

S.N.C.B

Enseignement Professionnel

**MATERIEL DE TRACTION ELECTRIQUE
ET DIESEL**

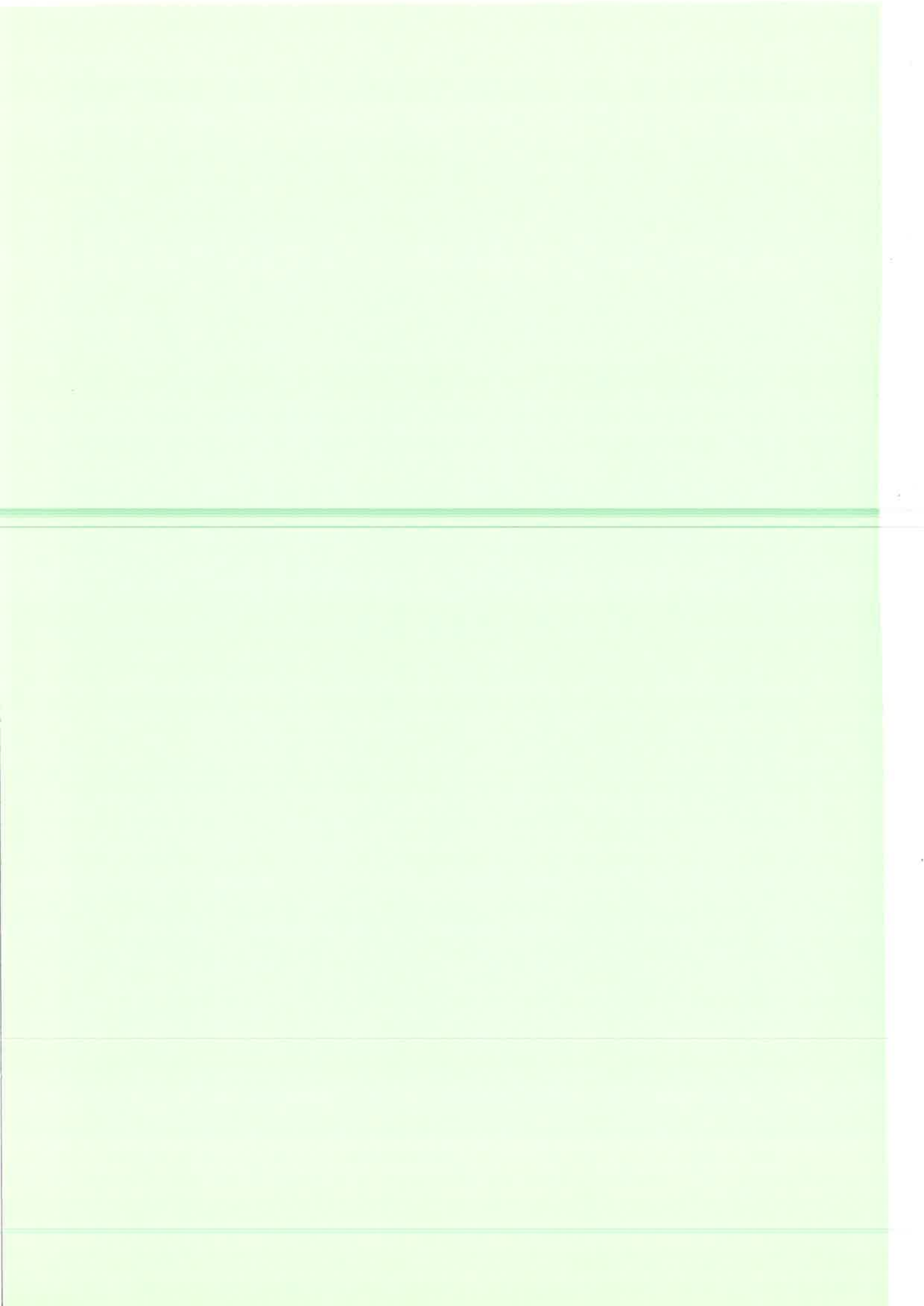
Cours 1271

I/I

partie mécanique

Leçons 1 à 15

B



SOCIETE NATIONALE DES CHEMINS DE FER BELGES.

Enseignement professionnel

COURS 1271

MATERIEL DE TRACTION ELECTRIQUE ET DIESEL (partie
mécanique)

1ère Leçon.

A. Généralités.

1. Objet du cours.

Le présent cours donne la description de la partie mécanique des engins de traction électrique et de traction Diesel.

En traction électrique, la description comprendra les divers bogies, la transmission et les attelages spéciaux.

Pour les autorails et locomotives Diesel, elle commence à la sortie du vilebrequin du moteur Diesel pour se terminer aux roues.

Les 3 principaux types de transmissions seront examinés :

- 1) Les transmissions électriques, en traction électrique comme en traction Diesel-électrique.
- 2) Les transmissions hydrauliques, en traction Diesel.
- 3) Les transmissions mécaniques, en traction Diesel.

Dans ce cours, seront seuls examinés les systèmes en usage à la S.N.C.B.; ils sont assez nombreux mais se ramènent tous aux 3 types principaux dont il est question ci-dessus.

Pour les bogies et les essieux moteurs, il y a presque autant de solutions que de types de matériel.

2. Aperçu du matériel roulant étudié.

Les transmissions électriques se rencontrent :

- a) sur tout le matériel roulant électrique :
automotrices et locomotives se répartissant en

12	automotrices	quadruples	type	1935
8	"	doubles	"	1939
1	"	"	"	1945
25	"	"	"	1950
1	"	"	"	1951
15	"	"	"	1953
79	"	"	"	1954
38	"	"	"	1955
22	"	"	"	1956 ou BUDD

2.

(On peut y ajouter 12 automotrices doubles Bénélux exploitées en commun par la S.N.C.B. et les N.S. - Chemins de fer Hollandais).

Quant aux locomotives, elles comprennent :

20	locomotives	type	101	datant	de	1949-1950
3	"	"	120	"	de	1950
3	"	"	121	"	de	1950
50	"	"	122	"	de	1954-1955
82	"	"	123	"	de	1956-1957
1	"	"	124	"	de	1957.

b) sur certains autorails et sur les locomotives Diesel de route ainsi que sur quelques locomotives Diesel de manoeuvre, soit :

1	autorail	doublé	type	652	(datant	de	1934)	
2	"	triples	"	653	("	1936)	
2	"	"	"	654	("	1936)	
55	locomotives	de	ligne	type	201	(datant	de 1955/56)	
13	"	"	"	"	202	(" " 1956)	
19	"	"	"	"	203	(" " 1956)	
8	"	"	"	"	204	(" " 1956/57)	
6	"	"	de	manoeuvre	"	270	(" " 1954)
4	"	"	"	"	"	230	(" " 1935).

Les transmissions hydrauliques se trouvent sur :

1	locomotive	de	manoeuvre	t.	231	(Deutz)	de	1938
5	autorails	simples	type	602			de	1955
31	"	"	"	603			de	1954/55
10	"	"	"	604			de	1954
10	"	"	"	605			de	1955
4	"	triples	"	670			de	1939
1	"	"	"	671			de	1939
25	locomotives	de	manoeuvre	type	250		1955-56	
10	"	"	"	"	251		1958	
25	"	"	"	"	252		1956/57	
25	"	"	"	"	253		1956	
6	"	"	"	"	271		1956/57	
15	"	"	"	"	272		1956	

Les transmissions mécaniques ne sont montées que sur des autorails de puissance relativement faible, soit sur :

53	autorails	simples	type	551	(Brossel)	datant	de	1939
6	"	"	"	552	"	"	"	"
50	"	"	"	553	"	"	"	1942
20	"	"	"	554	"	"	"	1952
5	"	"	"	601	(Maybach)	"	"	1933
1	"	"	"	607	(Winterthur)	"	"	1936
6	"	"	"	608	(")	1939
10	"	doubles	"	620	(")	1939

lère Partie.

Le matériel de traction électrique.

3. Généralités sur les transmissions électriques.

En traction électrique, la ligne caténaire alimente à tension constante les moteurs électriques entraînant les essieux moteurs.

En traction Diesel-électrique, un moteur Diesel monté sur le plancher dans la caisse ou dans un bogie, dit générateur entraîne une dynamo à courant continu dite génératrice principale ; celle-ci alimente à puissance constante les moteurs électriques entraînant les essieux moteurs.

A partir de ces moteurs électrique, appelés moteurs de traction, il n'y a aucune différence de principe entre la traction électrique et la traction Diesel-électrique.

La puissance transmise par essieu est de l'ordre de 200 à 350 CV sur les locomotives Diesel, les autorails et les automotrices électriques; elle atteint 650 à 700 CV sur les locomotives électriques de la S.N.C.B.; mais ce chiffre est dépassé à l'étranger, en France (en 1500 V continu) et en Suisse (15.000 V alternatif, 16 2/3 périodes/sec.) par exemple, où l'on a réussi à transmettre 1000 CV à un essieu moteur.

Un moteur électrique d'une telle puissance occupera un volume d'autant plus grand et par conséquent pèsera d'autant plus lourd que sa vitesse est petite. Or le diamètre des roues motrices étant de l'ordre de 1 mètre, le nombre de tours-minute de l'essieu moteur est d'environ 700 pour la vitesse maximum du véhicule (140 km-h.)

Il n'est pratiquement pas possible de loger sur l'essieu ou dans son voisinage immédiat un moteur électrique à basse vitesse (700 t/mm) et de grande puissance (200 à 700 CV). Le moteur devra donc tourner vite et transmettre son mouvement aux essieux moteurs par des engrenages qui effectueront la démultiplication de vitesse.

4. La transmission par engrenages.

Il est actuellement de règle que chaque essieu moteur est attaqué par un moteur électrique individuel.

La transmission du mouvement de rotation du moteur électrique à l'essieu se fait par un couple d'engrenages :

- un pignon calé sur l'arbre du moteur électrique, qui attaque
- une roue dentée qui assure la transmission de l'effort à l'essieu moteur.

Le couple d'engrenages est logé dans un carter un tôle et est lubrifié à l'huile ou à la graisse pour engrenages.

Le couple à engrenages a donc 2 rôles :

- a) d'abord assurer la transmission du mouvement entre le moteur et l'essieu.
- b) ensuite démultiplier le mouvement transmis par les moteurs aux essieux.

La commande est généralement unilatérale, c'est-à-dire que chaque moteur est muni d'un seul couple pignon - roue dentée; elle est parfois bilatérale, c'est-à-dire avec 2 couples "pignon - roue dentée" par moteur.

La transmission du mouvement aux essieux peut être rigide ou élastique.

Le pignon attaque une roue dentée qui, dans le premier cas, est directement calée sur l'essieu ou sur le moyeu de la roue motrice; dans le 2e cas, la roue dentée attaque les roues motrices par un intermédiaire élastique.

Au moment où le courant est appliqué aux moteurs, l'effort est dans le cas d'une transmission rigide, appliqué brutalement; dans la transmission élastique, la présence de ressorts ou d'autres éléments déformables (caoutchouc par ex.) amène en quelque sorte une transmission progressive de l'effort et joue un rôle d'amortisseur.

5. Autres types de transmission.

La transmission dont le principe a été donné ci-dessus équipe le matériel moderne où la commande des essieux moteurs est individuelle, c'est-à-dire que les essieux moteurs sont indépendants l'un de l'autre, sans aucune liaison mécanique entre eux. Le moteur de tracteur repose sur l'essieu ou bien est fixé au-dessus de celui-ci.

Sur le matériel plus ancien, d'autres systèmes sont encore utilisés. Les moteurs de traction sont solidaires du châssis de la caisse, soit reposant sur le plancher, soit suspendus sous la caisse; un intermédiaire élastique entre moteur et essieu est alors nécessaire; l'attaque de l'essieu moteur se fait au moyen d'engrenages droits ou parfois coniques. Chaque essieu moteur dispose d'un moteur de traction; dans certains cas, on préfère utiliser, pour chaque essieu moteur, 2 moteurs de traction; ceux-ci sont alors de diamètre assez réduit et tournent à grande vitesse.

On a parfois réparti toute la puissance entre quelques gros moteurs attaquant les essieux au moyen de bielles; ce

systeme est actuellement abandonné par suite des frais d'entretien élevés des bielles .

Le seul exemple à la S.N.C.B. est celui des 4 locomotives Diesel-électriques de manoeuvre type 230 où un moteur Diesel entraîne une génératrice alimentant un seul moteur de traction posé sur le plancher à l'intérieur de la caisse ; ce moteur de traction attaque un faux-essieu qui, à son tour, attaque les 3 essieux au moyen de bielles.

Plus récemment, sur des locomotives électriques à courant alternatif, on a monté une réduction double par engrenages droits entre moteurs de traction et essieux par suite d'une part, d'une vitesse maximum de la locomotive assez basse (60 km/h) et d'autre part de la présence de moteurs de traction rapides.

2e leçon.

Généralités sur les bogies.

6. La naissance du bogie.

En principe, un véhicule comporte une caisse placée sur des organes de roulement.

À l'origine, la caisse (1) (fig. 1) était placée sur un châssis (2) qui reposait sur les boîtes d'essieu (3) de chaque train de roues par l'intermédiaire de menottes (maillons) (5) et de ressorts à lames (4).

Remarquons, au sujet du guidage de la boîte d'essieu:

1. La boîte d'essieu peut se déplacer verticalement dans son guidage et reste constamment en contact avec le ressort. Les inégalités de la voie seront donc, après amortissement par le ressort, retransmises à la caisse;
2. Dans les sens longitudinal et transversal de la caisse il n'existe qu'un petit jeu.

Le jeu transversal doit tenir compte du déplacement de la roue lors des passages en courbe (fig. 2). Ce déplacement dépend de l'empattement total L , de l'entr'axe l et du rayon R de la courbe.

Si l'entr'axe grandit (par ex. devient supérieur à 4,5 m) et si le rayon de la courbe devient petit, il faut recourir à l'un ou l'autre des moyens suivants:

- a) plus grand écartement entre rails;
- b) permettre le déplacement latéral de la fusée ou du coussinet dans la boîte;
- c) permettre le rayonnement des essieux (fig. 3).

Cette dernière solution a donné naissance au "bogie" muni de 2 ou 3 trains de roues et sur lequel repose la caisse (fig. 4).

Le bogie a permis de réduire au minimum l'entr'axe et d'augmenter au maximum la longueur de caisse sans aucune difficulté pour le parcours en courbe de petit rayon.

7. Avantages du "matériel roulant à bogies".

Comme nous le verrons plus loin, il suffit de prévoir comme liaison entre bogie et caisse un pivot vertical et une crapaudine ainsi que 2 appuis latéraux fixés à la traverse à pivot de la caisse.

En dehors de la facilité d'inscription en courbe et de l'augmentation de longueur de la caisse, le bogie donne encore les avantages suivants:

2.

1. la construction du châssis de la caisse est considérablement simplifiée;
2. un ou plusieurs moteurs de traction peuvent être logés dans le bogie;
3. l'ensemble ainsi formé peut être échangé rapidement dans un atelier de ligne, soit à cause d'un moteur ou d'un train de roue avarié;
4. il est possible de placer d'une manière simple 2 suspensions en série (voir ci-dessous le bogie Pennsylvanien) alors qu'il n'y a qu'une seule suspension dans le matériel rigide. Les qualités de marche et le confort de la voiture en sont grandement accrus.

8. Description du type classique "le bogie Pennsylvania".

Il y a une grande diversité dans les types de bogies.

Un des plus simples, qui nous permet pourtant de décrire les diverses fonctions de base des différentes parties est le type Pennsylvanien (fig. 5).

- a) Le châssis de bogie est formé de 2 longerons (1) muni de 2 logements pour les boîtes d'essieu. Pour renforcer ces logements, après placement des trains de roues on les ferme par des sous-gardes (3) qui sont reliées entre elles par des tirants (4).

Les 2 longerons sont réunis par 2 traverses de tête (5) et 2 traverses intermédiaires (6). Le renforcement du châssis est complété, quand cela est possible par 2 longrines (16) médianes.

- b) Deux sommiers (7) repertent la charge du châssis sur les boîtes d'essieu (9), via 4 nids de ressorts en hélice comportant généralement chacun 2 ressorts concentriques.

Ces ressorts, placés entre le châssis et la boîte d'essieu (roue) constituent la suspension primaire.

- c) La caisse du véhicule ne repose pas directement sur le châssis de bogie mais bien sur une traverse danseuse (10) qui comporte une crapaudine (11) dont la ferme sphérique permet les oscillations de la traverse danseuse ou du bogie par rapport à la caisse et 2 appuis latéraux (12) qui limitent les balancements de la caisse (jeu initial dans la position d'équilibre: 2 mm);
- d) La traverse danseuse s'appuie sur une traverse porteuse (13) par 4 ressorts à lames doubles (14) (également dénommés ressorts à pincettes) placés de chaque côté. La traverse porteuse est suspendue au châssis de bogie par des bielles de suspension (15) inclinées.

Cours 1271
2e leçon.

Ces ressorts à pincettes placés entre la traverse porteuse (reliée au châssis de bogie) et la traverse danseuse (reliée à la caisse) constituent la suspension secondaire.

Que se passe-t-il au passage d'une courbe ?

Par suite de la force centrifuge, la traverse danseuse se déplace vers l'extérieur de la courbe et se rapproche du châssis de bogie (fig. 6). Les bielles de suspension s'inclinent davantage et la charge P_1 se décompose suivant les 2 composantes K_1 et K_2 (fig. 7).

La première tend à ramener toute la suspension secondaire dans sa position d'équilibre, ce qui se produit à la sortie de la courbe.

Le balancement de la traverse danseuse par rapport à la caisse est possible grâce à la crapaudine (fig. 8) Sur la crapaudine supérieure (1) est fixé un grain d'appui sphérique (2) qui peut se mouvoir dans la crapaudine inférieure (3) qui fait partie de la traverse danseuse.

La traverse danseuse a dans le châssis de bogie un jeu longitudinal restreint (2 mm) et un grand jeu transversal (20 mm).

Description et avaries des organes principaux d'un bogie moteur.

9. Construction du châssis de bogie.

Le châssis de bogie peut être exécuté en acier moulé, en construction rivée ou soudée.

Dans les bogies rivés, les différentes pièces peuvent être parachevées avant l'assemblage sans crainte de déformations lors du rivetage.

Les bogies en acier moulé permettent une construction plus légère et donc une économie importante en matière première. Mais il en faut une grosse série à cause des frais élevés pour l'élaboration du modèle.

Des précautions spéciales doivent être prises pour éviter les tensions internes qui peuvent ultérieurement être la cause de la naissance de fissures.

La construction soudée des bogies réunit les avantages de la légèreté des bogies en acier moulé à ceux de la construction à partir de tôles qui sont pour ainsi dire sous contraintes internes, comme dans l'exécution rivée.

4.

