \end{aligned}$$

En remplaçant dans les équations (64), on obtient

$$\begin{aligned} q_0 &= P(u'' + y_0 \varphi'') + EI_y u^{iv} + EI_{xy} v^{iv}, \\ EI_x v^{iv} + EI_{xy} u^{iv} + P(v'' - x_0 \varphi'') &= 0. \end{aligned} \quad (66)$$

La seconde de ces relations, où l'on remplace u par sa valeur tirée de l'équation (65), donne l'équation suivante, où n'apparaissent que v et φ :

$$EI_x v^{iv} + P v'' - EI_{xy} (y_0 - h_y) \varphi^{iv} - P x_0 \varphi'' = 0 \quad (67)$$

On obtient la seconde équation donnant v et φ en considérant la torsion de la barre. Dans ce

(1) Ces équations ont été obtenues par J. N. GOODIER, Bull. n° 27, 1941, Cornell University Engineering Experiment Station.



but, utilisons l'équation (59). En y substituant

$$k_\varphi = k_u = 0, \quad -k_x[u + (y_0 - h_y)\varphi] = q_0,$$

on obtient

$$C_1\varphi^{IV} - (C - r_0^2P)\varphi'' - P(x_0v'' - y_0u'') - q_0(y_0 - h_y) = 0.$$

En introduisant dans cette équation la valeur de u tirée de (65) et celle de q_0 donnée par la première des équations (66), on obtient

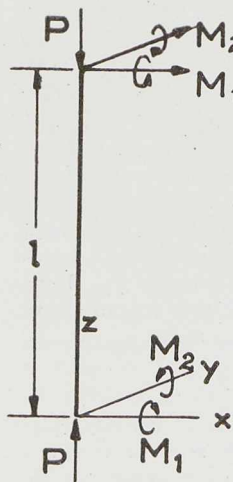
$$\begin{aligned} [C_1 + EI_y(y_0 - h_y)^2]\varphi^{IV} - C\varphi'' \\ + P\varphi''(r_0^2 + h_y^2 - y_0^2) \\ - EI_{xy}(y_0 - h_y)v^{IV} - Px_0v'' = 0. \end{aligned} \quad (68)$$

Nous allons maintenant utiliser les équations (67) et (68) pour calculer les charges critiques (1). Si l'on suppose que les conditions d'extrémité sont

$$\varphi = \varphi'' = v = 0 \quad \text{pour } z = 0 \quad \text{et pour } z = l,$$

on peut prendre comme solution des équations (67) et (68) les expressions (48); après substitution, on obtient

$$\begin{aligned} \left(\frac{EI_x\pi^2}{l^2} - P\right)A_2 - \left[\frac{EI_{xy}\pi^2}{l^2}(y_0 - h_y) - Px_0\right]A_3 = 0, \\ - \left[EI_{xy}(y_0 - h_y)\frac{\pi^2}{l^2} - Px_0\right]A_2 \\ + \left\{[C_1 + EI_y(y_0 - h_y)^2]\frac{\pi^2}{l^2} + C - P(r_0^2 + h_y^2 - y_0^2)\right\} \\ \times A_3 = 0. \end{aligned}$$



En égalant à zéro le déterminant de ces équations, nous obtenons, comme précédemment, une équation du second degré en P d'où l'on peut tirer la charge critique dans chaque cas particulier.

Si la barre est symétrique par rapport à l'axe des y , comme dans le cas d'un fer U (fig. 477), les axes des x et des y sont des axes principaux; d'où $I_{xy} = 0$, $x_0 = 0$, et les équations ci-dessus deviennent

Fig. 478.

$$\left(\frac{EI_x\pi^2}{l^2} - P\right)A_2 = 0.$$

$$\left\{[C_1 + EI_y(y_0 - h_y)^2]\frac{\pi^2}{l^2} + C - P(r_0^2 + h_y^2 - y_0^2)\right\} A_3 = 0.$$

Par la première de ces égalités, nous obtenons la charge d'Euler pour le flambage dans le plan de symétrie. Par la seconde équation, nous obtenons la charge critique de torsion, l'axe de rotation étant dans le plan de la tôle,

$$P_{cr} = \frac{[C_1 + EI_y(y_0 - h_y)^2]\frac{\pi^2}{l^2} + C}{r_0^2 + h_y^2 - y_0^2} \quad (69)$$

On obtiendrait le même résultat par l'équation (61), en y substituant

$$x_0 = h_x = k_\varphi = 0, \quad \varphi = A_3 \sin \frac{\pi z}{l}.$$

8. Stabilité des barres à parois minces soumises à la flexion et à la compression

On sait que des poutres fléchies dans leur plan de rigidité maximum peuvent périr par flambage latéral accompagné de torsion (1). Considérons le cas où la barre est soumise à l'action d'une charge axiale de compression P et de couples M_1 et M_2 appliqués à ses extrémités (fig. 486).

Supposons que l'effet de P sur les tensions de flexion puisse être négligé. Dans ce cas, la tension normale en un point quelconque est indépendante de z et donnée par l'équation

$$\sigma = -\frac{P}{A} + \frac{M_1y}{I_x} - \frac{M_2x}{I_y}, \quad (70)$$

où x et y sont les axes principaux d'inertie de la section droite. Nous supposons que la courbure initiale de la barre due aux couples M_1 et M_2 est très faible.

Pour étudier la stabilité de cette forme courbe d'équilibre, procédons comme précédemment et supposons qu'il se produise des déplacements additionnels u et v de l'axe des centres de glissement, accompagnés de rotations φ autour de

(1) Ce genre de flambage a été étudié, dans le cas de poutres à section rectangulaire étroite, par L. PRANDTL; voir sa dissertation, Nuremberg, 1899; et par A. G. M. MITCHELL, *Phil. Mag.*, vol. 48, 1899. Le cas d'une poutre en double té a été discuté par l'auteur dans son mémoire mentionné précédemment. L'extension de la théorie aux barres à parois minces et à section ouverte quelconque a été faite par V. Z. VLASOV dans son livre précédemment mentionné. Certains cas ont été discutés aussi par J. N. GOODIER, *Bulletin* n° 28, Engineering Experiment Station, Cornell University, 1942.



cet axe; écrivons les équations d'équilibre de cette nouvelle forme d'équilibre légèrement différente de la forme courbe initiale produite par les couples M_1 et M_2 . En écrivant ces équations, nous négligerons les petites déformations initiales et procéderons comme dans les cas précédents où l'axe de la barre était initialement droit. Les composantes du déplacement de toute fibre longitudinale de la barre, définie par les coordonnées x et y sont alors

$$u + (y_0 - y)\varphi, \quad v - (x_0 - x)\varphi.$$

Les intensités des charges latérales fictives et des moments de torsion répartis résultant de l'action des forces initiales de compression dans les fibres sur leurs sections droites légèrement déplacées s'obtiennent comme précédemment (voir chapitre 6) et sont données par les équations

$$q_x = - \int_A \sigma t ds [u'' + (y_0 - y)\varphi''],$$

$$q_y = - \int_A \sigma t ds [v'' - (x_0 - x)\varphi''],$$

$$m_z = - \int_A \sigma t ds [u'' + (y_0 - y)\varphi''](y_0 - y) + \int_A \sigma t ds [v'' - (x_0 - x)\varphi''](x_0 - x).$$

En y remplaçant σ par son expression (70) et en intégrant, on obtient ⁽¹⁾

$$q_x = - Pu'' - (Py_0 + M_1)\varphi'',$$

$$q_y = - Pv'' + (Px_0 - M_2)\varphi'',$$

$$m_z = - (Py_0 + M_1)u'' + (Px_0 - M_2)v'' + (M_1\beta_1 - M_2\beta_2 - Pr_0^2)\varphi'',$$

où l'on a introduit les notations suivantes :

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \frac{\int_A y^3 dA + \int_A x^2 y dA}{I_x} - 2y_0, \\ \beta_2 &= \frac{\int_A x^3 dA + \int_A xy^2 dA}{I_y} - 2x_0. \end{aligned} \right\} (71)$$

Les équations (18) et (41) donnent alors

⁽¹⁾ Les signes de la formule (70) correspondent au cas où la tension σ est comptée positivement en traction, tandis que les expressions ci-dessus de q_x , q_y et m_z sont calculées comme au § 6 en comptant σ positif en compression. Le traducteur pense que, pour obtenir les expressions correctes ci-après de q_x , q_y et m_z , il faut changer tous les signes de la formule (70). (N. d. T.)

$$\left. \begin{aligned} EI_y u'' + Pu'' + (Py_0 + M_1)\varphi'' &= 0, \\ EI_x v'' + Pv'' - (Px_0 - M_2)\varphi'' &= 0, \\ C_1 \varphi'' - (C + M_1\beta_1 - M_2\beta_2 - Pr_0^2)\varphi'' \\ &+ (Py_0 + M_1)u'' - (Px_0 - M_2)v'' = 0. \end{aligned} \right\} (72)$$

Telles sont les équations générales d'équilibre de la forme de flambage de la barre. On peut déduire de ces équations les valeurs critiques des forces extérieures pour n'importe quelle condition d'extrémité.