Un modèle n'est pas nécessaire. Mais quand il s'agit d'une construction précise et d'un grand nombre d'exemplaires, il est fait usage de gabarits de soudure.

Une étude spéciale est requise pour éviter que les tensions de retrait et les tensions résiduelles de soudure soient nuisibles.

10. Avaries au châssis de bogie.

a) Fissures. Elles se forment habituellement à un endroit bien déterminé pour un type donné de bogie.

Après dégagement au meulage soigné, elles sont soudées avec une électrode appropriée à la nature du métal de base.

Pour les aciers spéciaux, il est parfois nécessaire de préchauffer la pièce afin de prévenir un refroidissement trop rapide après soudure.

La réparation des fissures exige souvent le levage du véhicule.

b) Déformation. Elles sont souvent la conséquence d'un tamponnement. Leur réparation est exécutée en atelier central. La réparation doit non seulement être terminée par un "équerrage" dont il sera question ci-dessous, mais il est nécessaire de disposer d'un outillage adéquat et d'agents spécialisés pour mener ce travail à bonne fin.

11. Equerrage d'un châssis de bogie.

a) But.

1. Assurer un roulement tranquille du bogie (et donc de la voiture). Il faut pour cela que les essieux soient parallèles symétriquement disposés et perpendiculaires à l'axe longitudinal du bogie;
2. Réduire le plus possible l'usure des bandages, en particulier l'usure du boudin.

La méthode décrite ne s'applique qu'aux bogies munis du guidage de la boîte d'essieu par plaques rectangulaires (dénommés bogies à glissières).

La figure 9 représente un atel guide de boîte d'essieu sur lequel est fixé par boulons une applique. Il est ainsi possible de regagner très facilement l'usure produite.

b) Conditions à satisfaire.

Les essieux doivent être parallèles et le rester pour n'importe quelle position verticale de la boîte d'essieu dans ses guides.

Les essieux doivent être perpendiculaires à l'axe longitudinal du bogie.

Les centres des boîtes d'essieu doivent être symétriques par rapport à l'axe longitudinal du bogie, de sorte que les diagonales aient la même longueur (fig. 10).

Les déplacements verticaux des boîtes d'essieu doivent se faire perpendiculairement à une surface horizontale de référence du bogie.

Il résulte de ces conditions que l'équerrage sera exécuté aussi bien à cause de l'état d'usure du guidage des boîtes qu'à cause des déformations.

Vu que l'élimination de l'usure de la boîte d'essieu par recharge doit être évitée de toute façon, à cause des déformations possibles qui sont surtout nuisibles pour les boîtes à roulements à rouleaux, en les munir toujours de plaques d'usure fixées par vis ou soudées.

Comme le jeu longitudinal entre boîte d'essieu et châssis de bogie est petit (0,2 à 0,5 mm) il est recommandé de toujours garder la boîte d'essieu au même emplacement dans le bogie; donc de ne pas interchanger les boîtes de place. C'est pourquoi, on repère les boîtes et leur logement dans le bogie.

c) Tolérances et limites d'usure appliquées lors de l'équerrage.

Pour assurer la solidité de l'applique, on admet les valeurs limites suivantes (fig. 11):

- épaisseur minimum de l'applique: 10 mm
- " " du bord de l'applique: 6 mm
- recouvrement minimum entre applique et glissière: 3 mm

Les tolérances suivantes sont d'application (fig. 10 et 12):

- diagonales-entre centre de boîtes d'essieu: $L \pm 2$ mm;
- Distance entre appliques des boîtes d'essieu d'un même train de roues: $B \pm 0,5$ mm
- Ecart par rapport à la verticale du guidage de boîte: 0,2 mm

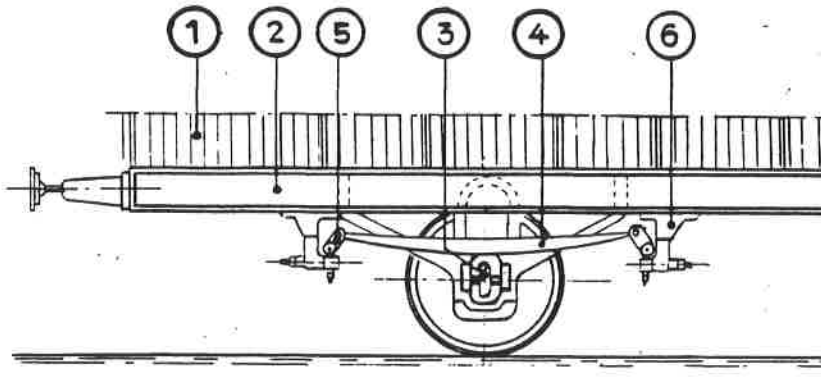


fig. 1



fig 2

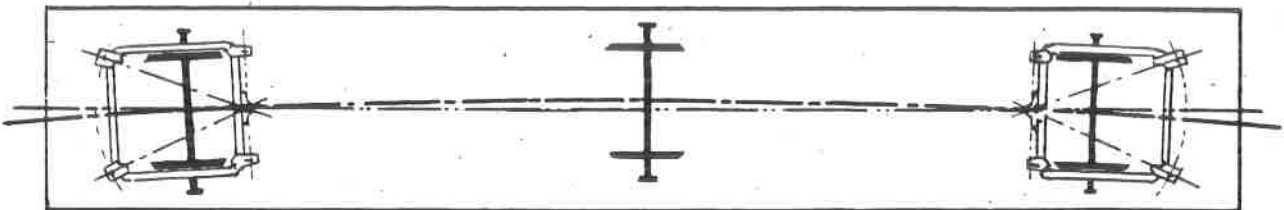


fig. 3

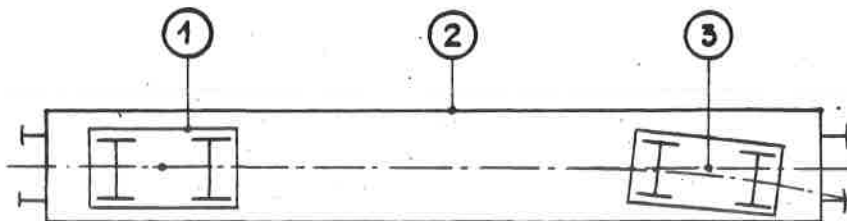


fig 4

$\frac{C.1271/2271.}{2^{\circ}L.}$

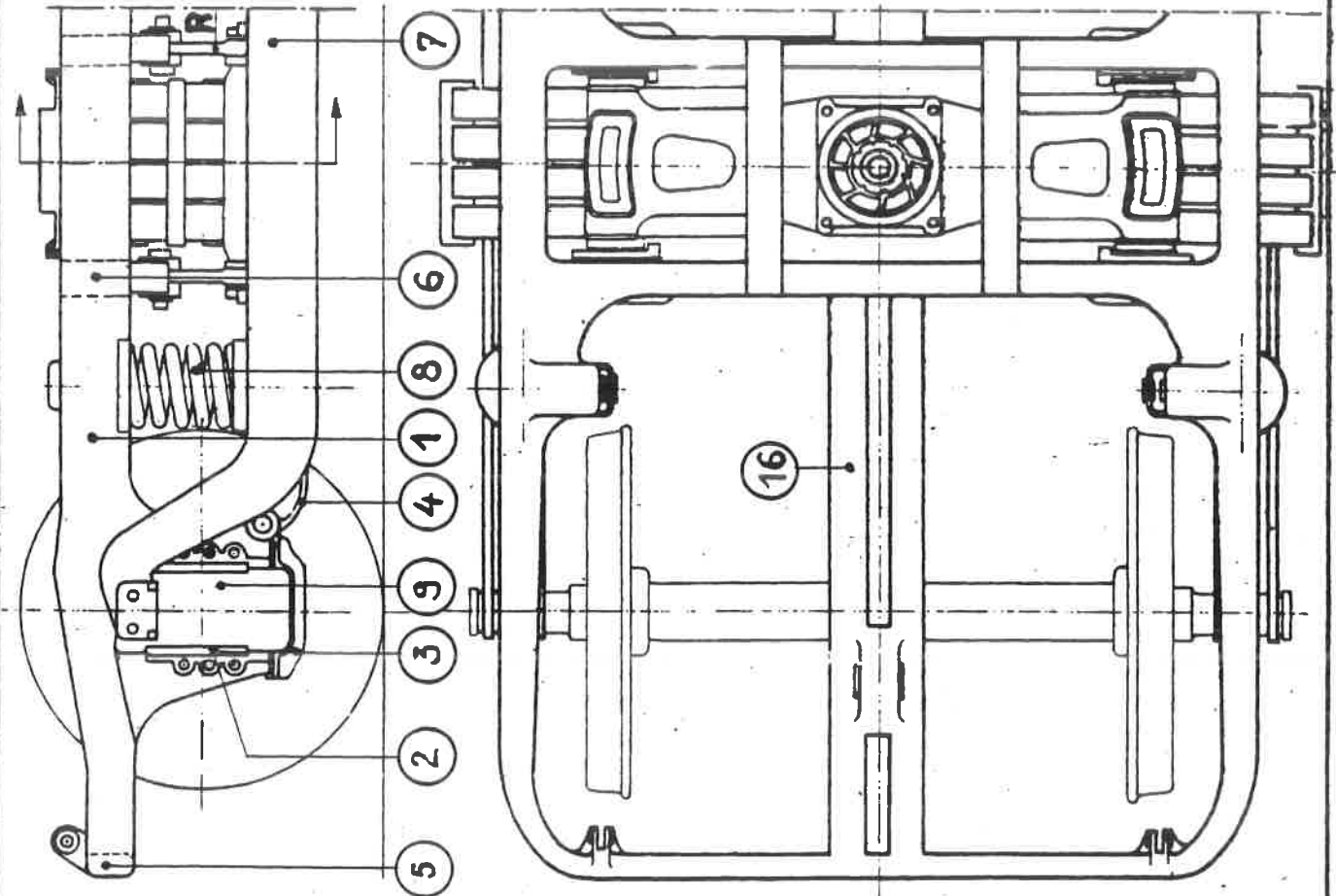
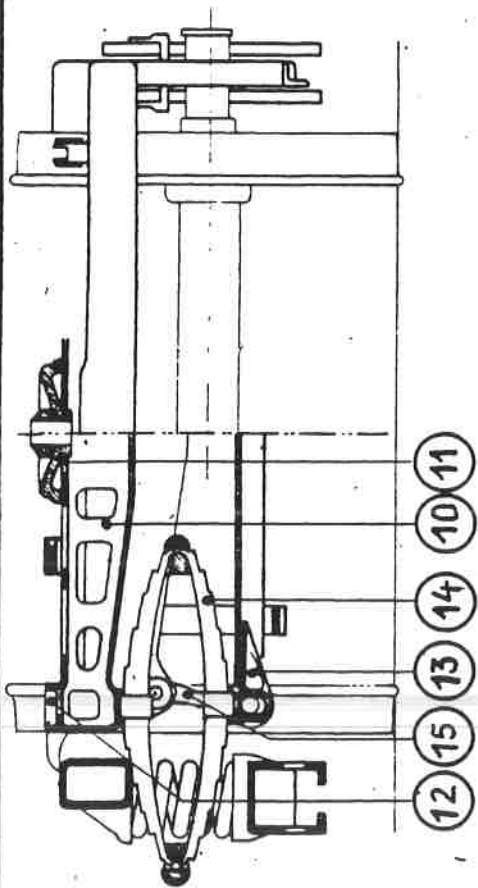


fig. 5

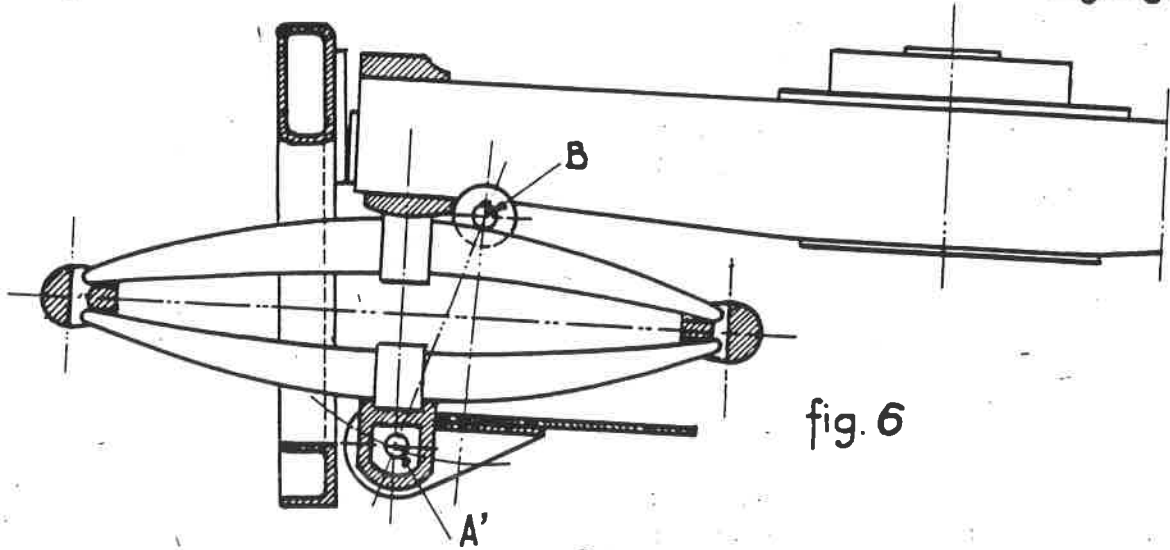


fig. 6

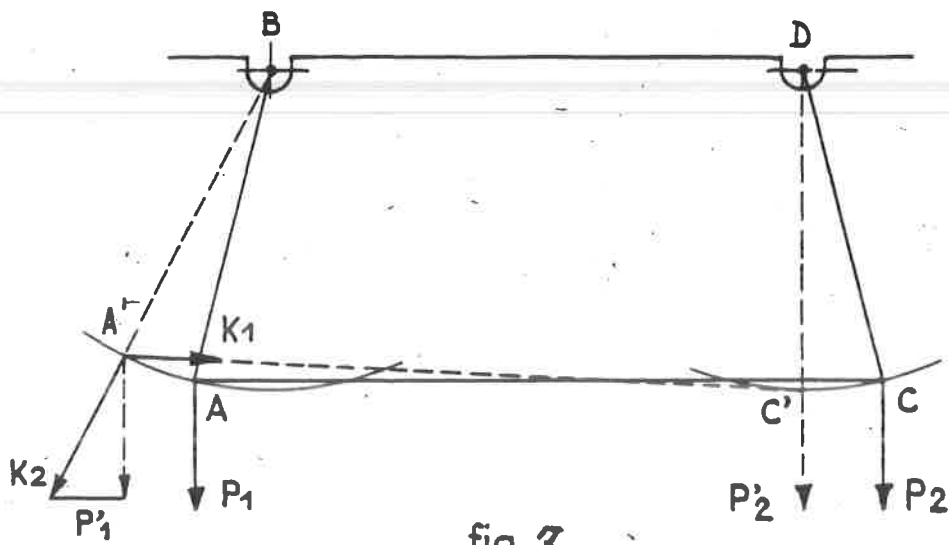


fig. 7

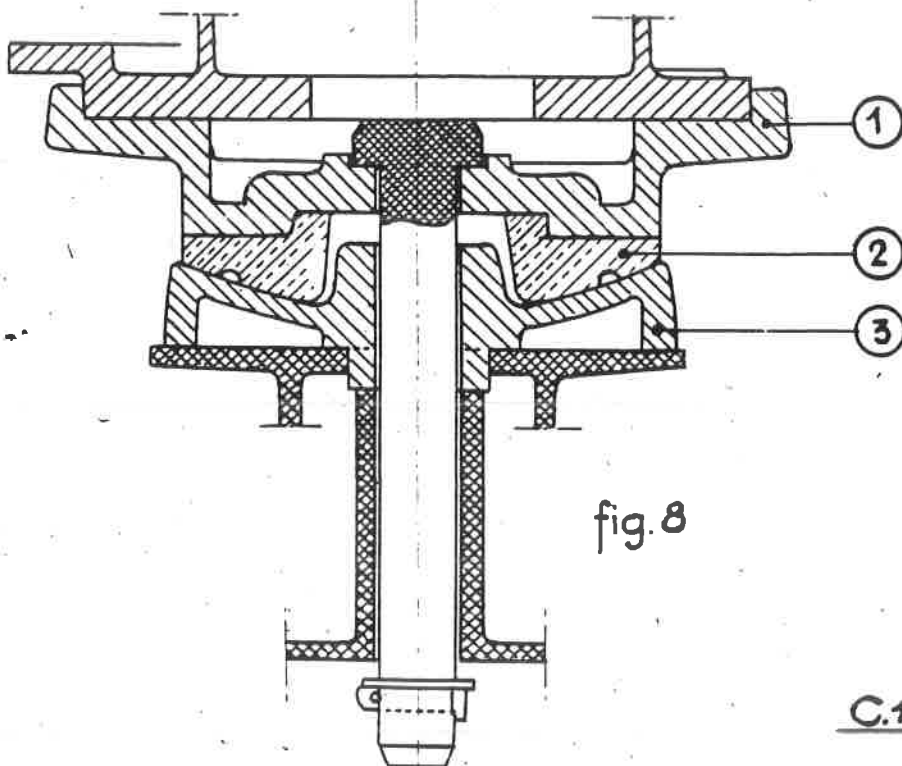


fig. 8

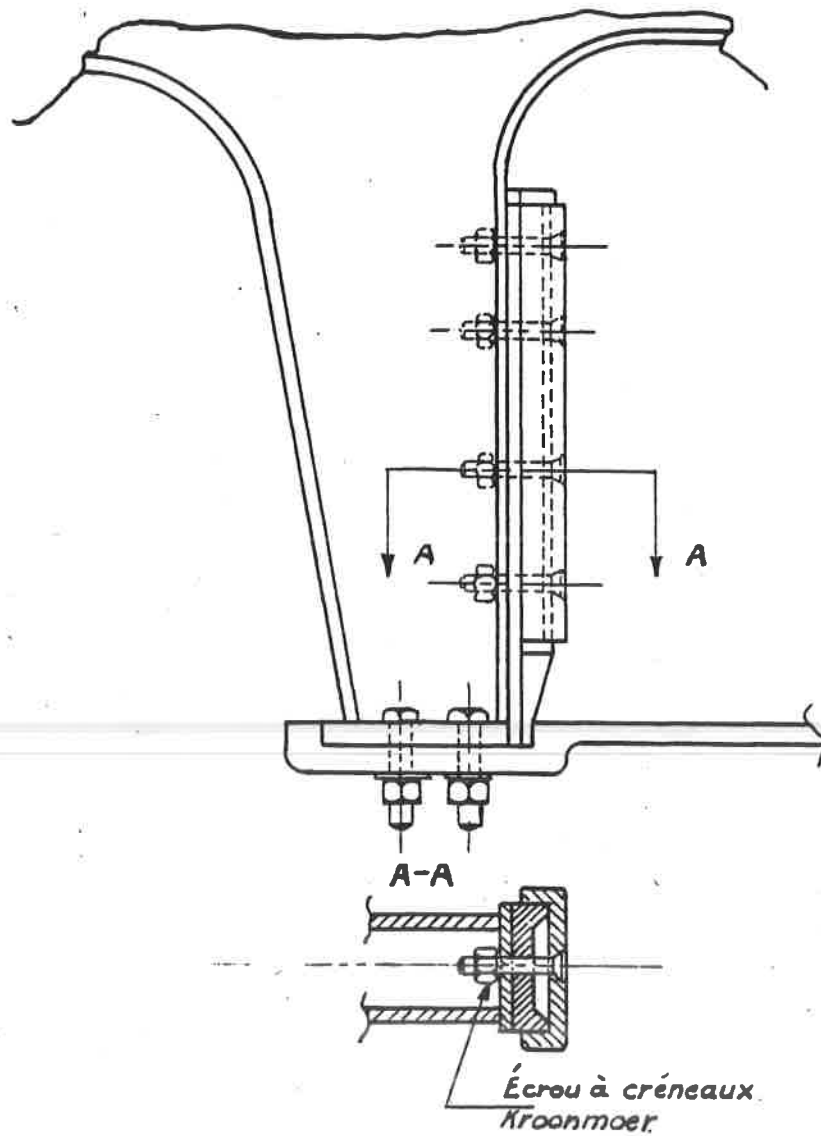


fig. 9

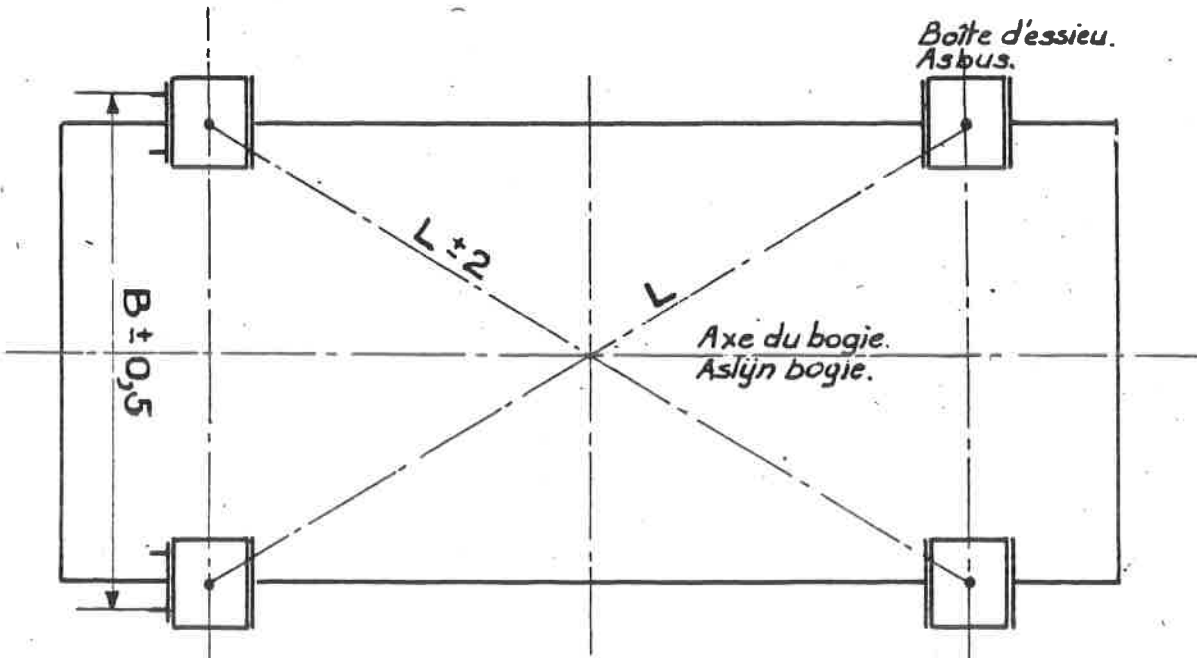


fig. 10

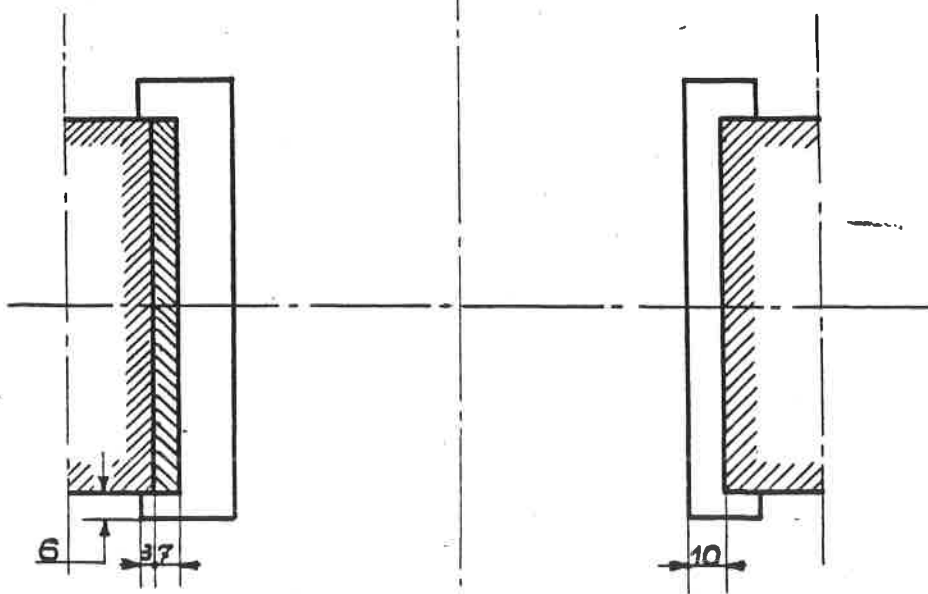


fig. 11

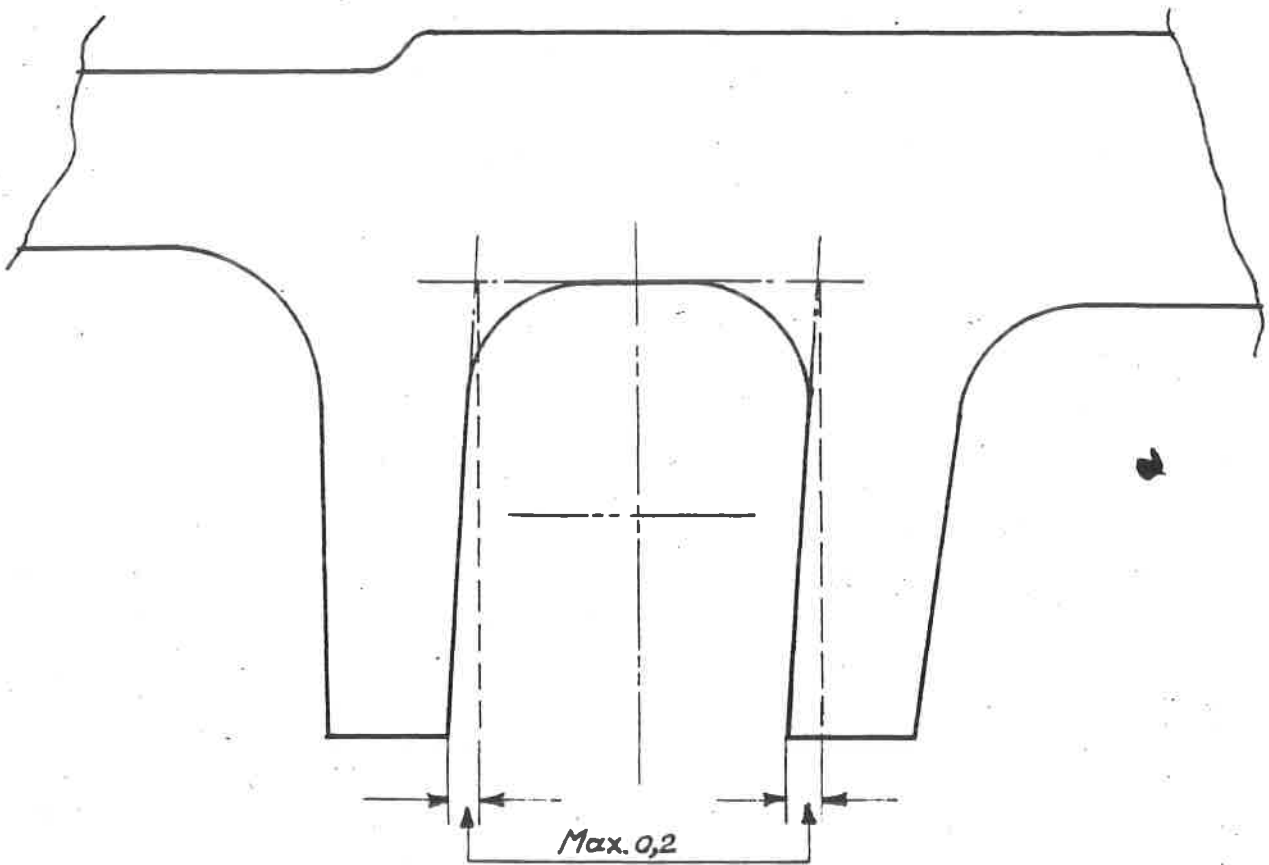


fig. 12

3ème leçon.

12. Trains de roues.

Un train de roues comprend en principe un essieu et 2 roues (fig. 27). Les roues sont calées sur l'essieu. Dans les trains de roues moteurs, une roue dentée est calée sur le moyeu d'une roue ou sur le moyeu des deux roues.

13. Essieux.

Les essieux doivent pouvoir être utilisés en toute sécurité. On utilise de l'acier forgé de haute résistance (55 à 62 kg/mm²).

Ils sont tournés sur toute leur longueur et généralement forés; l'excentration du trou doit être limitée. Les essieux sont terminés par une fusée sur laquelle se calent les roulements (fig. 14).

La naissance de fissures dans l'essieu est très dangereuse car elles conduisent au bris de l'essieu (et parfois au déraillement).

La recherche des fissures éventuelles est donc très importante.

Cinq méthodes existent :

- 1) Examen visuel.
- 2) Le chaulage.
- 3) Le résuage.
- 4) La magnétoscopie.
- 5) Les ultra-sons : des vibrations de fréquence 1 MHz sont appliquées à l'extrémité ou à la périphérie de l'essieu et captées à un endroit bien déterminé. Les oscillations captées sont reçues sur l'écran d'un oscillographe cathodique (fig. 15). L'examen de l'image permet de voir l'existence de fissures ou si le métal est hétérogène.

Cette méthode est encore en plein développement et exige un équipement coûteux.

Des fissures se produisent généralement dans le voisinage de la zone de calage du centre de roue sur l'essieu. Afin de les détecter, il peut être utile de décaler les centres de roues. Vu que la méthode de détection par ultra-sons permet de supprimer ce décalage, elle se justifie quand même du point de vue économique.

2.

14. Centres de roues.

Les roues sont en acier coulé dont la résistance à la rupture est au minimum de 50 kg/mm^2 .

La S.N.C.B. utilise des roues à rayons elliptiques (fig. 16)

Les centres des roues motrices peuvent présenter plusieurs formes particulières adaptées aux conditions de la traction : c'est ainsi qu'on prolonge le moyeu d'un centre pour y caler une roue dentée. Dans d'autres cas, on prévoit des évidements pour y placer les organes d'entraînement. C'est le cas par exemple, de la transmission Sécheron des automotrices 1935 et 1939 (voir plus loin).

Le montage du centre de roue sur l'essieu est exécuté avec tolérances $v_6 H_7$. Cela donne par mm de diamètre une pression de calage de 300 à 700 kg, tandis que la pression de décalage est plus élevée. Elle est donc de l'ordre de grandeur de 100 tonnes.

Lors du calage, l'essieu et l'alésage du centre de roue sont enduits d'huile de lin ou de graphite colloïdal.

Le tableau de la fig. 17 donne les tolérances pour des diamètres compris entre 140 et 250 mm.

15. Engrenages.

L'accouplement entre moteur de traction et essieu est effectué, pour des raisons techniques, au moyen d'engrenages. Le nombre de tours du moteur est réduit suivant un rapport qui dépend des facteurs suivants :

- vitesse du moteur à un régime déterminé
- diamètre de la roue
- vitesse maximum du véhicule.

Le tableau de la fig. 18 donne les rapports d'engrenages des locomotives et automotrices électriques.

Le couple d'engrenages, qui comprend un pignon calé sur l'axe du moteur et une roue dentée calée sur l'essieu du train de roues, est enfermé dans un carter étanche qui en assure le graissage. Pour rendre l'usure égale, le pignon est exécuté en métal du dureté plus élevée (450 Brinell) que celui de la roue dentée (410 Brinell).

Le profil de denture adopté pour la traction est la développante de cercle. L'angle de pression est ordinairement 20° .

Un acier noble, traité thermiquement est choisi pour la roue dentée (résistance à la rupture : 170 à 190 kg/mm²). Afin de prolonger la durée de vie, les dents sont rectifiées.

Le pignon, habituellement un alliage au molybdène est cémenté (sur une épaisseur de 1,5 à 2 mm) et trempé de façon à obtenir une dureté superficielle de 63 à 65 Rockwell C.

A. Montage de la roue dentée.

Le montage des roues dentées élastiques dépend du système de transmission; nous y reviendrons ultérieurement.

Nous nous limiterons ici aux engrenages rigides.

Comme il s'agit d'un serrage avec tolérances u_6/H_7 , la roue dentée est portée à une température bien déterminée (250°C environ). Cet échauffement s'effectue dans un bain d'huile, un four ou par induction. Le calage doit être fait avec soin parce que les roues dentées sont complètement parachevées et que les dents sont rectifiées. Il faut donc absolument éviter le voilage et les déformations.

B. Examen et avaries de la denture.

Les méthodes d'examen sont en principe celles de la recherche des fissures dans les essieux des trains de roues. Mais il faut ajouter ici la mesure de l'usure.

Plusieurs méthodes sont utilisées :

- 1) Au moyen d'un appareil de contrôle spécial, on peut mesurer le profil du flanc de la denture. C'est plutôt une mesure de laboratoire qui est délicate à exécuter sur un engrenage monté (vu les dimensions et le poids).
- 2) Au moyen d'un appareil de mesure portatif on peut mesurer le pas entre flancs semblables de 2 dents consécutives, soit sur la ligne de pression, soit à hauteur du cercle primitif ou d'un cercle concentrique.
- 3) On peut mesurer la corde d'un nombre déterminé de dents au moyen d'un pied à coulisse. Ce nombre peut être déterminé au moyen d'une formule, mais il est d'habitude donné par le fournisseur des engrenages (fig. 19).
- 4) Si on place un rouleau rectifié dans les évidements consécutifs il est possible, au moyen d'un compara-

4.

teur, de faire une mesure d'usure comparative, le train de roues étant placé entre pointes (fig. 20).

- 5) Enfin on peut encore mesurer l'épaisseur de la denture au moyen d'un pied à coulisse spécial (fig. 21).

La méthode la plus utilisée et la plus simple et qui donne d'ailleurs satisfaction est celle reprise sous 3).

Avaries à la denture.

Les facteurs suivants exercent une influence sur les avaries à la denture :

- charge exagérée ou se produisant par à-coups.
- vitesses élevées.
- mauvais alignement des axes.
- matériau hétérogène.
- dureté insuffisante.
- utilisation d'un lubrifiant non adéquat.
- étanchéité insuffisante des carters (introduction de poussières ou saletés).

a) usure.

- usure normale (fig. 22).
- usure par abrasion (fig. 23).
- usure par surcharge (fig. 24).

b) Fluage.

Ceci est caractérisé par la formation de bavures sur les arêtes par suite d'une surcharge ou à cause d'une dureté insuffisante (fig. 25).

c) Collage.

Est généralement la conséquence de la rupture du film d'huile à cause de la viscosité trop peu élevée (fig. 26).

d) Fatigue superficielle (fig. 27).

e) Corrosion (fig. 28).

f) Bris de la dent.

- par surcharge (fig. 29).
- par fatigue (fig. 30).

g) Fissures superficielles.

Généralement causées par un mauvais traitement thermique (fig. 31).

16. Bandages.

Les tolérances sur les surfaces de pose du bandage et du centre de roue sont données dans la fig. 32.

On applique habituellement les jeux x_8 H_9 .

Le bandage est à reprofiler :

- lorsque l'angle du boudin est devenu trop aigu ou lorsqu'il s'y produit une arête tranchante.
- lorsque l'épaisseur ou la hauteur du boudin atteignent la limite d'usure.
- lorsque la surface de roulement présente des plats ou ne possède plus une conicité suffisante.

Grâce à la surépaisseur, on peut reprofiler plusieurs fois.

Dès que l'épaisseur minimum est atteinte, le bandage doit être remplacé à cause du danger de desserrage.

En effet, lorsque l'épaisseur diminue, le bandage devient plus élastique et la tension de serrage entre bandage et centre de roue diminue fortement.

La tension de serrage diminue également lors que le bandage s'échauffe sous l'action de freinages prolongés.

Parfois le bandage se déplace sur quelques cm. Afin de constater facilement de tels déplacements, un repère est placé sur le bandage et le centre de roue. Le personnel spécialisé peut détecter au son un desserrage au moyen de coups de marteau.

Afin d'éviter les inconvénients causés par l'emploi des bandages, la S.N.C.B. a mis à l'essai des roues monobloc en acier coulé de haute résistance et de grande dureté. Ces roues, dont le coût est élevé, n'ont jusqu'à ce jour, pas donné de résultats convainquants.

Les limites d'usure suivantes sont adoptées :

- pour l'épaisseur du bandage :
 - roues porteuses et motrices des bogies à suspension nez : 30 mm
 - roues motrices des automotrices 1935 et 1939 + roues des locomotives : 35 mm
 - creux à la surface de roulement : 5 mm

6.

- boudin :

angle : 14°

épaisseur : 20 mm.

hauteur : > 25 et < 36 mm.

Les améliorations du boudin peuvent se faire sur place, sans démontage du train de roues, tandis qu'un reprofilage complet doit être exécuté sur un tour à roues.