Commençons par le cas de la compression excentrique. Si e_x et e_y désignent les coordonnées du point d'application de la charge P , nous avons

$$M_1 = -P e_y, \quad M_2 = P e_x.$$

En substituant dans les équations (72), nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} EI_y u'' + Pu'' + P(y_0 - e_y)\varphi'' &= 0, \\ EI_x v'' + Pv'' - P(x_0 - e_x)\varphi'' &= 0, \\ C_1 \varphi'' - (C - Pe_y\beta_1 - Pe_x\beta_2 - Pr_0^2)\varphi'' \\ &+ P(y_0 - e_y)u'' - P(x_0 - e_x)v'' = 0 \end{aligned} \right\} (73)$$

Dans le cas d'extrémités simplement appuyées, nous avons les conditions d'extrémité suivantes :

$$u = v = \varphi = 0, \\ u'' = v'' = \varphi'' = 0,$$

pour $z=0$ et $z=l$.

Nous satisferons à ces conditions en prenant

$$u = A_1 \sin \frac{\pi z}{l}, \quad v = A_2 \sin \frac{\pi z}{l}, \quad \varphi = A_3 \sin \frac{\pi z}{l}.$$

En substituant dans les équations (73), nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} (EI_y \frac{\pi^2}{l^2} - P)A_1 - P(y_0 - e_y)A_3 &= 0, \\ (EI_x \frac{\pi^2}{l^2} - P)A_2 + P(x_0 - e_x)A_3 &= 0, \\ -P(y_0 - e_y)A_1 + P(x_0 - e_x)A_2 \\ &+ (C_1 \frac{\pi^2}{l^2} + C - Pe_y\beta_1 - Pe_x\beta_2 - Pr_0^2)A_3 = 0. \end{aligned} \right\} (74)$$

En égalant à zéro le déterminant de ces équations, nous obtenons comme précédemment, une équation du troisième degré pour calculer P_{cr} . Dans le cas particulier où la force P agit suivant l'axe des centres de glissement, nous avons

$$e_x = x_0, \quad e_y = y_0,$$

et les équations (73) se simplifient considérablement, puisque chacune d'entre elles ne contient plus qu'une seule variable. Les phénomènes de



flambage dans les deux plans principaux sont indépendants l'un de l'autre et indépendants de la torsion. Nous obtenons trois valeurs critiques de P , deux données par la formule d'Euler et une correspondant au flambage par torsion.

Si le point d'application de la charge ne coïncide pas avec le centre de glissement, les trois équations (73) sont interdépendantes et la flexion de la barre pendant le flambage est accompagnée de torsion.

Le problème se simplifie fortement si la barre possède un plan de symétrie. Supposons que le plan des yz soit le plan de symétrie et que la force agisse dans ce plan. Alors, $x_0 = e_x = 0$ et les équations (74) deviennent

$$\left. \begin{aligned} (EI_y \frac{\pi^2}{l^2} - P) A_1 - P(y_0 - e_y) A_3 &= 0, \\ (EI_x \frac{\pi^2}{l^2} - P) A_2 &= 0, \\ -P(y_0 - e_y) A_1 \\ + (C_1 \frac{\pi^2}{l^2} + C - Pe_y \beta_1 - Pr_0^2) A_3 &= 0. \end{aligned} \right\} (75)$$

Par la seconde équation, nous voyons que le flambage dans le plan de symétrie est indépendant de la torsion et que la charge critique correspondante est la charge d'Euler. Le flambage dans le plan des xz et la torsion dépendent l'un de l'autre et les charges critiques correspondantes s'obtiennent en égalant à zéro le déterminant de la première et de la troisième des équations (75). Cela donne

$$\begin{vmatrix} (EI_y \frac{\pi^2}{l^2} - P) & -P(y_0 - e_y) \\ -P(y_0 - e_y) & (C_1 \frac{\pi^2}{l^2} + C - Pe_y \beta_1 - Pr_0^2) \end{vmatrix} = 0$$

En utilisant les équations (50) et évaluant le déterminant, on obtient pour calculer les charges critiques l'équation du second degré suivante :

$$(P_1 - P) [P_3 r_0^2 - P(r_0^2 + e_y \beta_1)] - P^2 (y_0 - e_y)^2 = 0 \quad (76)$$

Pour de très faibles valeurs de P , le membre de gauche de cette équation est positif. Pour $P = P_1$, il est négatif. Par conséquent, il y a une racine de l'équation (76) inférieure à P_1 , c'est-à-dire plus faible que la charge d'Euler pour le flambage dans le plan des xz .

Si $e_y = y_0$, la charge est appliquée au centre de glissement et l'équation (76) donne

$$(P_1 - P) [P_3 r_0^2 - P(r_0^2 + e_y \beta_1)] = 0.$$

les deux solutions de cette équation sont

$$P = P_1, \quad P = \frac{P_3}{1 + \frac{e_y \beta_1}{r_0^2}}$$

la première correspond au flambage par flexion dans le plan des xz ; la seconde, au flambage par torsion pure.

Comme le membre de gauche de l'équation (76) est positif lorsque P est faible et diminue graduellement lorsque P augmente, on en conclut qu'on augmentera la plus petite racine de cette équation en annulant le dernier terme de la parenthèse, c'est-à-dire en prenant $e_y = y_0$. Ainsi, la charge critique atteint sa valeur maximum si l'on applique la force au centre de glissement. Si $e_y = 0$, l'équation (76) est de même forme que l'équation (52) obtenue précédemment pour une charge appliquée centriquement.

Si la section droite a deux axes de symétrie, nous avons $y_0 = \beta_1 = 0$ et l'équation (76) devient

$$\begin{aligned} (P_1 - P)(P_3 - P)r_0^2 - P^2 e_y^2 &= 0, \\ P^2 (r_0^2 - e_y^2) - P(P_3 + P_1)r_0^2 + P_1 P_3 r_0^2 &= 0. \end{aligned} \quad (77)$$

De cette équation, nous tirons

$$P = \frac{P_1 + P_3 \pm \sqrt{(P_3 - P_1)^2 + 4 P_1 P_3 e_y^2 / r_0^2}}{2(1 - e_y^2 / r_0^2)} \quad (78)$$

On voit que, si $e_y < r_0$, il y a deux racines positives qui tendent vers les valeurs P_1 et P_3 quand e_y tend vers zéro. Si $e_y > r_0$, il y a une racine positive et une négative; la dernière indiquant que, pour de grandes excentricités, la barre peut flamber sous l'action d'une traction excentrique.

Si $r_0 = e_y$, nous voyons par l'équation (77) qu'une des racines vaut

$$P = \frac{P_1 P_3}{P_1 + P_3},$$

l'autre étant infinie.

Nous avons discuté le cas de la barre à extrémités simplement appuyées; si les extrémités sont encastrées, les conditions d'extrémité sont

$$\left. \begin{aligned} u = v = \varphi = 0, \\ u' = v' = \varphi' = 0 \end{aligned} \right\} \text{ pour } z = 0 \quad \text{et } z = l.$$

nous satisferons à ces conditions en prenant

$$\begin{aligned} u = A_1 \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l}\right), \quad v = A_2 \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l}\right), \\ \varphi = A_3 \left(1 - \cos \frac{2\pi z}{l}\right). \end{aligned}$$



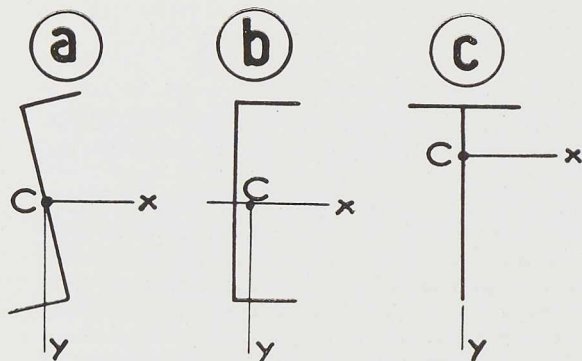


Fig. 479.

En substituant dans les équations (73), nous obtenons, pour calculer les charges critiques, une équation semblable à celle déjà établie pour des extrémités simplement appuyées. La seule différence est qu'il apparaît partout le terme $4 \frac{\pi^2}{l^2}$ au lieu du terme $\frac{\pi^2}{l^2}$ qu'on avait auparavant.

Considérons maintenant le cas où la barre est soumise à l'action de la flexion pure. En faisant $P = 0$ dans les équations (72), nous obtenons

$$\left. \begin{aligned} EI_y u^{iv} + M_1 \varphi'' &= 0, \\ EI_x v^{iv} + M_2 \varphi'' &= 0, \\ C_1 \varphi^{iv} - (C + M_1 \beta_1 - M_2 \beta_2) \varphi'' \\ &+ M_1 u'' + M_2 v'' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

En prenant pour u , v et φ l'expression trigonométrique que nous avons utilisée plus haut, on peut établir aisément l'équation qui permet de calculer les valeurs critiques des moments fléchissants.

Un intérêt particulier s'attache au cas où la barre a une rigidité à la flexion beaucoup plus grande dans un plan principal que dans l'autre et est fléchi dans le plan de plus grande rigidité.

Supposons, par exemple, que le plan des yz soit le plan de plus grande rigidité et que la barre soit fléchi dans ce plan par des couples M_1 . Pour déterminer la valeur critique de M_1 à laquelle le flambage latéral se produit, utilisons la première et la dernière des équations (79). Supposons que les extrémités soient simplement appuyées et substituons dans ces équations

$$u = A_1 \sin \frac{\pi z}{l}, \quad \varphi = A_3 \sin \frac{\pi z}{l}, \quad M_2 = 0.$$

Nous obtenons

$$EI_y \frac{\pi^2}{l^2} A_1 - M_1 A_3 = 0,$$

$$-M_1 A_1 + \left(C_1 \frac{\pi^2}{l^2} + C + M_1 \beta_1 \right) A_3 = 0.$$

Si l'on égale à zéro le déterminant de ces équations et qu'on utilise les notations (50), on obtient, pour calculer les valeurs critiques de M_1 , l'équation

$$M_1^2 - P_1 \beta_1 M_1 - P_2 P_3 r_0^2 = 0,$$

d'où

$$(M_1)_{cr} = \frac{P_1 \beta_1}{2} \pm \sqrt{\frac{P_1^2 \beta_1^2}{4} + P_1 P_3 r_0^2}. \quad (80)$$

Dans le cas particulier où la section droite a deux axes de symétrie, β_1 s'annule et nous obtenons

$$(M_1)_{cr} = \sqrt{P_1 P_3 r_0^2} = \frac{\pi}{l} \sqrt{EI_y \left(C_1 \frac{\pi^2}{l^2} + C \right)}. \quad (81)$$

Dans le cas de symétrie centrale, comme dans la figure 479a, β_1 est également nul et l'équation (81) reste valable.

La même équation vaut aussi dans le cas de sections droites possédant un axe de symétrie, si le couple de flexion agit dans le plan perpendiculaire à l'axe de symétrie, comme dans la figure 479b, puisque β_1 s'annule également dans ce cas.

Si le couple fléchissant M_1 agit dans le plan de symétrie, comme dans la figure 479c, β_1 ne s'annule pas et l'on doit utiliser l'équation (80) pour le calcul de $(M_1)_{cr}$.

Dans la discussion ci-dessus, on a supposé que EI_y était faible par rapport à EI_x . Si C et C_1 sont également faibles, le flambage se produira pour de faibles valeurs de M_1 , c'est-à-dire pour de faibles tensions de flexion dans la barre.

Si EI_x est du même ordre de grandeur que EI_y , le flambage latéral ne se produira sous de faibles tensions que si C et C_1 sont très faibles. Cette condition peut être remplie si la section droite est semblable à celle représentée à la figure 470. C_1 s'annule dans ce cas et C est très petit si l'épaisseur des parois est faible.

Nous avons discuté ici la flexion d'une barre par des couples appliqués à ses extrémités. C'est dans ce cas seulement que les tensions normales (70) sont indépendantes de z , de sorte que nous obtenons des équations (72) à coefficients constants. Si la barre est fléchi par une charge latérale, les tensions de flexion varient avec z , et, au lieu des équations (72), nous obtiendrons un système d'équations linéaires à coefficients variables. Le calcul des valeurs critiques de la charge latérale devient alors plus complexe. De nombreux cas de ce genre d'instabilité ont été discutés par l'auteur dans son mémoire mentionné précédemment.

S. T.



CHRONIQUE

Le marché de l'acier pendant les mois de juin et juillet 1947

		Production acier lingot en tonnes		
		Belgique	Luxembourg	Total
Juin	1947	228.303	146.966	375.269
Juillet	1947	237.706	162.855	400.561
Janv.-juill.	1947	1.563.028	891.211	2.454.239

La production, notamment au Grand-Duché, est en progrès constant depuis quelques mois. Le tonnage atteint en juillet constitue un record pour la période d'après guerre. Pendant le premier semestre 1947, les usines belges et luxembourgeoises ont produit 2.053.678 tonnes d'acier, contre 1.521.499 tonnes pendant le premier semestre 1946.

Il y a actuellement 32 hauts fourneaux à feu en Belgique et 17 au Luxembourg, contre respectivement 29 et 13, il y a un an. Aux Aciéries et Minières de la Sambre, on a commencé les travaux pour la construction d'une aciérie électrique.

Les arrivages de minerais s'effectuent normalement. A noter l'arrivée de 6.000 tonnes de man-

ganèse de Russie. La grève du port d'Anvers, qui aurait pu avoir des répercussions déplorables, n'a heureusement été que de courte durée. Les importations de charbon augmentent, alors que par suite du départ des prisonniers de guerre et des congés annuels du personnel, la production belge est déficitaire.

Marché intérieur

La situation reste ferme. En certains produits en fonte, notamment, la pénurie n'est pas encore résorbée. Au Luxembourg, un haut fourneau supplémentaire devant être mis en marche pour la production de fonte de moulage, la situation ne tardera pas à s'améliorer en ce qui concerne ce produit. En tôles fortes la situation reste toujours tendue, la demande intérieure étant forte.

Les ateliers de construction détiennent toujours des carnets de commandes bien garnis, bien que depuis quelque temps, les nouveaux ordres rentrent moins facilement. Pour les machines-outils et les machines agricoles notamment, la concurrence anglaise se fait sentir.

L'électrification du réseau de chemin de fer belge réclamera la fourniture de mars 1947 à fin 1951, de 235 automotrices jumelées, 305 loco-

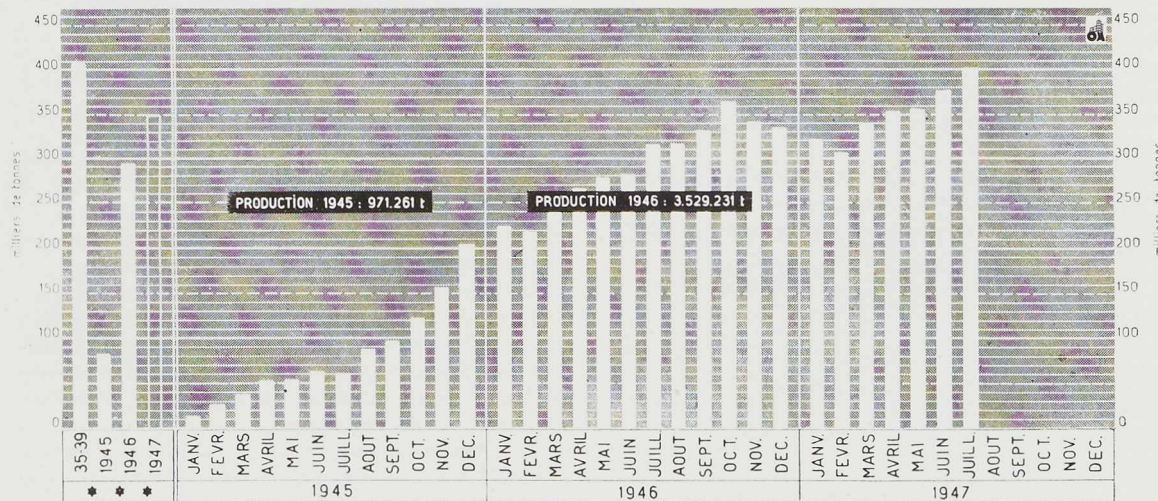


Fig. 480. Production des aciéries belges et luxembourgeoises.
 *** Moyennes mensuelles des années 1935-1939, 1945, 1946 et des sept premiers mois 1947.



tives électriques type BB et 65 locomotives à grande vitesse, qui sont ou vont être mises en adjudication.