Cours 1271
3^e leçon

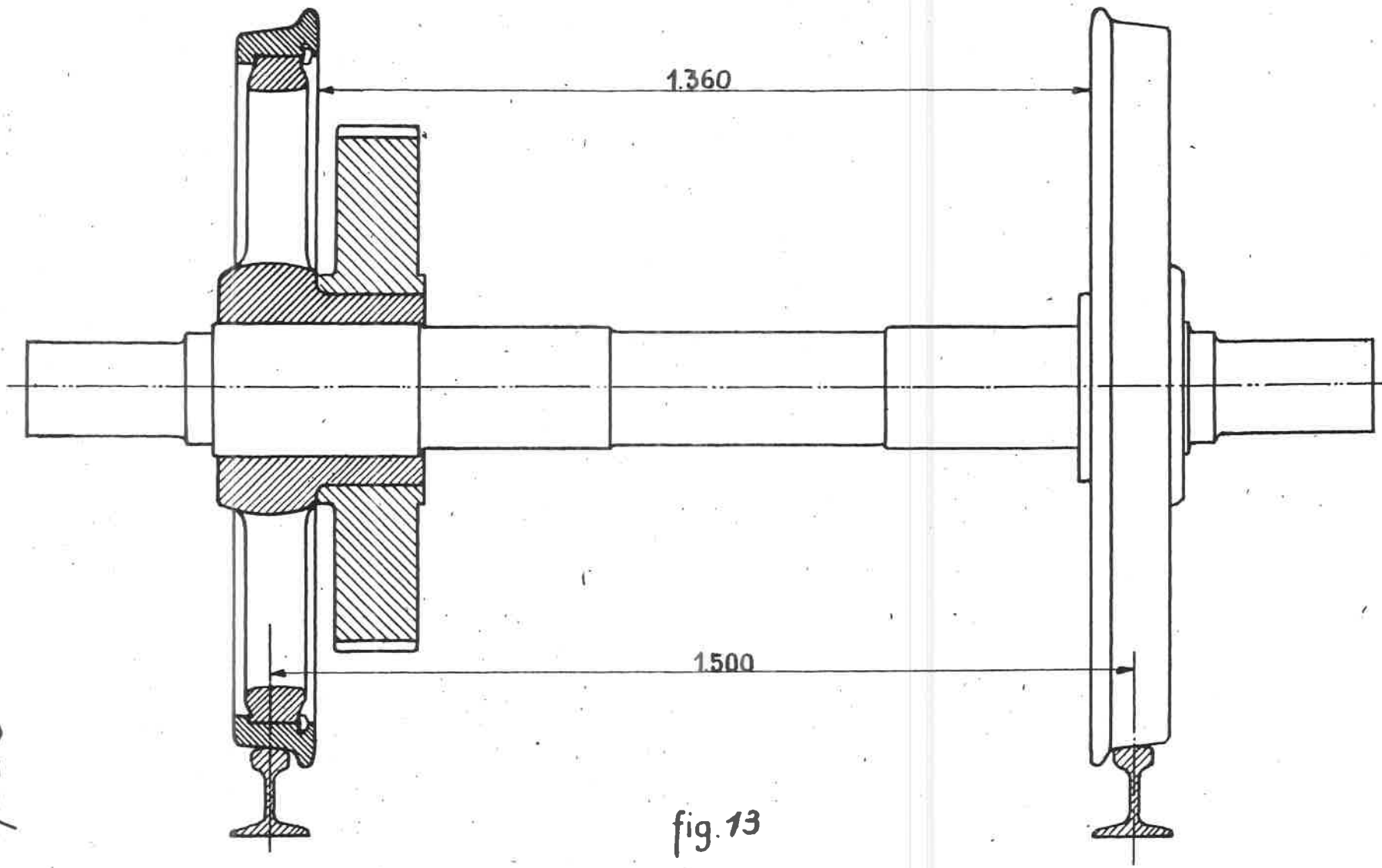


fig. 13

C.1271/2271.
3^eL.

Annexe 6
Bijlage. 6

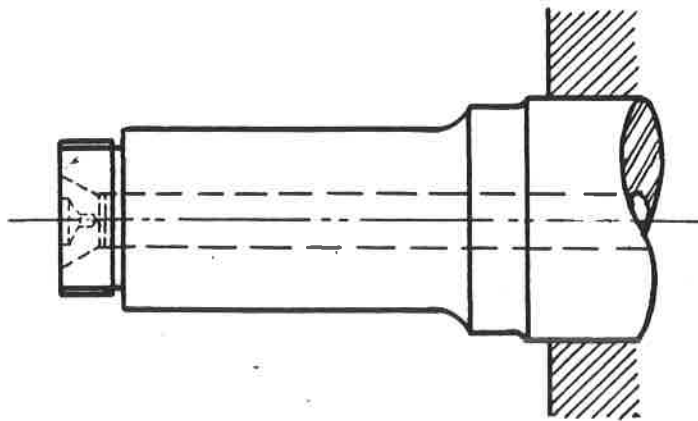
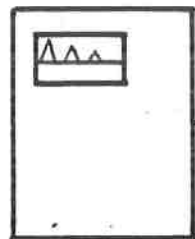


fig. 14



Appareil U.S.
U.S. toestel.

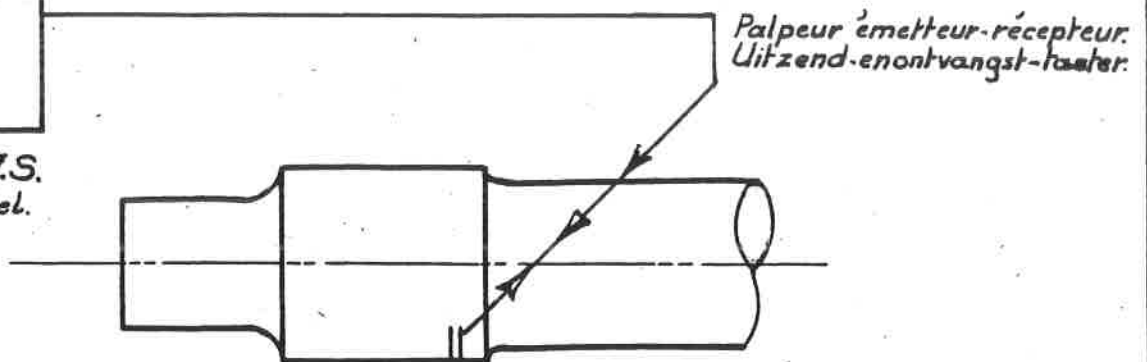


fig. 15.

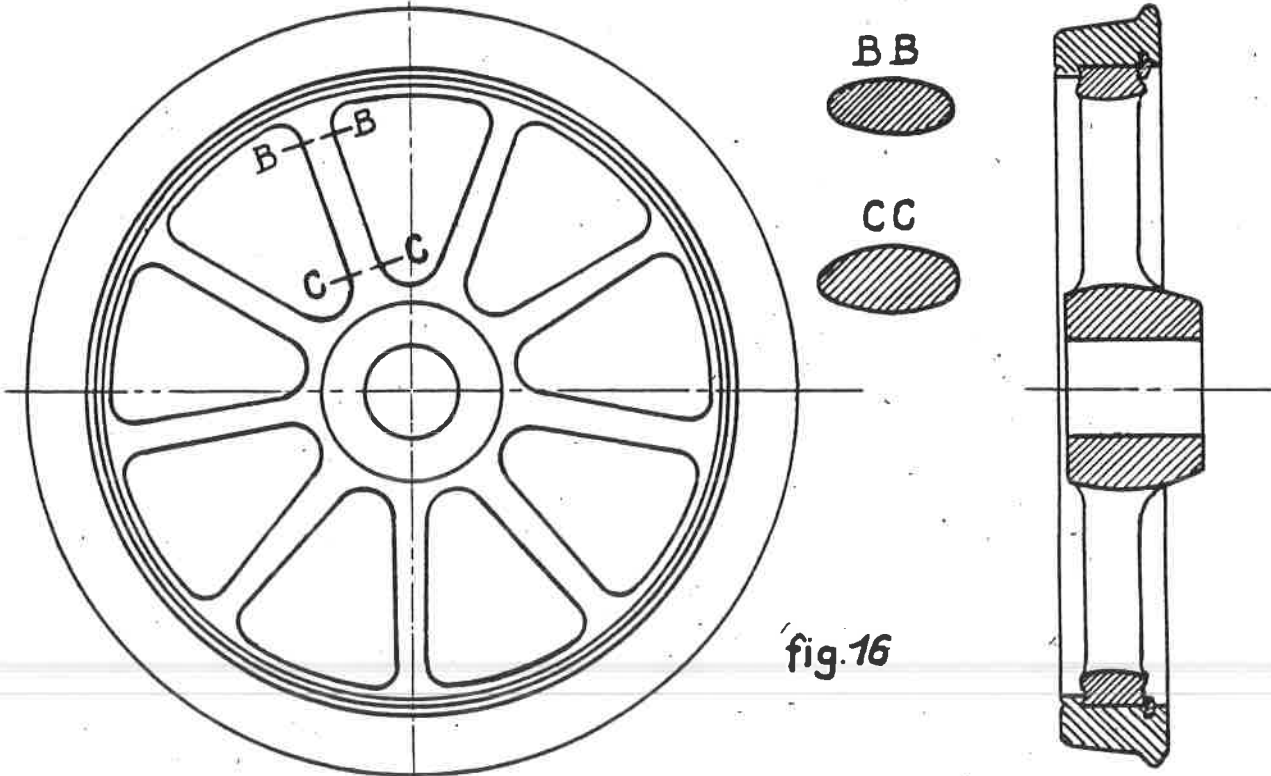


fig. 16

ESSIEU ET CENTRE DE ROUE-AS ENWIELCENTER.

Diametre. Doormeter.		Tolérances. Afwijkingen.		Serrages. Klemmingen.
>140	à-tot 160	v 6 H 7	{ + 253 + 220 + 40 0	0,108 à-tot 0,253
>160	à-tot 180	v 6 H 7	{ + 277 + 252 + 40 0	0,212 à-tot 0,277
>180	à-tot 200	v 6 H 7	{ + 313 + 284 + 46 0	0,238 à-tot 0,313
>200	à-tot 225	v 6 H 7	{ + 339 + 310 + 46 0	0,264 à-tot 0,339
>225	à-tot 250	v 6 H 7	{ + 369 + 340 + 46 0	0,294 à-tot 0,369

fig. 17.

**RAPPORT D'ENGRENAGES DES TRANSMISSIONS.
TANDWIELVERHOUDINGEN DER OVERBRENGING.**

<i>Automotrice type</i> <i>Motorrijtuig type</i>	<i>Nombre de dents.</i> <i>Aantal tanden.</i>		<i>Rapport</i> <i>Verhouding</i>
	<i>Roue dentée</i> <i>Tandwiel</i>	<i>Pignon</i> <i>Rondsel</i>	
1935	69	24	2,87
1939	69	24	2,87
1945	58	31	1,87
1950	64	21	3,04
1951	56	29	1,93
1953 AS.	61	24	2,68
1953 MA.	59	22	2,54
1954	56	15	3,733
1955	51	20	2,55
1956			
<i>Locomotives type.</i> <i>Locomotieven type.</i>			
101	71	21	3,38
120 <i>Rigide.</i> <i>Vast.</i>	88	27	3,259
120 <i>Elastique.</i> <i>Elastisch.</i>	74	23	3,217
121	86	42	2,05
122	87	28	3,107
123			

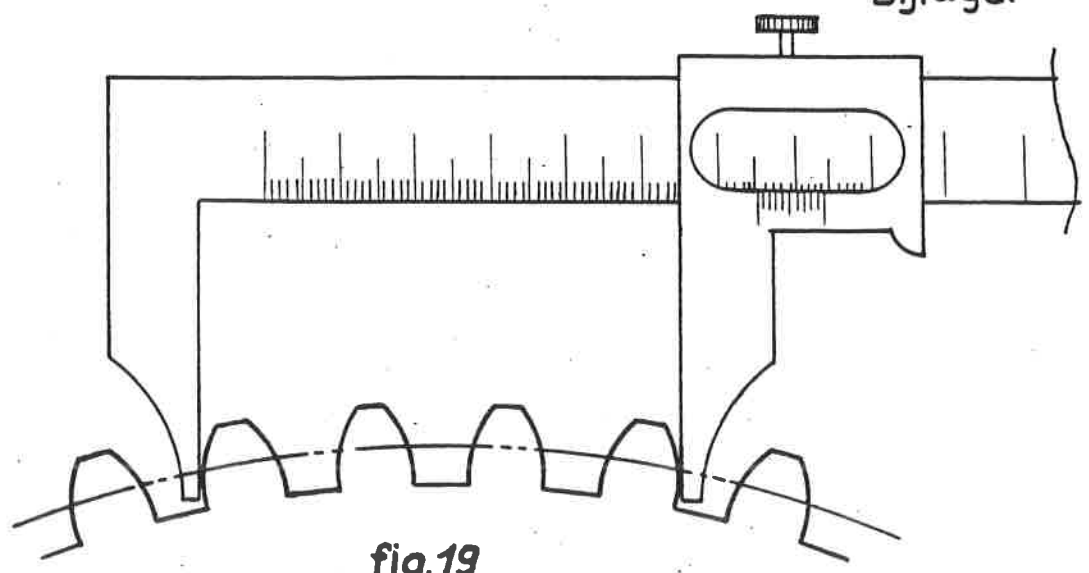


fig.19

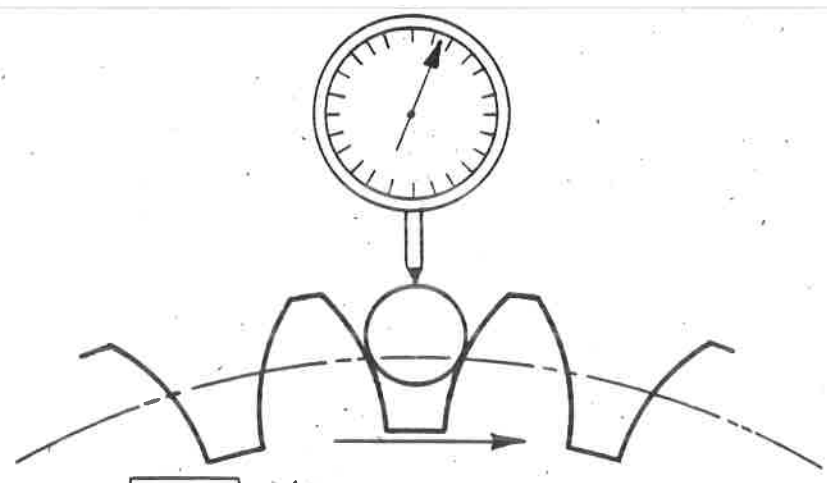


fig.20

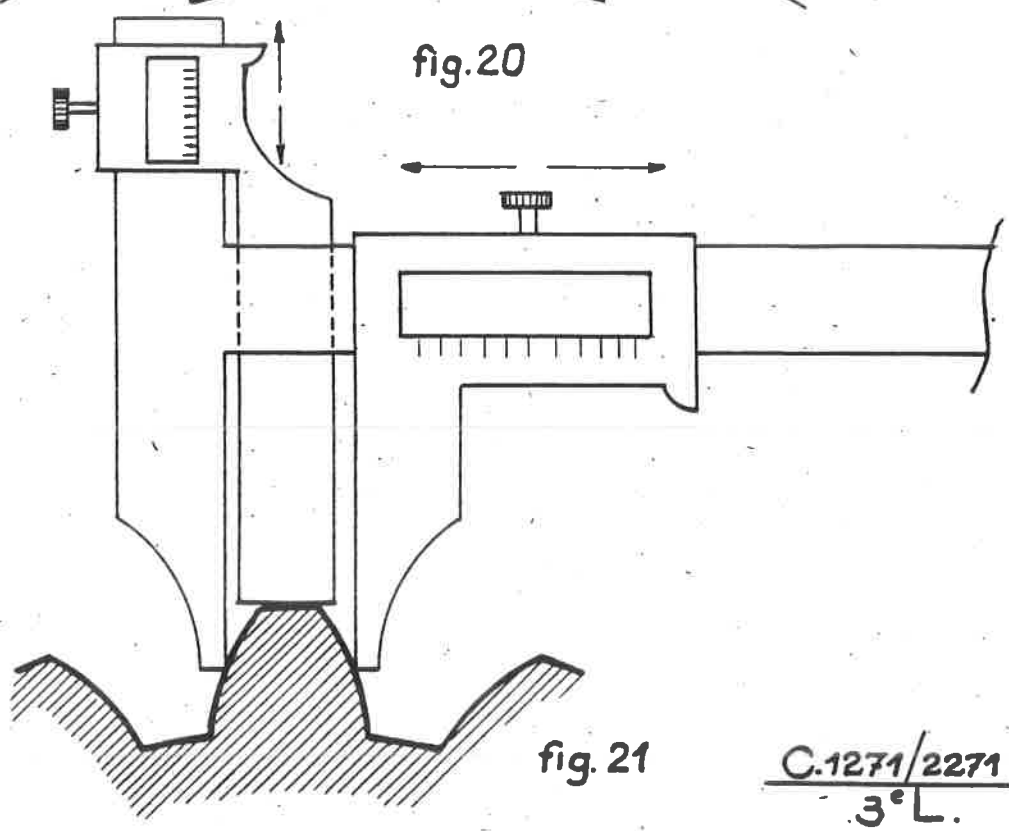
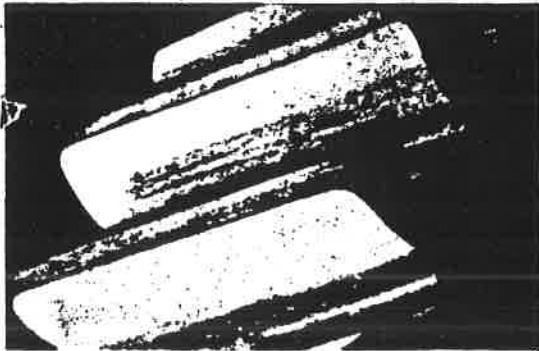


fig. 21



*Usure normale.
Normale sleet.*

fig.22



*Usure par abrasion.
Abrosieve sleet.*

fig.23



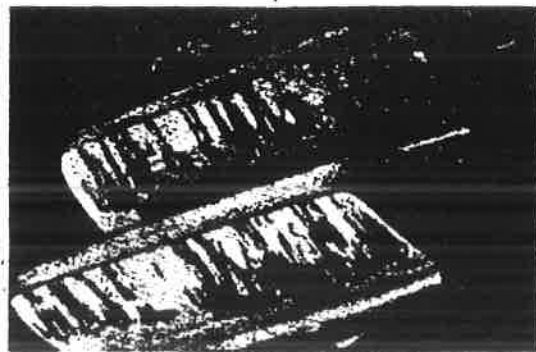
*Usure par surcharge.
Sleet door overbelasting.*

fig.24



*Fluage.
Uitvloeiing.*

fig.25



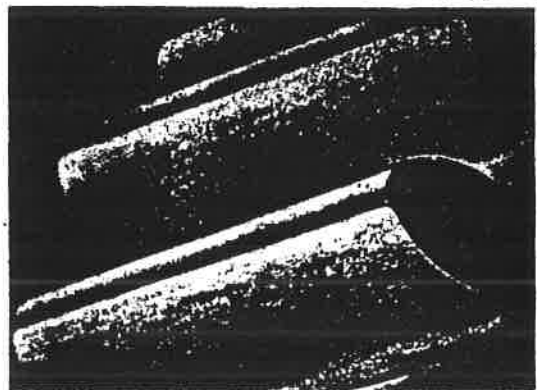
*Collage.
Aansmering.*

fig.26



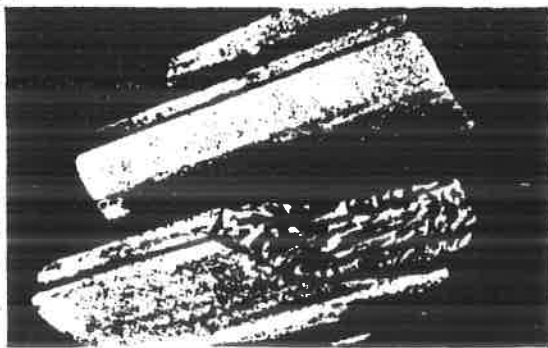
*Fatigue superficielle.
Opperwakte-vermoeidheid.*

fig.27



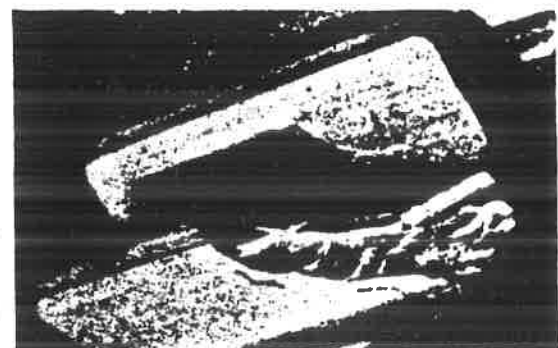
*Corrosion.
Corrosie.*

fig.28



*Bris de dent (surcharge).
Tandbreuk (overbelasting).*

fig.29



*Bris de dent (fatigue).
Tandbreuk (vermoeidheid).*

fig.30



*Fissures superficielles.
Opperwakte-scheuren.*

fig.31

**JANTE ET BANDAGE.
VELG EN WIELBAND.**

Diametre. Doormeter.	Tolérances. Afwijkingen.	Serrages. Klemmingen.	Tolérances. Afwijkingen.	Serrages. Klemmingen.
> 710 à-tot 800	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1430 \\ +1300 \\ + 200 \\ 0 \end{cases}$	1,1 à-tot 1,43	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1130 \\ +1000 \\ + 200 \\ 0 \end{cases}$	0,8 à-tot 1,13
> 800 à-tot 900	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1590 \\ +1450 \\ + 220 \\ 0 \end{cases}$	1,23 à-tot 1,59	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1290 \\ +1150 \\ + 220 \\ 0 \end{cases}$	0,93 à-tot 1,29
> 900 à-tot 1.000	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1750 \\ +1600 \\ + 240 \\ 0 \end{cases}$	1,36 à-tot 1,75	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1450 \\ +1300 \\ + 240 \\ 0 \end{cases}$	1,06 à-tot 1,45
> 1000 à-tot 1.120	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1980 \\ +1800 \\ + 250 \\ 0 \end{cases}$	1,55 à-tot 1,96	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1610 \\ +1450 \\ + 250 \\ 0 \end{cases}$	1,2 à-tot 1,61
> 1.120 à-tot 1.250	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +2170 \\ +2000 \\ + 270 \\ 0 \end{cases}$	1,73 à-tot 2,17	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1770 \\ +1600 \\ + 270 \\ 0 \end{cases}$	1,33 à-tot 1,77
> 1.250 à-tot 1.400	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +2335 \\ +2200 \\ + 300 \\ 0 \end{cases}$	1,9 à-tot 2,385	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +1935 \\ +1750 \\ + 300 \\ 0 \end{cases}$	1,45 à-tot 1,935
> 1.400 à-tot 1.600	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +2700 \\ +2500 \\ + 320 \\ 0 \end{cases}$	2,16 à-tot 2,7	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +2200 \\ +2000 \\ + 320 \\ 0 \end{cases}$	1,68 à-tot 2,2
> 1.600 à-tot 1.800	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +3120 \\ +2900 \\ + 360 \\ 0 \end{cases}$	2,54 à-tot 3,12	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +2520 \\ +2300 \\ + 360 \\ 0 \end{cases}$	1,94 à-tot 2,52
> 1.800 à-tot 2.000	$\begin{matrix} \times 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +3440 \\ +3200 \\ + 390 \\ 0 \end{cases}$	2,81 à-tot 3,44	$\begin{matrix} v 8 \\ H 9 \end{matrix} \begin{cases} +2740 \\ +2500 \\ + 390 \\ 0 \end{cases}$	2,11 à-tot 2,74

fig. 32.

4ème leçon.

17. Boîtes d'essieu.

Les boîtes d'essieu à coussinets, utilisées pour les wagons et voitures sont remplacées sur pratiquement tout le matériel roulant électrique par des "boîtes à roulements" (fig. 33).

Les considérations qui ont amené cette généralisation se résument comme suit :

- les roulements permettent une lubrification à la graisse tandis que les coussinets exigent de l'huile.

La non-étanchéité des boîtes elles-mêmes signifiera dans le 2e cas une perte plus importante de lubrifiant.

- la pénétration de poussière est moindre pour la lubrification à la graisse.

- "les boîtes chaudes" sont devenues rares et leurs conséquences sont plus minimes que pour les coussinets.

- enfin la résistance au frottement (qui est devenue une résistance au roulement) est beaucoup plus faible.

Les boîtes, en acier moulé, peuvent être d'une seule pièce ou en 2 demi-boîtes assemblées par 4 boulons très résistants.

Par boîte d'essieu, on peut placer 1 ou 2 roulements.

On a choisi, pour des raisons techniques, le roulement à "tonnelets" qui se centre automatiquement. Le roulement possède 2 rangées de rouleaux. Toutes les parties, à l'exception de la cage, sont en acier spécial traité thermiquement et rectifiées très finement. Les tolérances sont très serrées et de l'ordre de grandeur du micron.

Les 2 rangées de rouleaux biconiques symétriques, maintenus à distance l'un de l'autre par une cage en laiton ou en bronze, peuvent s'incliner suivant un angle relativement important grâce à la forme bombée du chemin de roulement de la bague extérieure. Les chemins de roulement de la bague intérieure sont munis d'épaulements qui servent de guide aux rouleaux.

Le grand nombre de rouleaux très bien guidés, donne au roulement une capacité de charge très élevée, qui n'est pas influencée par un alignement éventuellement defectueux entre l'essieu et l'alésage de la boîte, grâce aux possibilités de centrage de la boîte.

Cours 1271.

2.

La capacité de charge dans le sens axial est moins grande.

Sur le tout nouveau matériel roulant électrique, on a appliqué une exécution améliorée du roulement (dénommée exécution C par la société S.K.F.) afin d'obtenir une capacité de charge plus élevée sans augmenter les dimensions (fig. 34).

Remarquez dans ce roulement :

- l'absence des épaulements extérieurs sur la bague intérieure ;
- l'épaulement médian est un anneau libre en fonte spéciale, de sorte que l'ensemble rouleaux et cages peut se déplacer légèrement dans le sens axial ;
- la ligne de contact entre rouleaux et chemins de roulement est considérablement allongée.

18. Montage des roulements sur la fusée de l'essieu.

La bague intérieure des roulements de boîte d'essieu a habituellement un alésage conique (conicité = $\frac{1}{12}$) de sorte que le roulement peut être calé d'une façon simple sur la fusée au moyen d'un manchon conique de pression.

Le serrage est fonction du diamètre de la fusée. Par enfoncement du manchon de calage, on réduit le jeu radial entre rouleaux et chemins de roulement. Pour des roulements avec jeu normal, on diminue le jeu de 0,05 à 0,06 mm par 100 mm de diamètre de la fusée, ce qui correspond à un enfoncement du manchon de 0,8 à 1,0 mm.

Le jeu résiduel dépend donc du jeu libre (roulement non placé).

Ce dernier dépend des conditions de travail prévues pour le roulement. C'est la raison pour laquelle on fabrique des roulements à jeu supérieur à la normale; ce jeu est indiqué par C 3 et C 4. On choisit habituellement le jeu C 3 pour les roulements de boîtes d'essieux.

Pour des fusées de diamètre compris entre 100 et 120 mm, on a (fig. 35)

diminution du jeu	: 0,07 à 0,09 mm.
enfoncement du manchon	: 1,1 à 1,4 mm.
jeu résiduel	: 0,065 à 0,080 mm.

La succession des phases de montage des roulements est donnée dans la fig. 36.

En dernier lieu on place un écrou de blocage ou une bague de calage qui empêche tout déplacement du manchon.

Si on doit remplacer ultérieurement un roulement, il suffit de faire reculer de quelques mm le manchon conique de serrage. On peut le faire au moyen d'un écrou de démon-
tage ou encore au moyen d'un écrou hydraulique (fig. 37) commandé par une petite pompe à haute pression.

Pour le reprofilage des bandages, il n'est pas nécessaire de démonter les roulements; il suffit de remplacer le couvercle de la boîte par une plaque perforée qui laisse passer la pointe de centrage du tour à roues. Il faut évidemment prendre toutes précautions pour éviter l'introduction des tournures et des crasses.

19. Avaries aux roulements.

Les principales avaries qui surviennent aux roulements à rouleaux peuvent se résumer comme suit :

- a) écaillage : dû à la fatigue
- b) fissures et bris : causés par une surcharge brutale ou un serrage excessif au montage
- c) empreintes
- d) collages de métal
- e) usure et laminage : peut se produire par introduction de saletés ou de poussière par suite d'une étanchéité imparfaite
- f) formation de cratères ou de nervures : causée par le passage du courant
- g) formation de rouille ou corrosion : due à la pénétration d'humidité dans des roulements restés immobiles
- h) avarie à la cage : généralement causée par un mauvais graissage.

Les avaries les plus fréquentes sont citées en a) b) f) g) et h).

20. Ressorts de suspension.

On utilise deux types de ressorts : le ressort à lames et le ressort hélicoïdal.

Ils sont généralement fabriqués en acier silico-manganeux dont la composition est approximativement la suivante.

4.

0,45 - 0,55 % C; 1,50 - 1,80 % Si; Qn50 - 0,80 % Mn.
on utilise parfois d'autres alliages.

La charge à la rupture varie entre 90 et 175 kg/mm².

L'exécution des ressorts de suspension est telle que le bris de l'un d'eux ne donne pas lieu à conséquences graves.

Dans ce but, la lame maîtresse des ressorts à lames est souvent dédoublée tandis que les ressorts en hélice comprennent souvent deux ou même trois éléments concentriques.

a) Ressort à lames (fig. 38).

Les lames sont nervurées afin de combattre le glissement latéral et elles sont assemblées au moyen d'une bride ou collier de serrage. Le frottement entre lames est élevé de sorte qu'on obtient automatiquement un amortissement élevé.

La rouille et les saletés entre les lames modifient les caractéristiques du ressort qui devient plus dur. C'est pourquoi on enduit les lames de graisse graphitée. La variation de la flèche p à l'état libre (et naturellement aussi sous charge) mesure l'état de fatigue du ressort.

b) Ressorts en hélice (fig. 39).

On utilise généralement une barre ronde. Les extrémités sont rendues planes, parallèles et perpendiculaires à l'axe du ressort.

Les ressorts en hélice ne possèdent pratiquement aucun amortissement. On remédie parfois à cet inconvénient en plaçant un amortisseur séparé (par ex : hydraulique); on utilise également le caoutchouc sous forme de Silentbloks (voir plus loin les bogies type Alsthom et Schlieren).

Une grande flexibilité par tonne est avantageuse car une inégalité bien déterminée de la voie n'aura qu'une influence minime sur la charge des roues de sorte que les chances de déraillement seront réduites.

La distance a entre spires mesure l'état de fatigue du ressort. Si sous charge, les spires viennent en contact, il faut remplacer le ressort.

21. Timonerie de frein.

La timonerie de frein d'un bogie est exécutée à partir d'un schéma soigneusement étudié.

a) Représentation schématique.

La fig. 40 donne le schéma de la timonerie de frein du bogie d'une automotrice double, c'est-à-dire d'un bogie à 1 roue motrice et 1 roue porteuse.

La direction exacte et la valeur des efforts de freinage sont obtenues par un jeu de leviers parfois compliqué et qui demande en tout cas beaucoup d'articulations.

Pour les roues porteuses, on prévoit des "triangles de frein" dont les extrémités portent les supports des semelles de frein.

Cette disposition est impossible pour les roues motrices à cause de l'encombrement du moteur. On utilise ici des barres de liaison placées à la partie inférieure et de chaque côté de chacune des roues.

Il est prévu un certain nombre de trous de réglage dans ces triangles de liaison (aussi bien pour les roues porteuses que motrices); ces trous servent à la compensation de l'usure du bandage après chaque reprofilage.

L'usure normale entre 2 reprofilages ainsi que l'usure des semelles de frein sont automatiquement rattrapées par l'appareil SAB.

b) Exécution.

Les semelles de frein, en fonte spéciale ne pouvant contenir des plages dures, sont divisées en 2 parties pour des raisons techniques et économiques (fig. 41); elles sont suspendues aux balanciers de frein.

L'inclinaison exacte des semelles de frein peut être obtenue par emploi d'une coulisse de réglage.

Afin d'obtenir, dans toutes les conditions, un fonctionnement impeccable de la timonerie de frein, toutes les articulations possèdent un jeu important (H 11 - a 11). Ce jeu important favorise, par suite de fortes trépidations pendant la marche du véhicule, lorsque le frein n'est pas serré, l'usure des articulations. Pour la réduire le plus possible on utilise des bagues d'usure en acier C 15, cémenté et trempé et placées avec serrage dans les balanciers et tringles de frein. Les pivots des articulations sont traités de la même façon. Cependant, là où la résistance mécanique l'exige, on utilise de l'acier C 40 traité thermiquement.

Le jeu important de la timonerie de frein exige parfois le placement de frottoirs spéciaux qui combattent

6.

le désaxement des semelles de frein vers l'extérieur de la roue. Ce désaxement est caractérisé par un recouvrement incomplet du bandage, de sorte qu'il se forme un rebord à la semelle qui, en plus d'une usure prématurée de la semelle, met la sécurité en danger.

22. Calage du pignon sur l'axe du moteur de traction.

Tous les pignons ont un alésage conique.

Sur le matériel ancien, une clavette rectangulaire donne une sécurité supplémentaire (fig. 42). La pratique a démontré que ce montage donne plus d'inconvénients que d'avantages.

En effet, les dégâts provoqués à l'axe du moteur par suite d'un ajustage insuffisant de la clavette et de l'axe ou par suite d'un échange de pignon, ont fait adopter pour les pignons du nouveau matériel le calage par serrage uniaxial.

Le bout d'axe conique est adapté (par rodage) à l'alésage du pignon. Le pignon est chauffé par bain d'huile ou dans un four ou encore par induction, à une température de 120 à 130° C. Immédiatement après placement sur l'arbre du moteur, on place un disque de blocage qui empêche le déplacement du pignon pendant son refroidissement et qui assure ainsi son serrage sur le bout d'arbre.

L'enlèvement d'un pignon peut se faire de plusieurs façons différentes. La méthode la plus simple est la méthode hydraulique (fig. 43) utilisée sur le matériel moderne.

Parfois le pignon est pourvu d'une partie filetée qui sera utilisée en cas d'insuccès de la méthode hydraulique (une pression d'huile suffisante ne pouvant être obtenue). Ceci se produit lorsque le pignon s'est légèrement déplacé en service.

23. Suspension du moteur sur l'essieu.

Cette suspension est nécessaire :

- 1) pour conserver constante la distance entre pignon et roue dentée
- 2) pour porter partiellement le poids du moteur.
Dans la suspension par le nez, le moteur est suspendu sur l'essieu pour 50 % de son poids propre.

Chaque coussinet comprend 2 coquilles en bronze ou en acier garnies d'un métal antifriction, du type M 1 (épaisseur de la couche : 2 mm environ), enfermées dans les paliers lors du placement du moteur dans le bogie.

Les coussinets ne supportent pas seulement la charge radiale mais également les réactions latérales. Ils sont donc pourvus d'une collerette (fig. 44). Le coussinet côté carter est muni d'un joint en cuir. Parfois on le prévoit aussi côté collecteur. L'alésage des coussinets ne peut être cylindrique sur toute sa longueur afin d'éviter la charge sur les bords et les échauffements locaux.

La fig. 45 donne quelques exécutions de coussinets.

Le jeu radial varie entre 0,5 et 1,5 mm suivant le diamètre et l'état d'usure, tandis que le jeu latéral peut aller de 1 à 4 mm.

Le graissage est assuré par des mèches ou des tampons en feutre qui frottent contre l'essieu et qui sucent l'huile des paliers.

L'essieu, à l'endroit de la portée des coussinets, doit être rectifié, honné ou galeté.

Les avaries les plus fréquentes des coussinets sont :

1. le décollement du matériel antifricction.

La fixation du métal à sa coquille peut être mécanique (rainures en queue d'aronde dans les coquilles en même temps que chimique, ou exclusivement chimique. Dans ce dernier cas, les coussinets sont garnis de préférence par centrifugation.

2. formation de fissures superficielles et écaillage.

3. le ramollissement, le suréchauffement ou la fusion, par suite d'un défaut de graissage, d'insuffisance de portée ou de charge par à-coups.

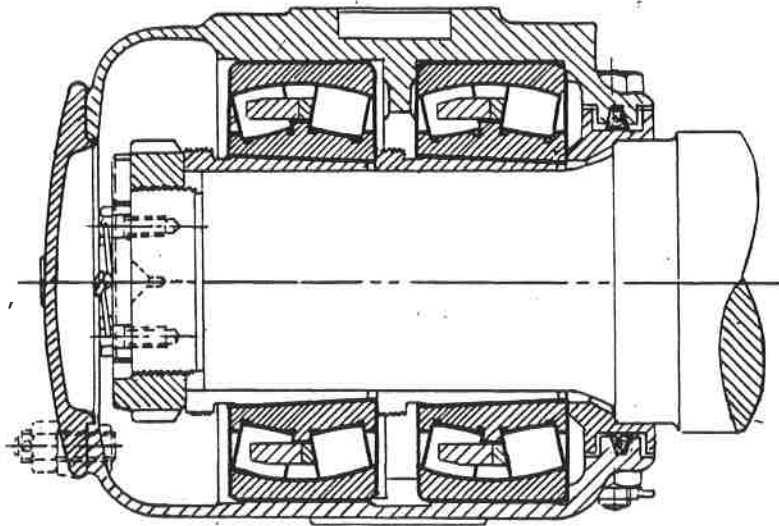


fig.33

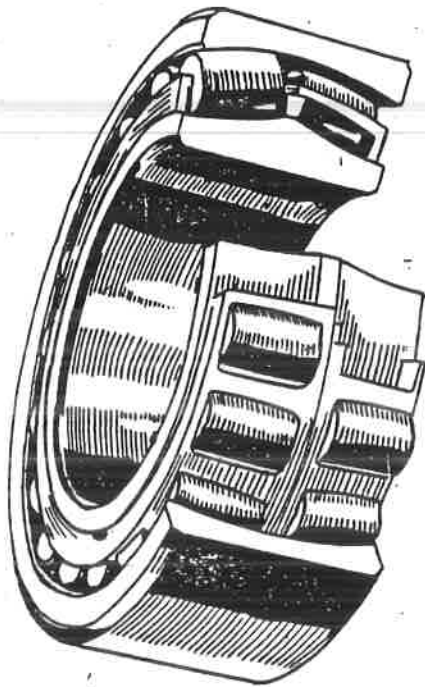


fig.34

Alésage
du roulement ¹⁾
Uitboring
van het Lager ¹⁾

mm.