D'autre part, les nouvelles conventions conclues avec la France et la Hollande, tout en donnant lieu à des réserves dans divers domaines, assurent, dans l'ensemble, une activité intéressante à diverses branches de la construction. C'est ainsi que la boulonnerie doit fournir les boulons et rivets pour la fabrication de plusieurs milliers de wagons pour la France et que l'équipement des charbonnages donne lieu à des commandes importantes.

Marché extérieur

La demande reste ferme dans tous les secteurs. L'Angleterre a appliqué récemment une hausse de 1 à 2 £ à la tonne, à l'exportation. D'autre part, nous profitons encore des délais de livraison relativement courts que nos usines sont en mesure d'appliquer. En général, les prix ont une tendance à la fermeté.

Aux Etats-Unis, certaines voix prônent une nouvelle augmentation de la capacité de production qu'elles voudraient voir porter à 122 millions de tonnes en 1950. D'autre part, un sénateur américain a proposé le renouvellement pour un an du contrôle des exportations d'acier. Aussi, on est généralement d'accord pour admettre le maintien du « seller's market » pendant plusieurs années encore.

La moitié environ de notre production actuelle est livrée à l'exportation, les plus forts tonnages allant toujours à la Hollande, aux pays scandinaves et à la Suisse. Par genre de produits, on relève environ 50 % d'aciers marchands; viennent ensuite les tôles fortes et moyennes, les profilés, les tôles fines, les feuillards et bandes, le fil machine, les tôles galvanisées, le matériel de voie, etc.

Signalons ci-après, d'après la revue anglaise *Iron and Coal Trade Review*, les tonnages exportés par les cinq principaux producteurs en 1937 et en 1946 :

	1937	1946
U. S. A.	2.349.000	4.143.000
Grande-Bretagne	2.430.000	1.860.000
Allemagne	3.418.000	—
Belgique et Luxembourg	3.424.000	1.576.000
France	1.404.000	147.000

Les premières indications relatives aux exportations américaines pour 1947 indiquent une tendance au statu quo; celles de la Belgique et du Luxembourg ont augmenté par suite de la production accrue.

Exposition Internationale de l'Urbanisme et de l'Habitation à Paris

La Belgique a participé de façon remarquable à l'Exposition de l'Urbanisme et de l'Habitation qui s'est tenue au Grand Palais à Paris, pendant les mois de juillet et août.

Les Commissaires généraux, MM. E. Vinck et A. De Smaele, secondés par M. Pacquay, Secrétaire général de l'INALA et les Architectes De Vestel, Bourgeois et De Koninck ont créé un ensemble très réussi, constituant un inventaire complet de la situation du logement en Belgique et des moyens à mettre en œuvre immédiatement et progressivement pour vaincre la crise.



Fig. 481. Vue du pavillon belge à l'exposition de l'Urbanisme et du Logement à Paris.

L'inauguration de la section belge a eu lieu le 15 juillet en présence de MM. Behogne, Ministre des Travaux publics, De Groote, Ministre du Rééquipement national et Duvieusart, Ministre des Affaires économiques.

Après une allocution de M. Vinck, à l'adresse de MM. les Ministres, M. De Smaele fit ressortir le but de la participation belge à l'Exposition de Paris. L'ancien Ministre insista notamment sur la solution du problème économique que pose, à l'heure actuelle, la construction de logements.



Quittant la rotonde de réception, les Ministres et les nombreux invités firent alors le circuit des diverses sections qui ont pour thèmes :

La vie au foyer; Les plans; Un appartement rationnel (architecte De Koninck); Le problème économique; La recherche scientifique et technique dans le bâtiment; Problèmes d'urbanisme; Naissance d'une cité; L'habitation indigène au Congo.

La rotonde d'entrée et son comptoir sont des constructions soutenues par une ossature métallique recouverte. Cette charpente a été fournie par la firme Bouillon et Herremans à Bruxelles.

Un système d'accrochage original, comprenant des tubes d'acier entaillés, supporte tous les panneaux de la section belge; il a été livré par les Etablissements Vincent Fils et peut s'adapter aux différentes exigences de disposition d'une exposition. Les portillons d'accès des balustrades volantes d'un système spécial ont été livrés par cette même firme.

A remarquer également le panneau d'ensemble de l'Union Technique des Constructeurs de Menuiserie métallique belge et les sommiers métalliques de la firme Mertens, Mortsel.

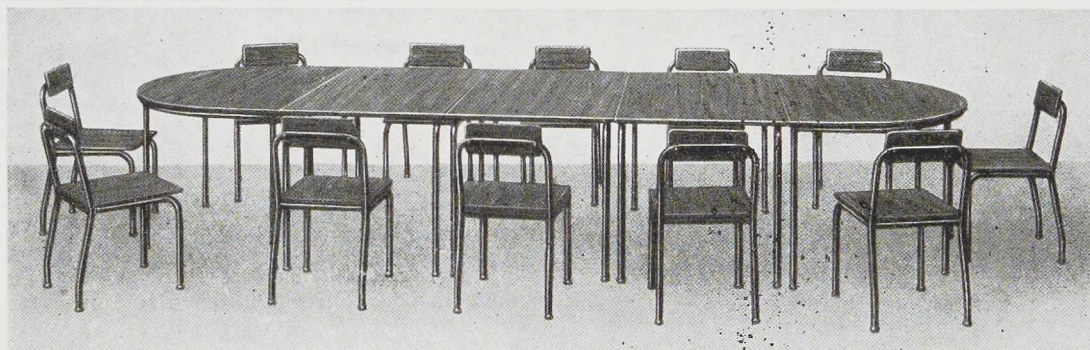


Fig. 482. Table et chaises métalliques. Constructeur : Manufacture Belge de Gembloux.

Exposition Internationale du Matériel Didactique moderne à Bruxelles

Le Ministère de l'Instruction publique de Belgique a organisé, entre le 22 juin et le 25 juillet 1947, une exposition internationale du matériel didactique moderne.

A côté de la Belgique, plusieurs pays étrangers ont participé à l'exposition : les Etats-Unis, la France, la Grande-Bretagne, l'Italie, la Hollande, la Suisse et la Tchécoslovaquie.

Le problème scolaire se présente sous deux aspects différents : restauration matérielle, et rénovation pédagogique. L'exposition a voulu montrer les progrès réalisés dans le domaine du matériel didactique en Belgique et à l'étranger. Une importante section était consacrée aux meubles scolaires en acier.

Durant les années qui ont précédé la seconde guerre mondiale, l'utilisation de l'acier s'est généralisée dans de nombreux établissements scolaires. Ce développement est dû, notamment, aux avantages présentés par le meuble en acier qui est : hygiénique, résistant à l'usage, incombustible, ajustable.

En Belgique, plusieurs firmes fabriquent les

meubles scolaires en acier. Les photographies (fig. 482 à 486) donnent une idée des possibilités



Fig. 483. Chaise en tubes d'acier.
Constructeur : S. A. Vits,
Vilvorde.

que peuvent offrir les meubles en acier. La tendance des fabricants a été de créer des meubles élégants, dont l'allure est encore rehaussée par la diversité des teintes, tant claires que foncées.

Dans la revue *Acier*, publiée par l'O. T. U. A. de Paris, le Docteur Martiny insistait sur l'importance des meubles scolaires quant à la santé des enfants. Grâce à leur ajustabilité, les meubles



Fig. 484. Mobilier scolaire. Constructeur : Manufacture Belge de Gembloux.

en acier ont une influence favorable sur le maintien et le bien-être des écoliers.

A côté d'un mobilier conçu correctement, les écoles ont besoin d'appareils d'hygiène et notamment de douches et lavabos. L'acier inoxydable peut, dans ce dernier domaine, rendre des services incontestables; la figure 483 montre un lavabo en acier inoxydable.