Réduction du jeu
au montage
Vermindering der speling
bij opstelling

mm.

Jeux minimum après
montage.
Minimum speling
na opstelling.

mm.

au-dessus de. boven de.	jusqu'à inclus. tot en met.	mini.	maxi.	
(80) -	100	0,06	0,07	0,05
(100)	120	0,07	0,09	0,07
(120)	140	0,08	0,10	0,08
(140)	160	0,09	0,12	0,09
(160)	180	0,10	0,14	0,10

¹⁾ Le plus petit diamètre de l'alésage conique.
De kleinste diameter der kegelvormige uitboring.

fig.35

D. 237096. 12. 63 (25)

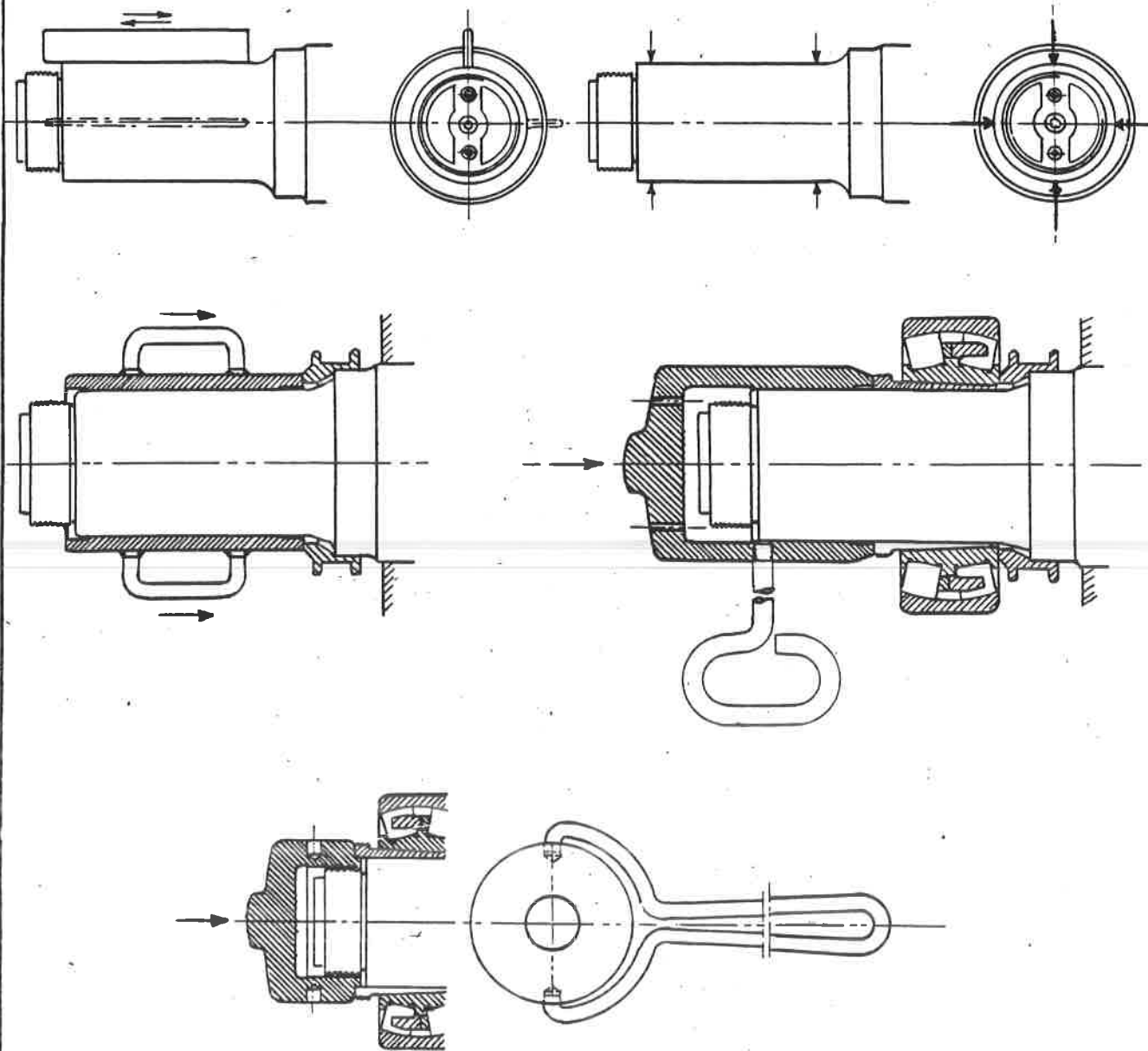


fig.36.

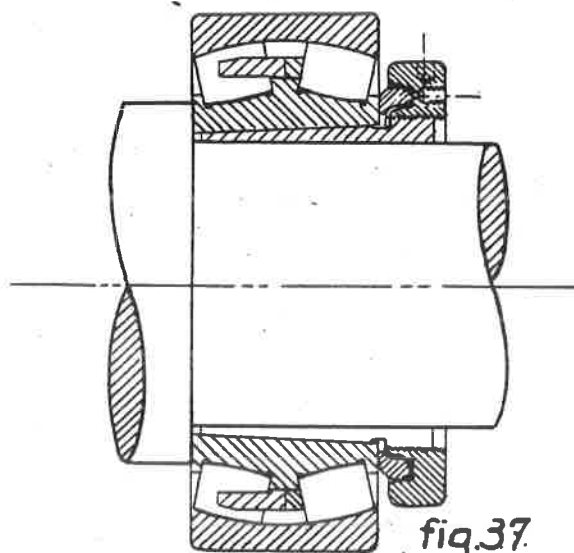


fig.37.

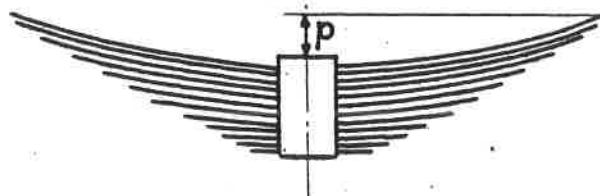


fig. 38

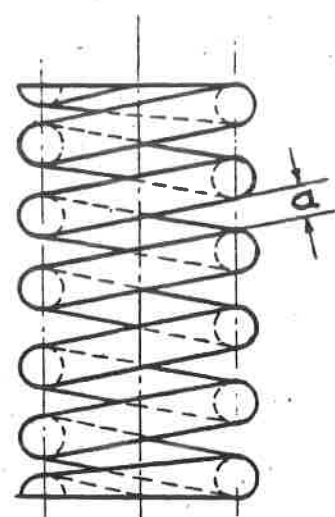


fig. 39

Annexe 17
Bijlage.

fig 39

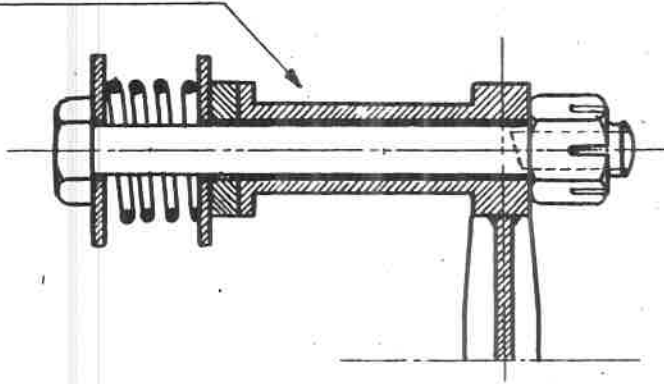
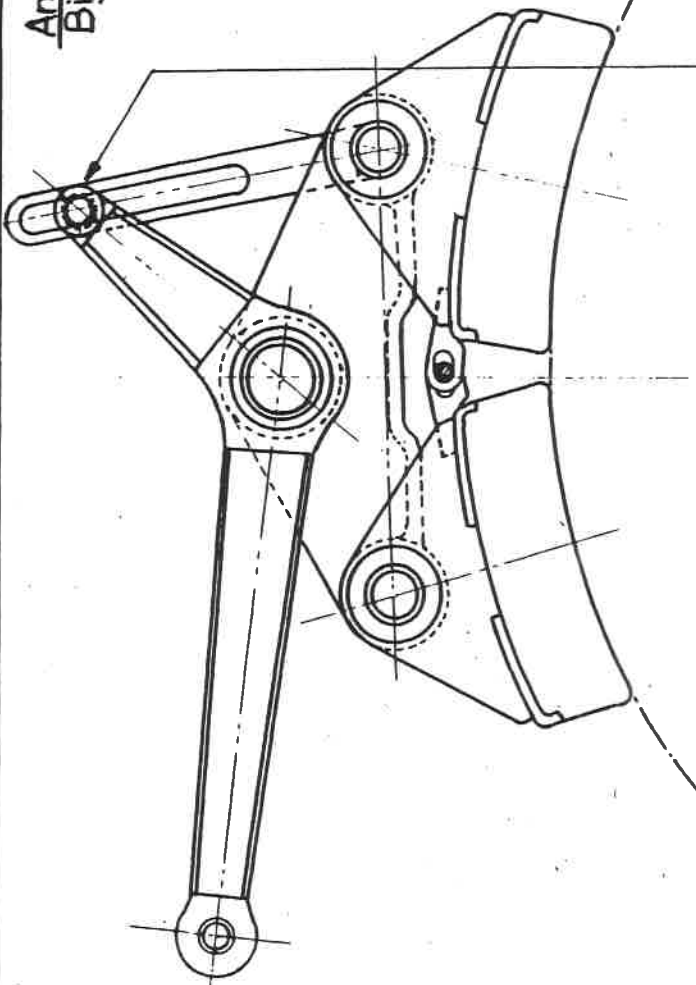
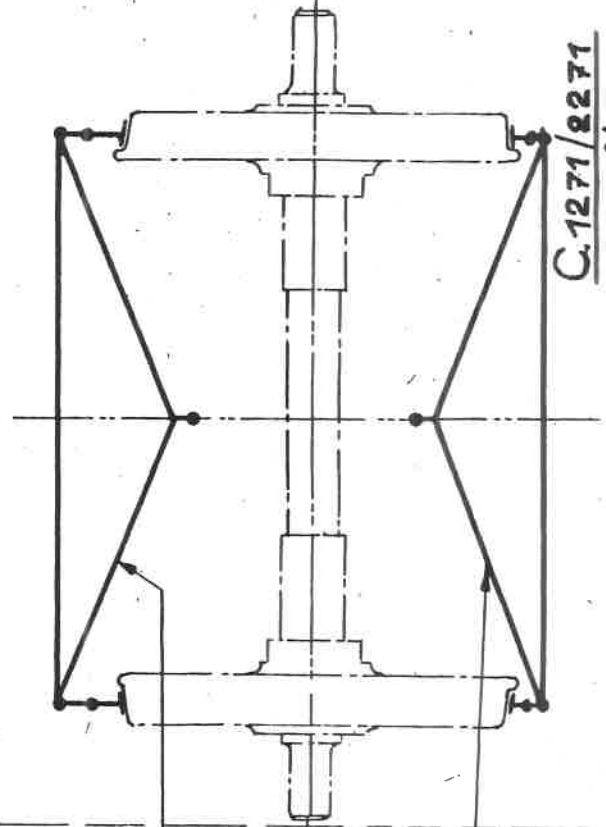
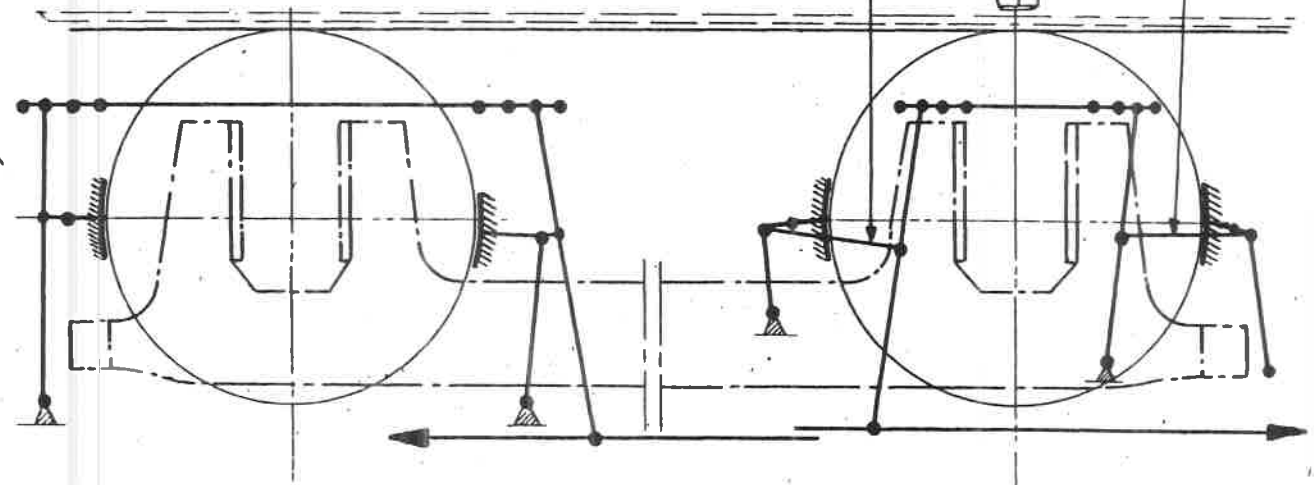


fig 40



C.1271/2271
4°L.

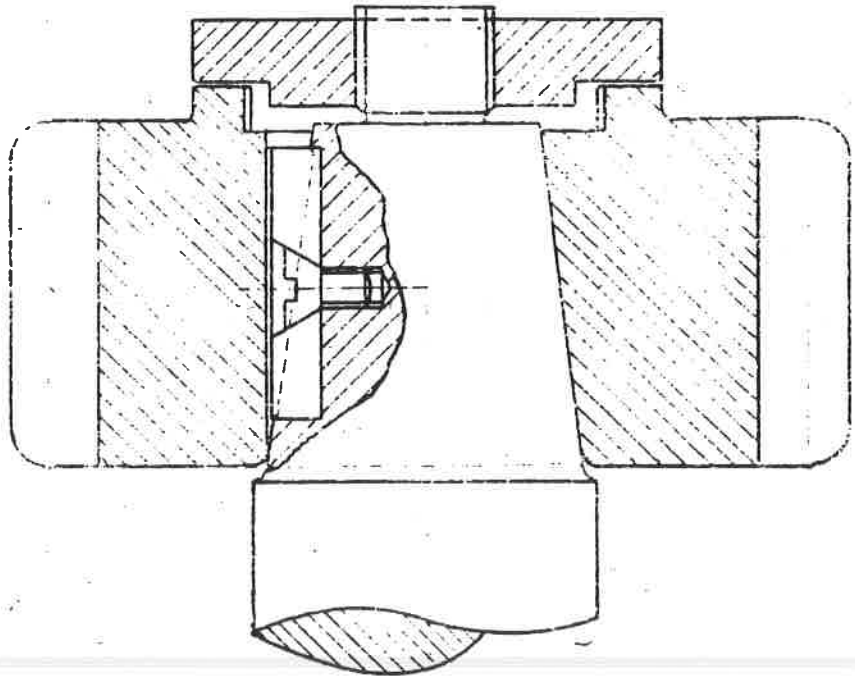


fig.42

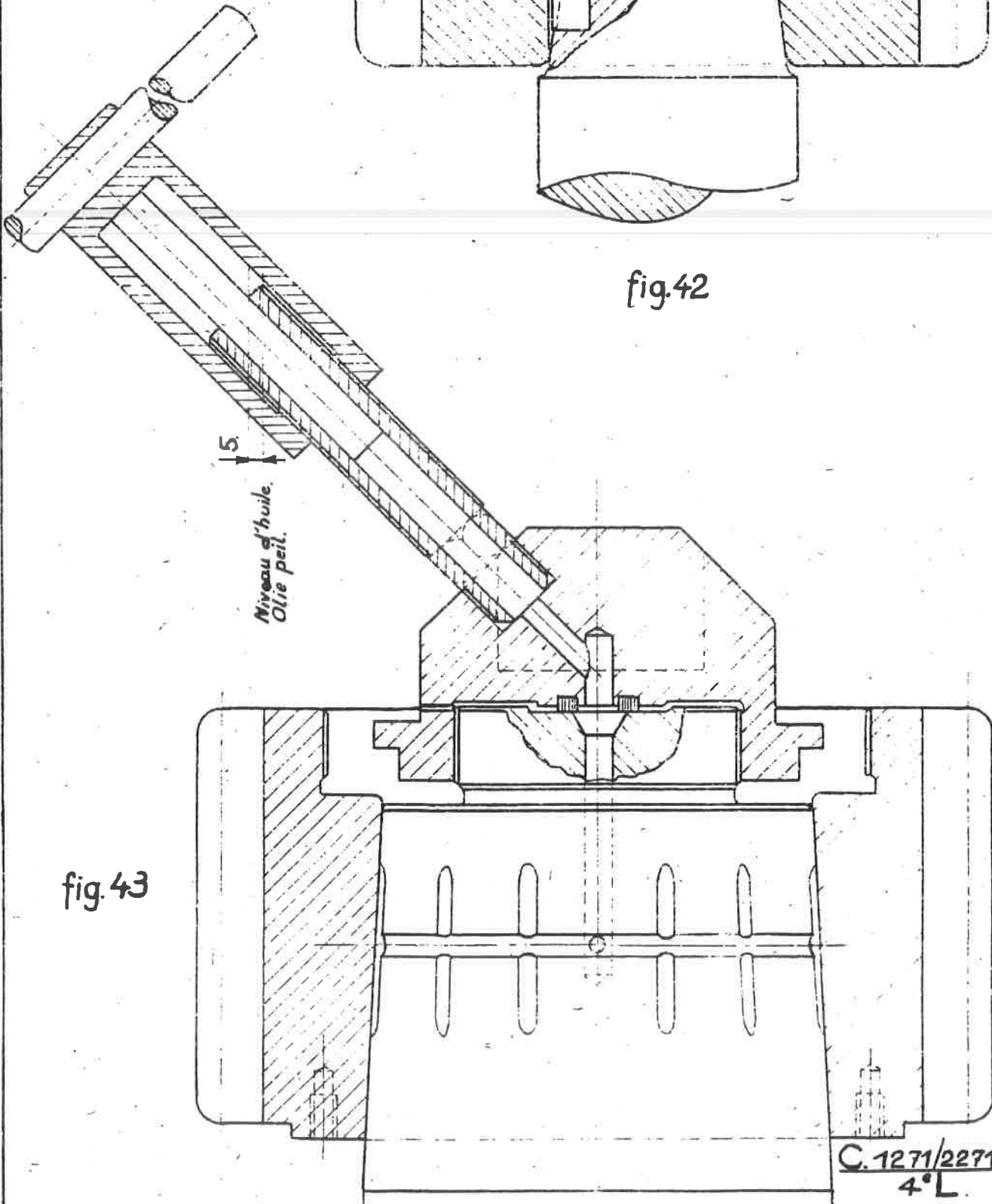


fig.43

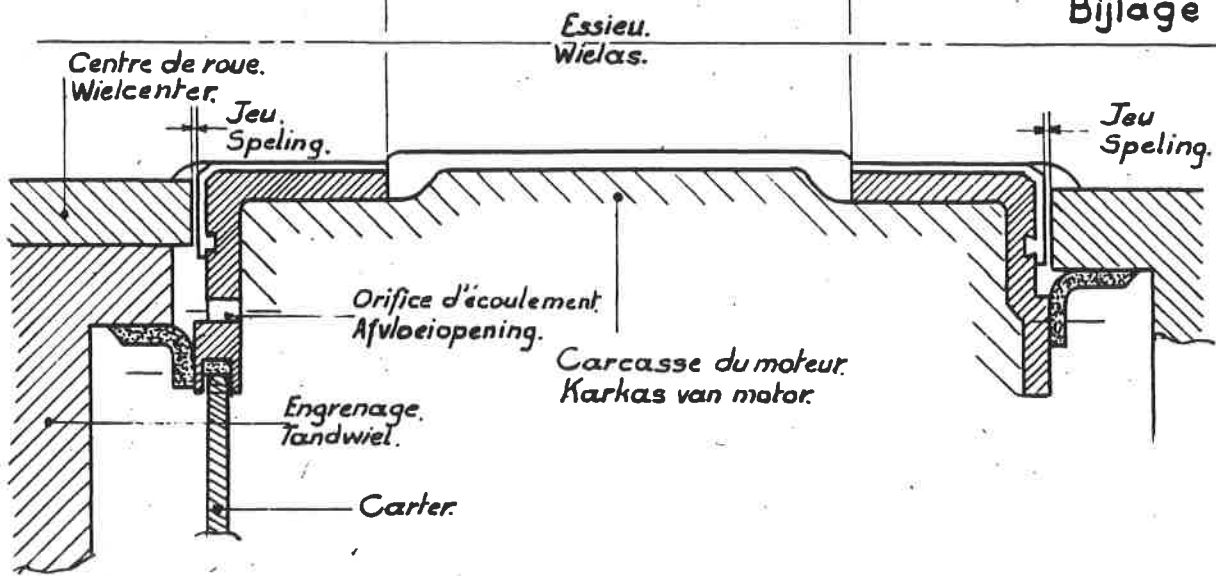


fig.44

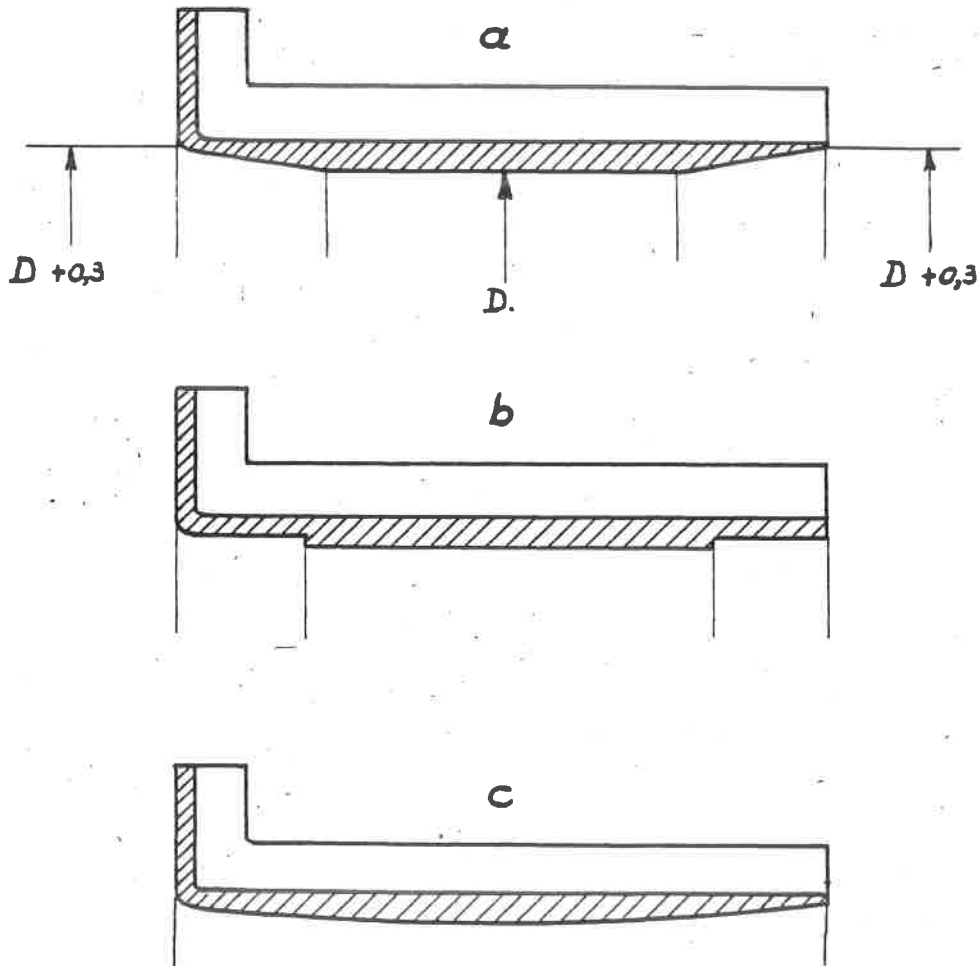


fig.45

5ème leçon.

24. Systèmes de transmission du matériel roulant électrique de la S.N.C.B.

Nous avons vu que les moteurs de traction sont installés dans les bogies.

En traction électrique, chaque bogie ayant 2 essieux, nous ferons une distinction entre 3 types d'exécution.

- 1 - les bogies à 2 essieux porteurs (aucun moteur n'y est installé); ce sont les bogies porteurs classiques.
- 2 - les bogies à 1 essieu porteur et 1 essieu moteur (un seul moteur y est installé); ils se trouvent sous les automotrices types 1945 à 1956) à l'exception de l'automotrice 1951.
- 3 - les bogies à 2 essieux moteurs (2 moteurs y sont installés); appliqués sur les automotrices 1935, 1939 et 1951 ainsi que sur toutes les locomotives.

Nous ne parlerons dans ce qui suit que des bogies moteurs.

- Le poids du moteur peut être complètement suspendu au châssis de bogie; on l'appelle moteur à suspension élastique totale. Le moteur suit donc tous les mouvements du châssis de bogie. Comme d'autre part l'essieu conserve en hauteur, par rapport à la voie, une position invariable, il doit y avoir une liaison élastique entre l'axe du moteur et l'essieu. Cette liaison a donné naissance à divers systèmes parmi lesquels la S.N.C.B. a adopté :

- a - le système Sécheron
- b - le système Brown-Boveri (transmission à disques)
- c - le système ACEC (transmission à engrenages).

- Le poids du moteur peut n'être suspendu que partiellement au châssis de bogie, pour 50 % en général; les autres 50 % reposent directement sur l'essieu.

Par suite de la forme quelque peu caractéristique de sa carcasse, un tel moteur est dénommé : moteur à suspension par le nez.

25. La transmission Sécheron (fig. 46).

a. Description.

Autour de l'essieu (1) sur lequel sont calés les centres de roue (2) et (3), est placé un essieu creux (4)

2.

muni d'un moyeu (5) sur lequel est calée à chaud une couronne dentée (6). Cette couronne dentée a été soigneusement rectifiée après traitement thermique, lui assurant ainsi une durée de vie maximum. Il est ainsi possible de faire 3.000.000 km sans usure importante. Afin d'augmenter l'insonorisation on a adopté une denture inclinée à 5°.

Le moteur de traction est centré sur 2 coussinets (10) et son pignon engrène avec la couronne dentée (6) qui tourne dans un bain d'huile.

L'étanchéité entre le carter d'engrenages d'une part, le moyeu de la roue dentée, et le coussinet d'autre part est assurée par des joints en cuir et en feutre.

L'accouplement élastique entre l'arbre creux et les roues est obtenu par 6 ressorts hélicoïdaux (7) pour chaque roue, vissés dans des supports spéciaux simples (8) fixés au centre de roue par des boulons coniques et dans des supports doubles (9) fixés d'un côté sur le flasque de l'arbre creux et de l'autre côté sur le moyeu de la roue dentée.

Le montage des ressorts dans leurs supports est représenté à la figure 47; la figure 48 montre la fixation du moteur et le réglage du jeu entre arbre creux et essieu.

b. Fonctionnement.

Suivant le sens de marche, un ressort déterminé est tendu ou comprimé entraînant la roue. Pendant la rotation les ressorts sont en plus soumis à des forces centrifuges. On voit donc que les ressorts Sécheron sont fortement chargés. Le remplacement des ressorts brisés grève fort les frais d'entretien de ce système.

Un déplacement vertical de l'arbre creux par rapport à l'essieu est possible vu le jeu total de 56 mm. Ce dernier est réparti en 2 x 28 mm sous 0,7 x la charge maximum de la voiture.

Sous charge variable, la répartition des jeux varie (fig. 49). L'excentricité de l'arbre creux par rapport à l'essieu varie ainsi de 43,5 à - 1,5 mm, soit un déplacement total de 5 mm.

La charge maximum étant 10 t, la flexibilité en mm/t est $\frac{5}{10} = 0,5$ mm.

Cela signifie qu'une inégalité de 4 mm dans la voie produit une variation de la charge de $\frac{4}{0,5} = 8$ tonnes ce qui est déjà important.

Le déplacement extrêmement petit de 5 mm, qui est imposé pour assurer le bon fonctionnement du système a pour conséquence la rigidité de la suspension primaire sur les automotrices 1935 où la transmission Sécheron est appliquée de cette façon. Le confort en souffre. Pour y remédier, les automotrices 1939 ont été munies d'un faux châssis ou châssis double :

- le premier châssis porte la caisse via l'habituelle suspension secondaire et reporte la charge par l'intermédiaire de ressorts hélicoïdaux sur les sommiers qui reposent sur les boîtes d'essieu.
- le second châssis, également suspendu sur les boîtes d'essieu au moyen de ressorts à lames, porte les moteurs de traction.

Le confort est ainsi remarquablement amélioré, mais au prix d'une construction plus compliquée et plus lourde (poids du bogie moteur type 1939: ..48. t contre 45. t pour le bogie type 1935).

26. Le système Brown-Boveri à transmission à disques.

Une roue dentée fixe (1) (fig. 50) est calée sur l'essieu (2). Le pignon (3) est monté dans le carter (4) sur 2 roulements à rouleaux (5) dont le graissage est assuré par l'huile de graissage des engrenages. Le carter même repose sur l'essieu par 2 roulements à rouleaux (6) et est suspendu au châssis de bogie au moyen d'une bielle munie de Silent-blocs. Le bon état de la fixation est d'une importance capitale pour la conservation de la transmission.

L'accouplement élastique entre le pignon et le moteur est assuré par un arbre à cardan (7) qui traverse l'axe de l'induit du moteur et qui est relié par 2 disques élastiques (fig. 51) à l'axe de l'induit d'une part et au pignon d'autre part.

L'accouplement et la transmission du couple moteur est réalisé comme suit :

- Un tube (8) muni d'un entraîneur (9) est monté à serrage dans l'axe creux de l'induit. L'entraîneur est fixé par 6 boulons à un disque élastique (10), dont l'épaisseur diminue vers son centre. Pour augmenter l'élasticité, la partie centrale est découpée.

Perpendiculairement à l'entraîneur(9) un second entraîneur (10) est fixé sur le disque. Cet entraîneur forme un tout avec l'arbre de torsion (7).

4.

L'autre extrémité de cet arbre est munie d'un entraîneur (12) relié à un second disque élastique (13) sur lequel est fixé un dernier entraîneur (14) qui forme un tout avec l'axe (15) du pignon.

Bien que le moteur soit fixé rigidement au châssis de bogie dont il doit donc suivre chaque déplacement en quelque sens qu'il soit, cette transmission réportera le couple moteur par l'intermédiaire de l'arbre de torsion et des disques élastiques, au pignon et ce sans frottement et sans perte de vitesse.

Le système de transmission ne demande aucun graissage, n'a pas d'usure et assure un fonctionnement parfait du couple d'engrenages. Le carter ne doit pas seulement servir de réservoir à huile, mais doit pouvoir résister aux réactions du couple moteur. L'ensemble demande un parachèvement soigné et un montage précis. Ce système est appliqué sur les 3 locomotives type 121.

27. Le système A.C.E.C. (transmission à engrenages) (fig. 52).

En principe ce système est le même que le précédent. Cependant, l'arbre à cardans à disques élastiques de grand diamètre est remplacé par un arbre à cardans à disques dentés de diamètre réduit.

Cette transmission à engrenages demande bien sûr un graissage soigné afin d'éviter tout grippage. Elle est appliquée sur la locomotive électrique type 124.

Remarque. - Un des grands avantages des 2 systèmes précédents est l'absence de coussinets d'appui du moteur sur l'essieu. Cela signifie une simplification dans l'exploitation vu que de tels coussinets demandent un appoint de graissage à cause des fuites.

La perte d'huile est d'autre part une cause du rapide salissement du bogie et de ses accessoires.

La perte d'huile du carter est ici pratiquement exclue complètement.

28. Moteur à suspension par le nez.

A part le matériel électrique dont il a été question ci-dessus, notamment les automotrices type 1935 et 1939 et les locomotives type 121 et 124, tous les moteurs de traction de tout le matériel sont à suspension par le nez.

a. Description (fig. 53).

Le moteur (1) repose :

- d'une part sur l'essieu (2) par des coussinets (3) en bronze ou en acier, garnis de métal blanc et graissés à l'huile par des mèches ou des tampons en feutre (4) placés dans les paliers (5) ;
- d'autre part, par un nez (6) venu de coulée, sur un nid de ressorts (7) qui repose à son tour sur les appuis (8) d'une traverse intermédiaire dubogie.

En cas de bris ou de perte de ressorts, un nez de sécurité (9) empêche que le moteur tombe dans la voie et ne provoque un déraillement.

On voit que le poids du moteur est porté pour 50 % par l'essieu qui lui transmet donc les inégalités et les chocs de la voie et pour 50 % par le châssis de bogie.

Dans ce système la distance entre axe du moteur (axe d'induit) et l'essieu ne varie pas (à comparer avec le système Sécheron).

Le pignon (10) engrène avec une roue dentée (11). Un carter (12) sert de protection et de réservoir d'huile pour le graissage des engrenages.

b. Les diverses exécutions des engrenages.

1. Transmission unilatérale .

Les essieux moteurs de toutes les automotrices sont pourvus d'un engrenage fixe.
Les essieux moteurs des locomotives type 122 et 123 sont pourvus d'un engrenage élastique (fig. 54) :

- un moyeu (1) muni de 5 évidements qui permettent l'enlèvement de la couronne dentée est calé sur le centre de roue.
Une couronne dentée (2) munie de 5 expansions (3) est fixée sur le moyeu par 10 axes creux (4) entourés d'un Silent-blocs (5). L'élasticité de l'accouplement est réalisée par le caoutchouc des Silentblochs; la couronne dentée est placée à jeu glissant sur les épaulements (6) du moyeu.

2. Transmission bilatérale.

Chaque essieu des locomotives électriques type 101 possède 2 engrenages élastiques. Chaque moteur a donc 2 pignons, un sur chaque bout d'axe.

Une coupe partielle de cet engrenage élastique est donnée à la figure 55.

6.

Sur le centre de roue (1) est fixée une couronne (2) réglable munie de 5 évidements. Des boulons (3) à grand jeu permettent l'alignement des dentures des 2 engrenages de façon à assurer leur entraînement simultané .

Une couronne dentée (4) est montée à glissement sur la surface portante (5) du centre de roue et sur celle d'un flasque (6) fixé de l'autre côté.

L'accouplement élastique entre la couronne dentée et la couronne réglable (2) est réalisé par 5 nids de ressorts (7) placés avec compression initiale sur des guides télescopiques (8) qui sont comprimés dans les 2 sens de marche par des talons coulés avec la couronne dentée et munis de barres cylindriques de compression (9) poussant sur des leviers pivotants (10).

c. Avantages et inconvénients du moteur à suspension par le nez.

Citons comme avantages principaux :

- une construction extrêmement simple et donc peu coûteuse du moteur de traction.
- la souplesse de la suspension primaire n'en est pas influencée, de sorte que le confort n'est pas amoindri.
- les sollicitations du châssis de bogie dues à la fixation du moteur sont réduites à un minimum tout comme pour les moteurs entièrement suspendus.

Les inconvénients suivants tombent à charge du moteur à suspension par le nez :

- de chocs de la voie, pendant la marche, sont reportés directement sur le moteur. L'isolement, le collecteur, les balais et les roulements en souffrent. Mais pratiquement on ne rencontre que peu de difficultés à ce sujet.
- les coussinets du moteur (avec graissage à huile) sont l'élément qui augmentent indiscutablement les frais d'entretien de ce système.
- enfin, l'essieu du train de roues doit avoir des portées de coussinets rectifiées et est de plus chargé de 50 % du poids du moteur.