L'exposition de matériel didactique, qui s'est tenue dans les magnifiques locaux de l'Athénée de l'Etat à Etterbeek, a connu un franc succès et a été visitée par de nombreuses personnes, appartenant tant à l'enseignement qu'à l'industrie de la construction.

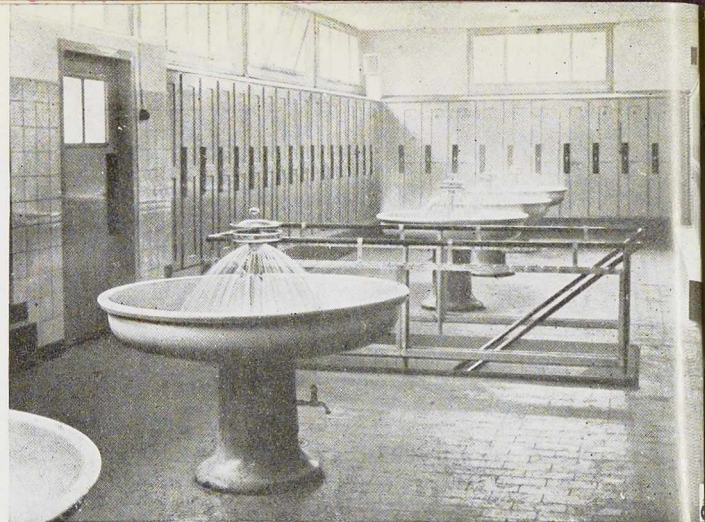


Fig. 485. Lavabos en acier inoxydable. Constructeur : S. A. Saturne, Bruxelles.

Parmi les firmes ayant participé à l'Exposition, citons notamment la Manufacture Belge de Gembloux, la S. A. Vits à Vilvorde, la S. A. Saturne à Bruxelles, ainsi que les Etablissements Longini à Bruxelles. Cette dernière firme a présenté un mobilier pour bureaux directoriaux, portant un cachet original.

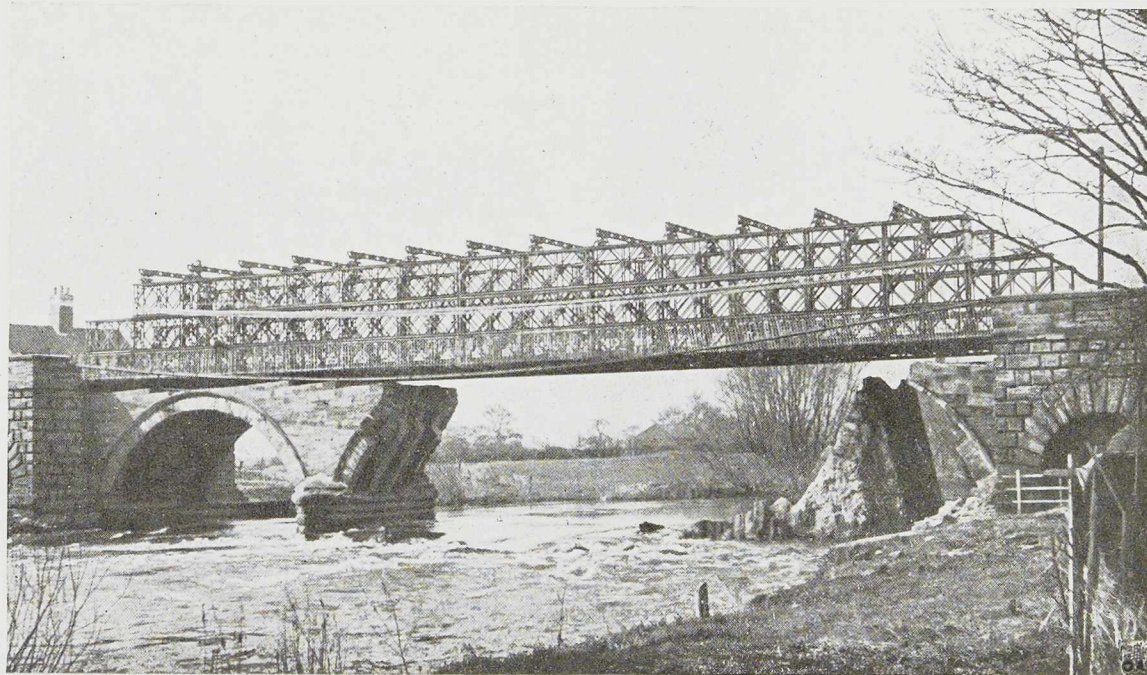
Escaliers métalliques

A New-York, on procède actuellement à la construction d'un vaste immeuble à appartements de la Metropolitan Life Insurance Company. Ces maisons sont pourvues de 3.290 escaliers métalliques. La figure 486 montre un de ces escaliers dont les marches sont en tôle perforée, boulonnées au limon, en fers U 254 X 66, pesant 22,6 kg par mètre.

Fig. 486. Montage d'un des escaliers métalliques dans un nouveau bâtiment en construction à New-York.

(Photo « Steel ».)





(Photo « Roads and Roads Construction ».)

Fig. 487. Le vieux pont de Cavendish en Angleterre endommagé par une crue est à nouveau en service grâce à un pont Bailey.

Utilisation des ponts Bailey en temps de paix

Les ponts Bailey, qui ont rendu de grands services aux Alliés pendant la dernière guerre, trouvent également des applications intéressantes en temps de paix.

A Bruxelles, la section de pontage de l'Ecole du génie a monté récemment un pont Bailey à l'occasion des étapes en Belgique du Tour de France. Cet ouvrage (fig. 488) d'une portée de 15 mètres et d'une largeur de 3 mètres, franchit la route autour du lac du Bois de la Cambre, à 3^m50 de hauteur. Les pontonniers du génie,

sous les ordres du lieutenant Bayens, ont monté la passerelle du circuit des lacs en moins de deux jours, bien que ne disposant que d'une seule grue. Cette passerelle est reliée à la route par deux rampes d'accès réalisées en longerons métalliques perforés portant un plancher mobile composé de cadres métalliques sertissant un platelage en bois.

En Angleterre, le vieux pont « Cavendish Bridge » sur le Trent à Shardlow s'est effondré il y a quelque temps par suite des inondations désastreuses qui se sont produites dans cette région. En vue de rétablir rapidement les communications, le Ministère des Transports a de-

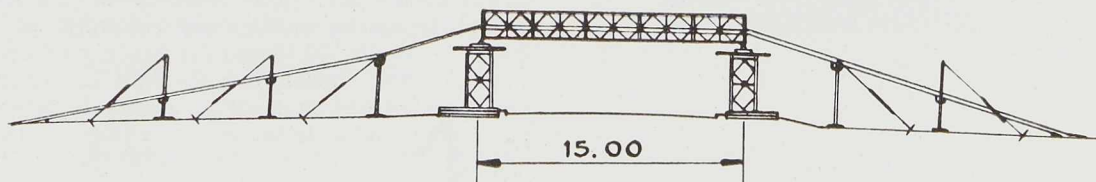
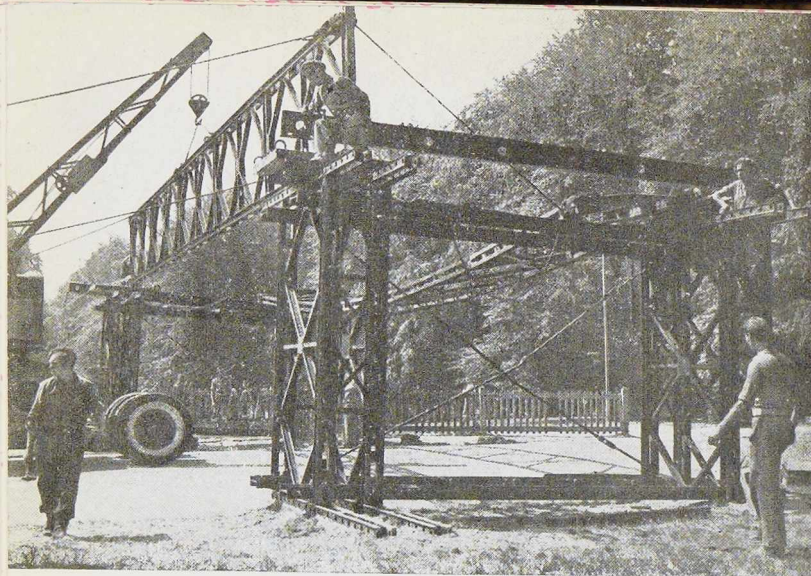


Fig. 488. Schéma de la passerelle Bailey montée à Bruxelles par la section de pontage de l'Ecole du génie à l'occasion des étapes en Belgique du Tour de France 1947.



(Photo « Le Soir ».)

mandé aux Royal Engineers britanniques de lancer sur les piles existantes un pont Bailey. Cette opération commencée le 2 avril fut ter-



Fig. 489. Passerelle métallique Bailey en construction par le génie militaire belge à Bruxelles.

minée le 8 avril et le pont ouvert à la circulation quatre jours après (par suite des travaux d'accès à effectuer) (fig. 487).

Maisons préfabriquées à Brest

On achève, à l'heure actuelle, la construction d'un ensemble de bâtiments préfabriqués à revêtement extérieur en tôles, à Brest, en France. Cet ensemble est destiné à abriter définitivement les services sociaux de la marine, et comprend une série de pavillons à un étage, munis chacun d'un couloir central et de bureaux, salles de visites ou chambres, de part et d'autre.

La technique adoptée est celle de la maison Grames, qui comprend à l'extérieur des panneaux de tôle de la hauteur d'un étage, accrochés l'un à l'autre par des assemblages à plis et prenant appui sur une légère ossature en profilés ordinaires. Intérieurement, les revêtements sont faits en carreaux de plâtre. La toiture est supportée par de légères fermes recevant des tôles planes.

La construction s'est effectuée très rapidement, et n'a pas présenté de difficultés malgré l'atmosphère extrêmement corrosive de la ville de Brest. Les bâtiments ont été mis à la disposition des utilisateurs (fig. 490).

Construction d'une installation de traitement de minerai au Congo belge

La Société Anonyme des Ateliers de Construction et Chaudronneries de l'Est à Marchienne-au-Pont vient de recevoir une commande importante d'installation de traitement du minerai d'étain pour le Congo belge.

Cette installation, capable immédiatement d'une production horaire de 375 tonnes, et prévue pour traiter à l'avenir 750 tonnes par heure, comporte cinq bâtiments métalliques avec un ascenseur, parois et toitures en tôles ondulées galvanisées, planchers en tôles striées, et silos en tôles fortes.

Fig. 490. Détail d'une croisée et d'un mur d'une maison préfabriquée à Brest.



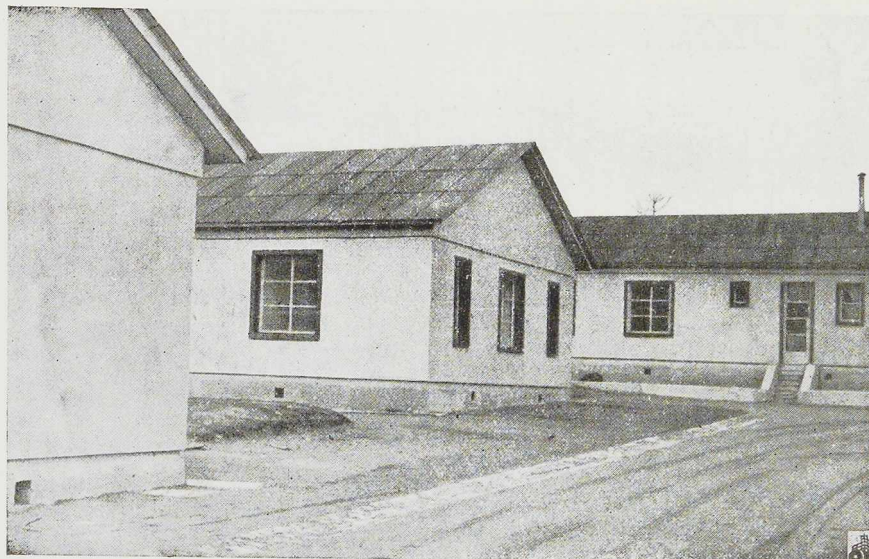


Fig. 491. Maisons métalliques préfabriquées à Brest.

Elle comporte en outre quatre passerelles métalliques avec leurs pylônes et palées-supports, des transporteurs à courroies, des concasseurs, des cribles, des appareils de laverie, etc.

Le tonnage de l'acier qui sera mis en œuvre pour cette construction est de l'ordre de 1.200 tonnes. L'ensemble des constructions se compose d'un bâtiment de concassage primaire réduisant le minerai 0-100 mm en 0-40 mm; un second bâtiment de concassage secondaire qui réduit le 0-40 mm en 0-20 mm; et un troisième bâtiment, celui de préparation du minerai.

Méthodes rapides pour ajuster les diagonales d'un pont à nœuds non rigides (Welding Journal, déc. 1946, pp. 849 à 856)

L'OSSATURE MÉTALLIQUE a publié, dans son numéro 4-1947, un court résumé de cette étude. Un correspondant américain demande de préciser que le raccourcissement des diagonales peut s'effectuer au moyen de chalumeaux oxyacétyléniques, sans devoir appliquer une méthode ancienne, consistant à couper l'élément à raccourcir.

Articles à paraître prochainement :

Utilisation de poutres métalliques évidées et soudées pour la réalisation du viaduc Nord de la Jonction Nord-Midi à Bruxelles, par J. VERDEYEN.

Le Cabinet des Estampes de la Bibliothèque Nationale à Paris.

Construction du pont Arpád sur le Danube à Budapest (Hongrie), par Ch. SZECHY.

Le nouveau ponton au Steen à Anvers, par A. BRAECKMAN.

Bassins de natation en acier.

Le pont de Howrah à Calcutta (Inde).

Résistance au feu des constructions métalliques.

Règles pour le dimensionnement des assemblages et liaisons par rivets et boulons, par J. NICOLAI de GORHEZ.

Bibliothèque

Nouvelles entrées (1)

Chambers's Technical Dictionary (Dictionnaire technique Chambers)

Un volume relié de 975 pages format 14 × 21 cm. Edité par W. et R. Chambers Ltd., Londres 1946 (envoyé par le British Council). Prix : 1 livre sterling.

La définition correcte d'un terme technique est de première importance pour tous ceux qui s'occupent de sciences pures ou appliquées. Le dictionnaire technique Chambers, qui fait autorité en Grande-Bretagne, est l'œuvre d'une commission de spécialistes sous la direction de MM. Tweney et Huges. L'ouvrage couvre une grande variété de sujets. L'ingénieur y trouvera des termes se rapportant aux branches suivantes : acoustique, aéronautique, bâtiments, chemins de fer, chimie, électricité, génie civil, géologie, mécanique, métallurgie, mines, physique, télégraphes et téléphones, textiles, etc.

Le remarquable dictionnaire Chambers sera apprécié par tous les techniciens soucieux de rester en contact avec la littérature technique anglo-saxonne.

Compte rendu des recherches effectuées en 1944-1945 et en 1945-1946 par les Laboratoires du Bâtiment et des Travaux Publics

Deux volumes formant ensemble 487 pages, format 21 × 27 cm, illustrés de nombreuses figures. Edité par les Laboratoires du Bâtiment et des Travaux Publics, Paris, 1947.

Depuis leur création, les Laboratoires du Bâtiment et des Travaux publics de Paris effectuent des recherches intéressantes les matériaux de construction et leur mise en œuvre.

En 1944-1945, les recherches ont porté sur les problèmes suivants : La mesure de la déformation des solides. La stabilisation des terrains. La construction mixte fer-béton dans les ouvrages d'art. Les essais d'endurance en flexion répétée comme critère de soudabilité des tôles. Résis-

tance des vis à la traction selon leur fixation dans les matériaux.

En 1945-1946, les Laboratoires ont effectué des essais dans les domaines suivants : La mécanique physique du béton. Machines d'essai des matériaux. Les essais d'endurance en flexion répétée comme critère de soudabilité des tôles. Application à une tôle d'acier au Cr, Mo, etc.

Metallurgical Materials, Alloys and Manufacturing processes (Produits métallurgiques, alliages et procédés de fabrication)

par V.-N. Wood

Un volume relié de 340 pages, format 14 × 22 cm, illustré de 287 figures (envoyé par le British Council). Edité par Chapman et Hall. London 1946. Prix : £ 1.5.0.

Le but de l'auteur, spécialiste des questions métallurgiques depuis de longues années, est de mettre à la disposition des ingénieurs et techniciens, un ouvrage exposant brièvement et simplement les principes essentiels de la métallurgie.

La compétence de M. Wood se retrouve tout au long des 12 chapitres qui composent son travail. Ces chapitres sont relatifs notamment aux problèmes suivants :

Fabrication du fer et de l'acier — Essais mécaniques — Examen physique des métaux — Contrôle industriel — Traitements thermiques — Travail mécanique de l'acier — Aciers au carbone et aciers alliés — Fonte — Fonte malléable — Métaux non ferreux, soudure, galvanisation, etc.

Philips Resistance Welding Handbook (Manuel de soudure par résistance Philips)

Un ouvrage relié de 209 pages, format 14 × 22 cm, illustré de 182 figures. Edité par Philips Industrial, Londres 1947. Prix : 10 sh. 6 d.

Le développement de la soudure par résistance a créé le besoin d'ouvrages pratiques sur ce mode d'assemblage. Le manuel Philips comble incontestablement une lacune apportant aux intéressés

(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).



un ouvrage simple basé sur les travaux d'ingénieurs spécialistes en soudure par résistance.

L'ouvrage examine le problème dans son ensemble et donne des renseignements sur les différentes applications du procédé, la métallurgie des soudures, l'équipement, le contrôle, etc.

Le Centenaire de la ligne Ostende-Douvres

par Albert DE BURBURE DE WESEMBEEK

Un ouvrage de 164 pages, format 23 × 30 cm, illustré de plusieurs figures et planches hors texte. Edité par l'Administration de la Marine, Bruxelles, 1947. Prix : 175 francs.

Ce luxueux ouvrage, préfacé par Henri De Vos, Directeur général de la Marine belge, constitue une contribution à l'histoire des relations maritimes anglo-continrentales par paquebots, depuis leur origine. Dans ce volume, on trouve, sous ses aspects à la fois techniques et anecdotiques, la chronique très détaillée de la naissance et du processus ascendant des services belges de paquebots Ostende-Douvres.

Edité avec le plus grand soin, et accompagné d'excellentes illustrations par le Baron Georges Frédéric et M. Ray-Ber, cet ouvrage ne manquera pas d'intéresser tous ceux qui se préoccupent du développement des relations maritimes entre la Belgique et l'Angleterre.

Pour les amateurs de belles gravures, signalons que l'ouvrage contient quelques vigoureuses eaux-fortes de René De Pauw, et des reproductions de tableaux d'André Lynen et M. Mareels.

Le problème du logement en Belgique

Un ouvrage de 263 pages, format 16 × 24 cm, édité par l'Institut National du Logement et de l'Habitation (INALA), Bruxelles, 1947. Prix : 120 francs.

En décembre 1946, l'INALA avait organisé un Congrès national du Logement et de l'Habitation. Les divers rapports présentés à cette occasion ont été réunis en un volume qui constitue une intéressante synthèse de la question du logement telle qu'elle se présente actuellement en Belgique.

Le problème actuel du logement

par F. GOSSERIES.

Un ouvrage de 87 pages, format 15 × 23 cm. Edité par la Maison F. Larcier, S. A., Bruxelles, 1947.

« Le problème du logement et de l'habitation des travailleurs se dresse au premier plan de nos préoccupations sociales. » Cette phrase, tirée du discours prononcé en 1909 par le baron Delvaux de Fenffe, gouverneur de la province de Liège, reste toujours vraie.

L'auteur, directeur général honoraire de la Société nationale des Habitations à Bon Marché, connaît à fond le problème du logement en Belgique. Dans son livre, il rappelle tout d'abord les dispositions légales relatives à l'œuvre du logement et de l'habitation; il montre ensuite ce qui a été fait, et ce qui reste à faire.

L'ouvrage se termine par quelques considérations d'ordres hygiénique, moral, familial, social et financier.

Le chauffage des habitations

par A. MISSENAARD.

Une brochure de 126 pages, format 11 × 17 cm, illustrée de 32 figures. Edité par les Presses Universitaires de France, Paris, 1947. Prix en Belgique : 19,50 francs.

Le petit livre de M. Missenard, spécialiste des questions de chauffage, se propose d'exposer l'évolution de la technique du chauffage des habitations. Il est particulièrement destiné aux usagers de ces installations, mais il pourra servir également de guide aux architectes-ingénieurs chargés de choisir entre plusieurs systèmes de chauffage.

Les principaux chapitres de l'ouvrage, qui fait partie de la collection « Que sais-je ? », sont :

Bases physiologiques du chauffage. — Les installations (chauffage à eau chaude, chauffage à vapeur, etc.). — La conduite et le choix des installations (réglage, rendement, réception, essais, et détermination du mode de chauffage le plus rationnel).

Construcciones Metálicas (Construcciones metálicas)

par F. RODRIGUEZ AVIAL AZCUNDAGA.

Un volume relié de 617 pages, format 17 × 25 cm, illustré de 576 figures. Edité par Editorial Dossat, Madrid, 1946. Prix : 130 pesetas.

M. F. Rodriguez Avial Azcunaga, professeur à l'École spéciale d'Ingénieurs industriels de Madrid, en écrivant ce livre, a voulu mettre à la disposition des étudiants et des ingénieurs, un outil de travail contenant toutes les données essentielles sur la construction métallique moderne.

Après des données générales sur la fabrication de l'acier et le laminage des profilés, l'auteur aborde le problème des assemblages boulonnés, rivés et soudés. Viennent ensuite des chapitres sur les systèmes de poutres à âme pleine et en treillis.

La seconde partie de l'ouvrage est consacrée aux applications pratiques. On y trouve des exemples de calculs détaillés sur les bâtiments industriels, permettant de faire les projets de différents types de construction destinés à l'industrie.

L'ouvrage contient encore des chapitres sur la menuiserie métallique, et se termine par une bibliographie d'ouvrages récents sur la construction métallique.

L'auteur n'a ménagé aucun effort pour rendre son ouvrage aussi pratique que possible, à ce titre, il mérite des félicitations, pour la belle synthèse qu'il a présentée.

Les chemins de fer en France

Un ouvrage cartonné de 64 pages, format 16 × 23 cm, illustré de nombreuses figures, édité par Didier. Paris 1947.

Ce livre, qui fait partie de la collection « France et Français », donne une vue d'ensemble sur le réseau ferroviaire français.

Les différents chapitres de cet ouvrage, présentés d'une façon attrayante, sont relatifs aux sujets suivants :

La révolution des chemins de fer — Le réseau français — La voie et les ouvrages d'art — La traction des trains — Les essais de locomotive — Le matériel — La sécurité des trains — Les cheminots français.

Dans le dernier chapitre, intitulé « Aujourd'hui et Demain », on trouve des renseignements sur la reconstruction du réseau et du matériel de la S. N. C. F. qui ont gravement souffert des faits de guerre.

Au fil du rail

par Fernand LEBBE

Un ouvrage de 32 pages, format 21 × 30 cm, illustré de nombreuses figures. Edité par l'Editorial Office, Bruxelles 1947. Prix : 110 francs.

Le deuxième fascicule de l'ouvrage de vulgarisation sur les chemins de fer, publié par M. Lebbe, est relatif à la constitution de la voie. Les sujets suivants sont traités dans cette publication : Eléments constitutifs — Accessoires de pose — Pose de la voie — Appareils de voie — Points spéciaux de la voie.

Répertoire officiel de la production luxembourgeoise

Un volume relié de 290 pages, format 15,5 × 23,5 cm, édité par le Service d'études et de documentation du Ministère des Affaires économiques. Luxembourg, 1947. Prix : 100 francs.

Le but de la présente publication est de faire connaître les articles produits au Grand-Duché de Luxembourg, ainsi que leurs producteurs. Les renseignements contenus dans cet ouvrage sont basés sur une enquête entreprise par le Service d'études et de documentation économiques auprès des intéressés eux-mêmes.

Les principaux chapitres de cette publication ont pour titres :

Le Grand-Duché de Luxembourg (renseignements généraux). — Aperçu de la production luxembourgeoise. — Répertoire alphabétique des produits. — Répertoire des branches de l'activité économique, avec indications des produits et des producteurs. — Répertoire alphabétique des producteurs, avec indication de leur programme de production. — Chambres et Fédérations professionnelles. — Représentation diplomatique et consulaire du Grand-Duché à l'étranger.

Conçu rationnellement, et élégamment présenté, cet ouvrage rendra des services à tous ceux qui sont en contact avec l'industrie luxembourgeoise.

L'Annuaire Bleu (Annuaire du Commerce International), publié sous la direction de M. A. Megglé

Un volume relié de 1.234 pages, format 21 × 28 cm, illustré de nombreuses cartes en couleur. Edité par le Centre d'Expansion française. Paris 1946-1947. Prix : 2.000 francs français.

Après une interruption de six ans, la grande encyclopédie économique universelle qu'est l'Annuaire bleu paraît à nouveau. Cet ouvrage, dont l'utilité est évidente, comprend trois grandes divisions :

La France au travail — Territoires de l'Union française — Pays étrangers.

La partie française comporte, à côté des renseignements généraux, un inventaire de la production française. Dans les parties réservées aux territoires de l'Union française, et à l'étranger, on trouve des renseignements sur la situation géographique, l'administration, les voies de communication, la monnaie et les banques, les principales productions, le commerce extérieur, le régime douanier, etc.



De nombreuses cartes en couleur complètent cet excellent ouvrage bien présenté, et d'une consultation facile.

Memorial Técnico (Aide-mémoire technique),
5^e édition

par L. MAZZOCCHI

Un livre de poche relié de 751 pages, format 8 × 6 cm, illustré de 240 figures. Edité par Dossat, Madrid.

L'aide-mémoire de l'ingénieur italien Mazzocchi, traduit par M. L. Alvarez Valdés, est un recueil de formules, tables et règles pratiques relatives aux branches suivantes : Mathématiques, Physique, Topographie, Résistance des matériaux, Architecture, Génie civil, Hydraulique, Mécanique, Electrotechnique, Géologie, etc.

Sa documentation bien à jour et son impression soignée, font de cet aide-mémoire un compagnon apprécié de l'ingénieur et de l'architecte.

Cálculo rápido de arcos empotrados (Calcul rapide d'arcs encastrés)

par E. TORROJA MIRET et F. GARCIA MONJE

Un volume relié de 217 pages, format 22 × 28 cm, illustré de nombreuses figures et planches. Edité par l'Institut Technique de la Construction, Madrid.

Le but de l'ouvrage du professeur Torroja et de son collaborateur Monje est de permettre à l'ingénieur de déterminer les tensions maxima dans les différentes sections d'un pont en arc, dont les extrémités sont encastrées.

L'ouvrage débute par une partie théorique dans laquelle les auteurs exposent la méthode.

La partie pratique, qui vient ensuite, donne le mode d'emploi de différents abaques contenus dans l'ouvrage. On y trouve en outre un exemple de calcul d'un pont-route de 60 mètres de portée.

Bibliographie

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

13.3. - **Martelage des métaux à la grenaille.**
Machinery Lloyd, 31 mai 1947, pp. 59-63,
9 figures.

Le martelage des métaux est un art qui fut pratiqué par les Anciens depuis de nombreux siècles. Il leur donnait une certaine dureté, acquise par quelque mystérieux phénomène. Les premiers forgerons aperçurent une augmentation de l'élasticité de leurs lames d'épée. Par le procédé du martelage à la grenaille, des billes en acier sont

projetées avec une haute vitesse sur les surfaces des pièces métalliques.

Chaque bille se comporte comme un petit marteau, faisant une légère marque dans le métal. La taille des billes employées varie de 0,4 mm à 1,59 mm. Elles produisent une surface mate sur le métal. Les pièces ainsi traitées sont plus résistantes. Pour en obtenir l'explication, il faut considérer le phénomène de la fatigue des métaux et se rappeler que les métaux ductiles, capables de résister à de grands efforts pendant les essais, peuvent cependant être rompus par des efforts beaucoup plus faibles, quand ceux-ci sont répétés un grand nombre de fois, des petites fissures peuvent se développer et un très petit volume de métal est déformé plastiquement.

Chaque bille, en martelant, produit un flux plastique, produisant une augmentation de la température à la surface du métal, aussi sa contraction.

Les fibres en dessous de la couche superficielle ne sont pas étirées. La structure de la couche

⁽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.



superficielle devient plus dure, plus forte et moins ductile que le métal immédiatement au-dessous.

Le martelage à la grenaille peut être effectué au moyen de l'air comprimé ou mécaniquement au moyen de machines spéciales.

52.1. - Chauffage des locaux par radiation

C. H. VIVIAN, *Compressed Air Magazine*, avril 1945, pp. 90 à 94, 12 fig.

Le chauffage par radiation, dont le principe était connu depuis les Romains, devient de nos jours de plus en plus populaire aux Etats-Unis. Dans ce pays, le chauffage des planchers et des murs intérieurs est assuré au moyen de conduites enrobées, chauffées par une circulation d'eau ou de vapeur, la source de chaleur étant fournie par une ou plusieurs chaudières. En été, ces conduites peuvent être utilisées comme moyen de réfrigération, en y faisant circuler de l'eau froide ou de la saumure. Dans les locaux utilisant ce mode de chauffage, chaque conduite de distribution alimente environ huit tuyaux en acier étiré de 1 à 1 1/2" de diamètre, dans lesquels circule l'eau chaude. Dans les grandes installations, on emploie de l'air comprimé pour nettoyer les tuyaux. Les conduites distributrices et collectrices ont des sections dont le diamètre varie de 2 à 4". Lors de la construction d'un immeuble, les tuyaux sont généralement posés sur une couche de gravier de 15 centimètres d'épaisseur; ensuite, ils sont enrobés dans une couche de béton de 10 centimètres d'épaisseur. On utilise des blocs de béton dans les cas où on envisage un trop grand retrait.

Le mode de chauffage par radiation a de multiples avantages :

1° Rapidité du montage. En effet, dès que l'ossature métallique d'un bâtiment est en place, on peut commencer la pose des tuyaux. D'autre part, la période nécessaire au placement des radiateurs est économisée et les locaux peuvent être utilisés immédiatement;

2° La suppression des radiateurs est avantageuse;

3° L'installation des tuyaux en acier n'est pas plus coûteuse qu'une installation au moyen de radiateurs. Elle répartit plus uniformément la chaleur dans les locaux, où la différence de température entre le plancher et le plafond ne varie pas de plus de 1 ou 2 degrés, alors que dans une chambre chauffée par radiateurs, l'endroit à proximité de ceux-ci est fort chauffé, tandis que les endroits éloignés sont parfois très froids;

4° Le système de distribution de la chaleur peut être convenablement réglé, soit à la main, soit au moyen de thermostats.

En définitive, le principal avantage du système de chauffage par radiation est une économie de combustible.

53.4 - Le « Queens Midtown Tunnel » sous l'East River à New-York.

R.-G. SKERRETT et L. GAIN, *Technique des Travaux*, février 1937, pp. 47-58, 19 figures.

Ce tunnel est le premier passage sous-marin à véhicules à franchir l'East River. Il se compose de deux tubes métalliques parallèles ayant respectivement 2.400 mètres et 2.260 mètres de longueur, chaque tube a été construit à l'air comprimé, au moyen d'un bouclier de progression en acier.

Dans la traversée du fleuve, les deux tubes sont distants de 18^m30 d'axe en axe et descendent graduellement à un endroit où est creusé le puisard avec station de pompage. L'épaisseur minimum des terres surmontant les tubes est de 3^m95.

Les deux tubes du Queens Midtown Tunnel sont les plus grands qui aient été construits en terrain difficile. Quatre boucliers (deux par rive) furent utilisés, partant des rives et avançant vers le milieu du fleuve.

Chaque anneau de revêtement est formé de 14 segments et d'une clef. Il y eut des revêtements en fonte et en acier, des types légers et lourds suivant le terrain à traverser.

Des segments spéciaux sont utilisés au raccordement d'une section type lourd avec section type léger. L'assemblage se fait au moyen de boulons en acier à haute résistance.

Le diamètre extérieur des boucliers en acier était de 9^m65 et leur largeur totale hors tout de 5^m70. Les couteaux étaient formés de lourds segments d'acier coulé, et la moitié supérieure se projetait au delà de la moitié inférieure, de façon à constituer une sorte d'abri pour les hommes au travail. L'avant du bouclier comportait des plates-formes à mouvement hydraulique, ainsi que des vérins latéraux pour répondre à tous les besoins du travail. Ces plates-formes servaient à supporter les machines à forer; 28 vérins de 200 tonnes étaient disposés sur le pourtour de la face postérieure, constituant le mécanisme d'avancement et étaient alimentés par une canalisation hydraulique à 350 kg/cm². Des cloisons en acier permettaient de mettre sous pression la partie du tube en avant. Simultanément on effectuait des injections de ciment aussi près que possible du bouclier. La rencontre des premiers boucliers eut lieu 29 mois après le commencement des travaux.