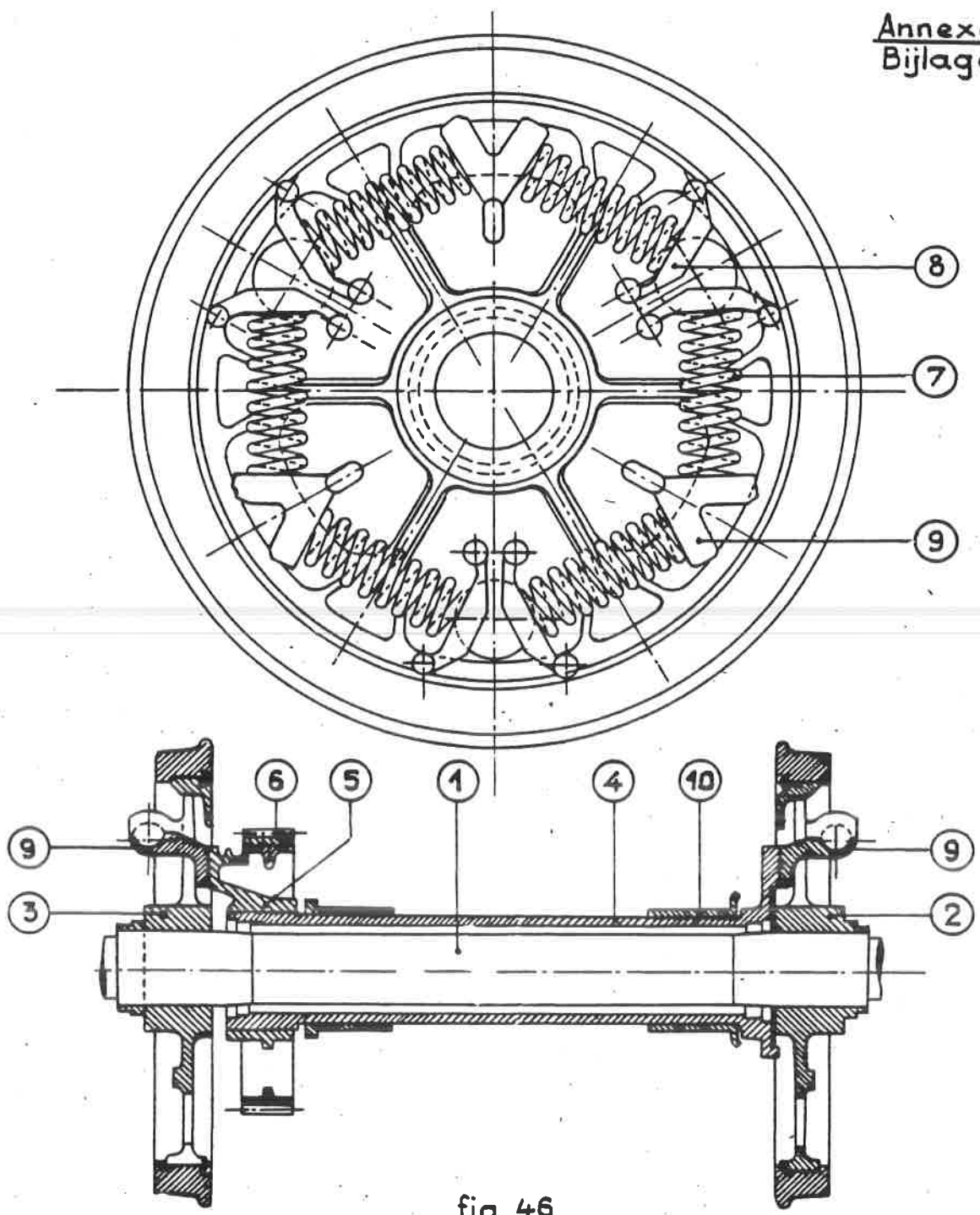


fig. 46

Van Autryve 271000. 2. 57(100)

C.1271/2271
5°L.

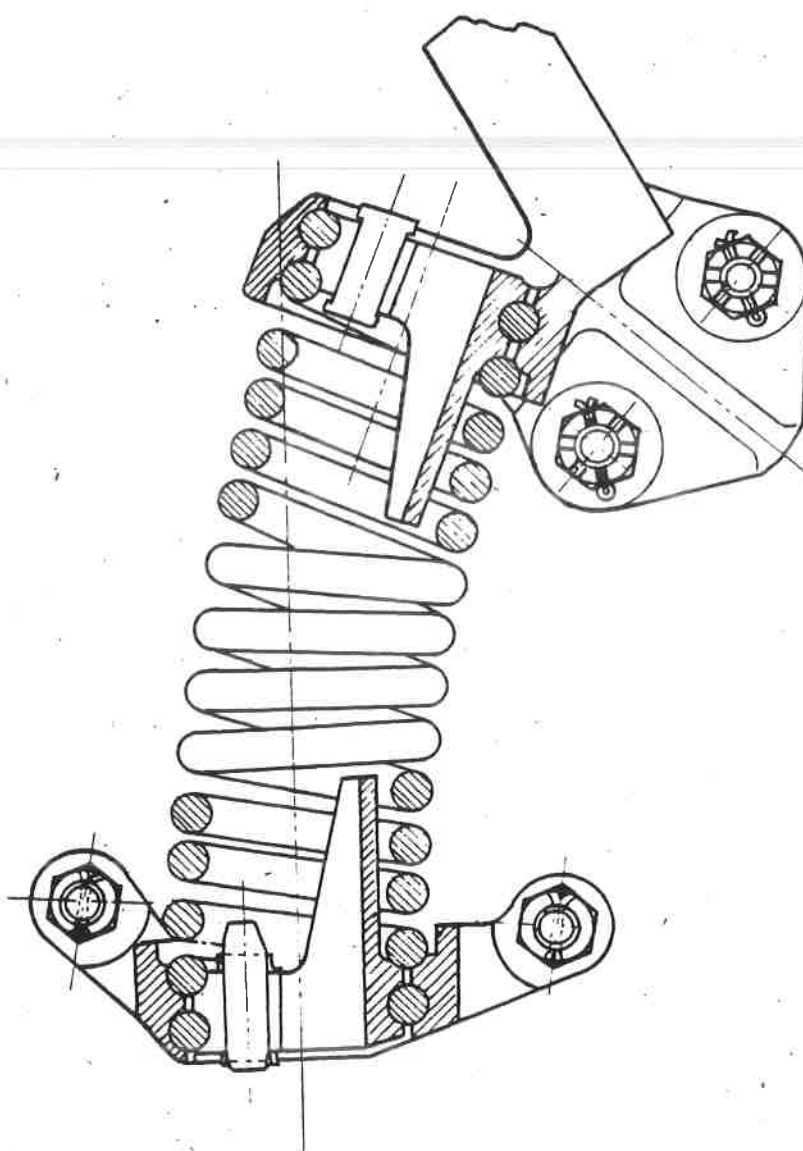
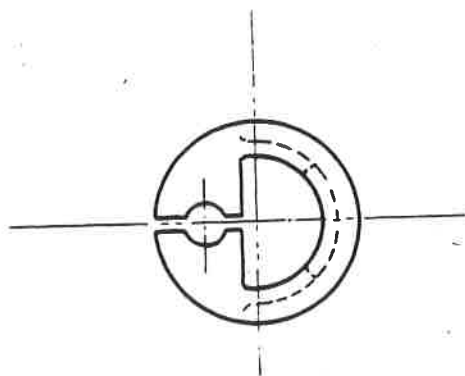


fig. 47

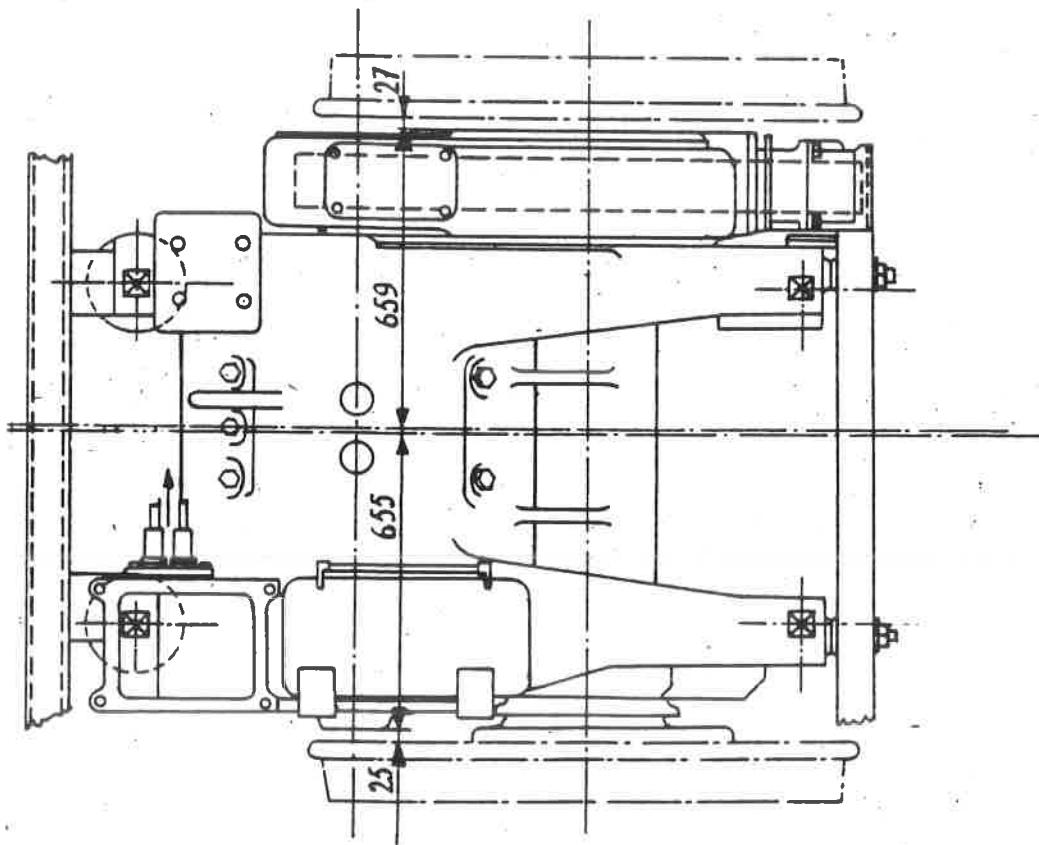
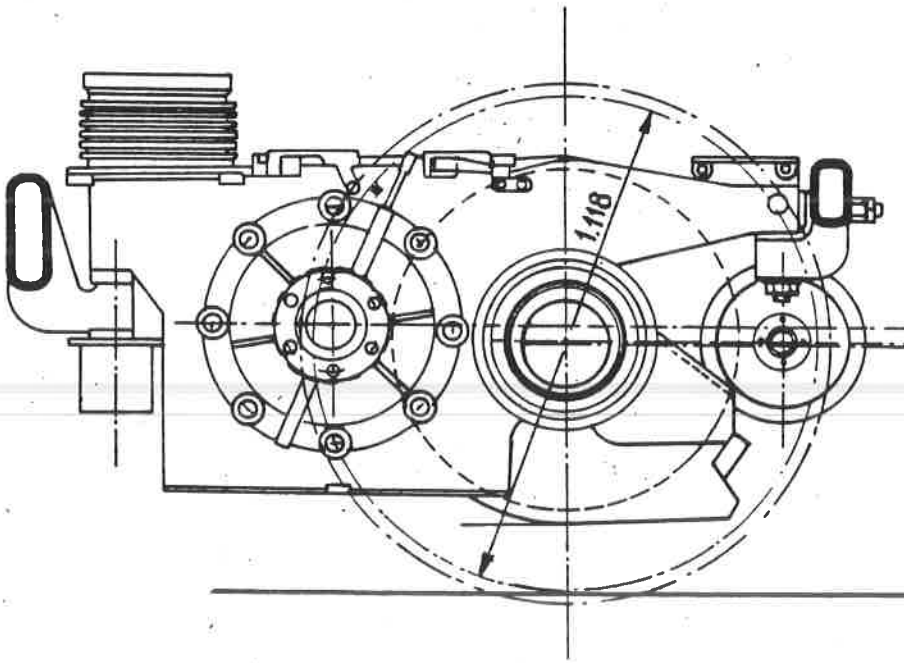
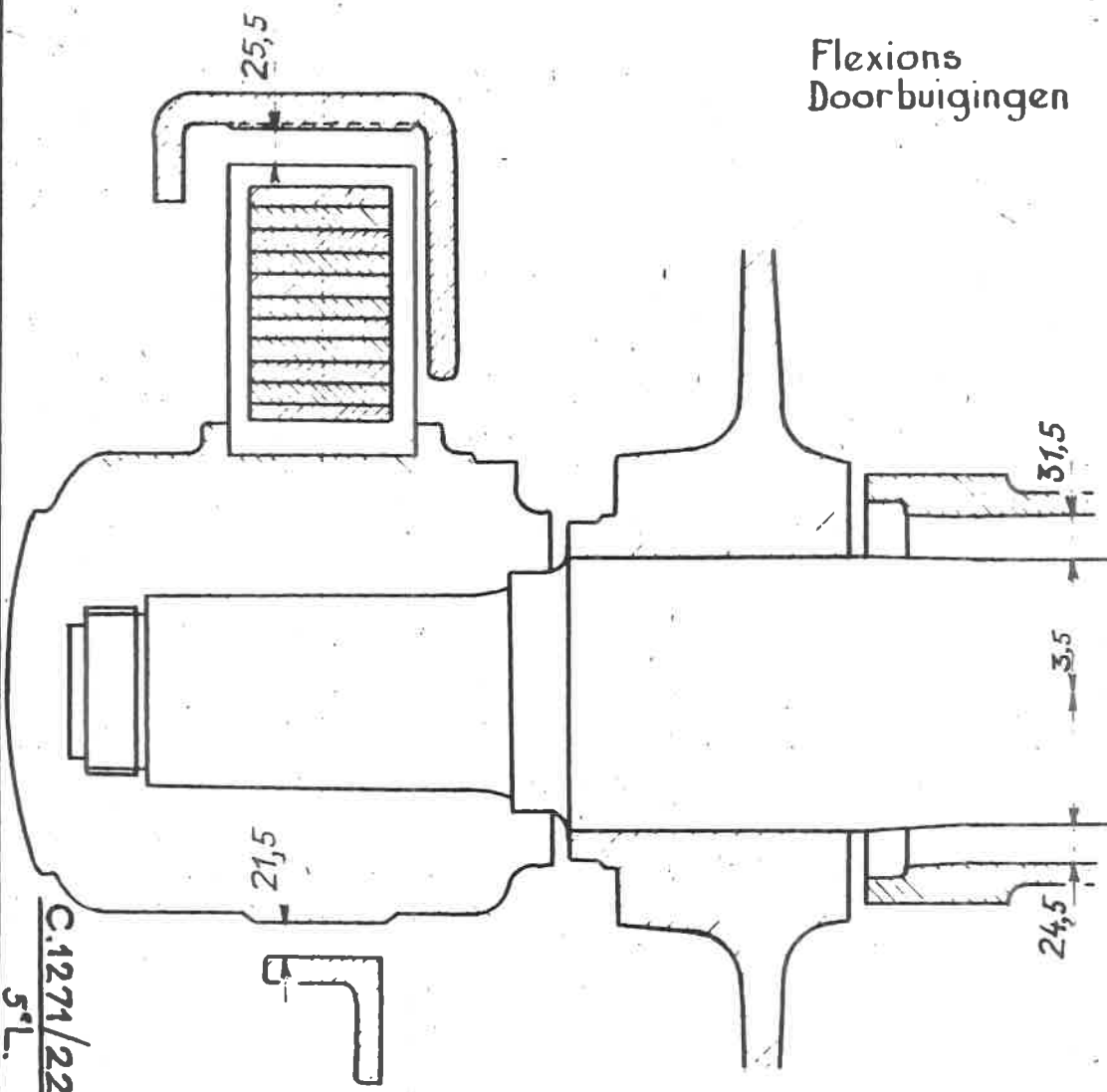


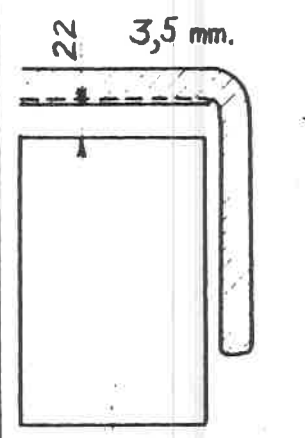
fig. 48

Voiture sans charge (poids suspendu : 60t)
 Rijtuig zonder last (opgehangen gewicht : 60t)

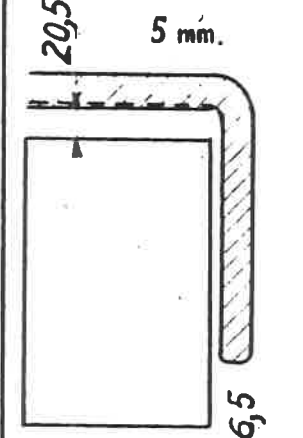
Flexions
 Doorbuigingen



Voiture sous 0,7 de la charge max.
 Rijtuig bij 0,7 v. d. max. last (7t)



Voiture sous charge max.
 Rijtuig bij max. last (10t)



Resorts tassés
 Volledig samenge-
 drukte veren

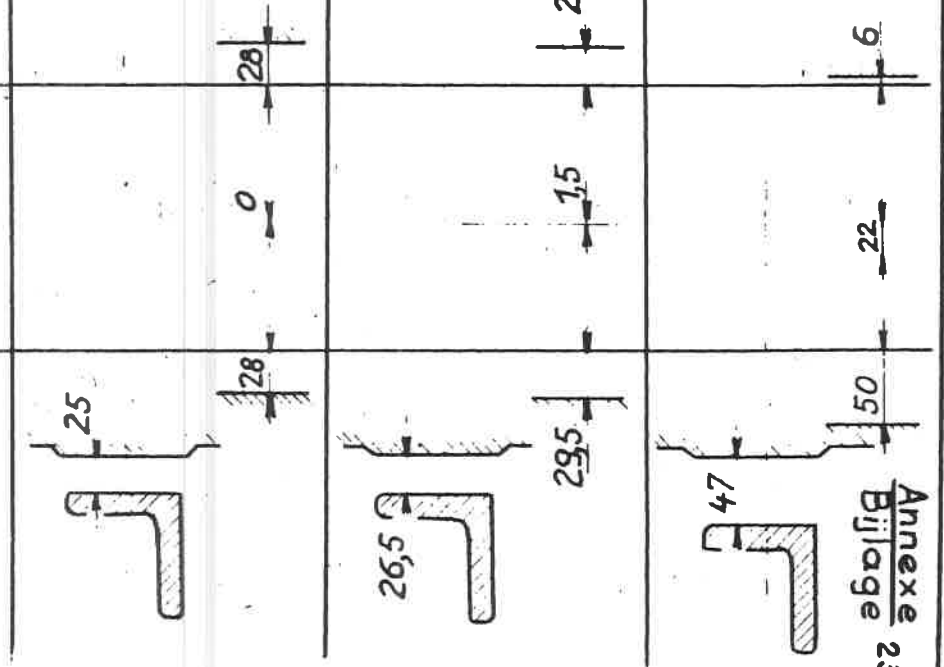
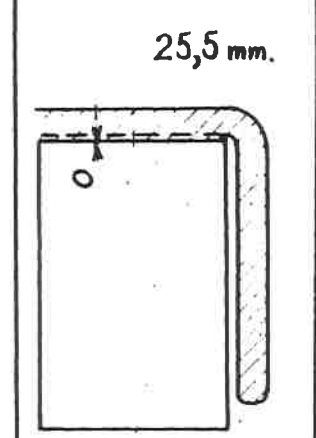


fig. 49

Annexe
 Bijlage
 23

C.1271/2274
 5^e L.

28

Annexe
Bijlage 24

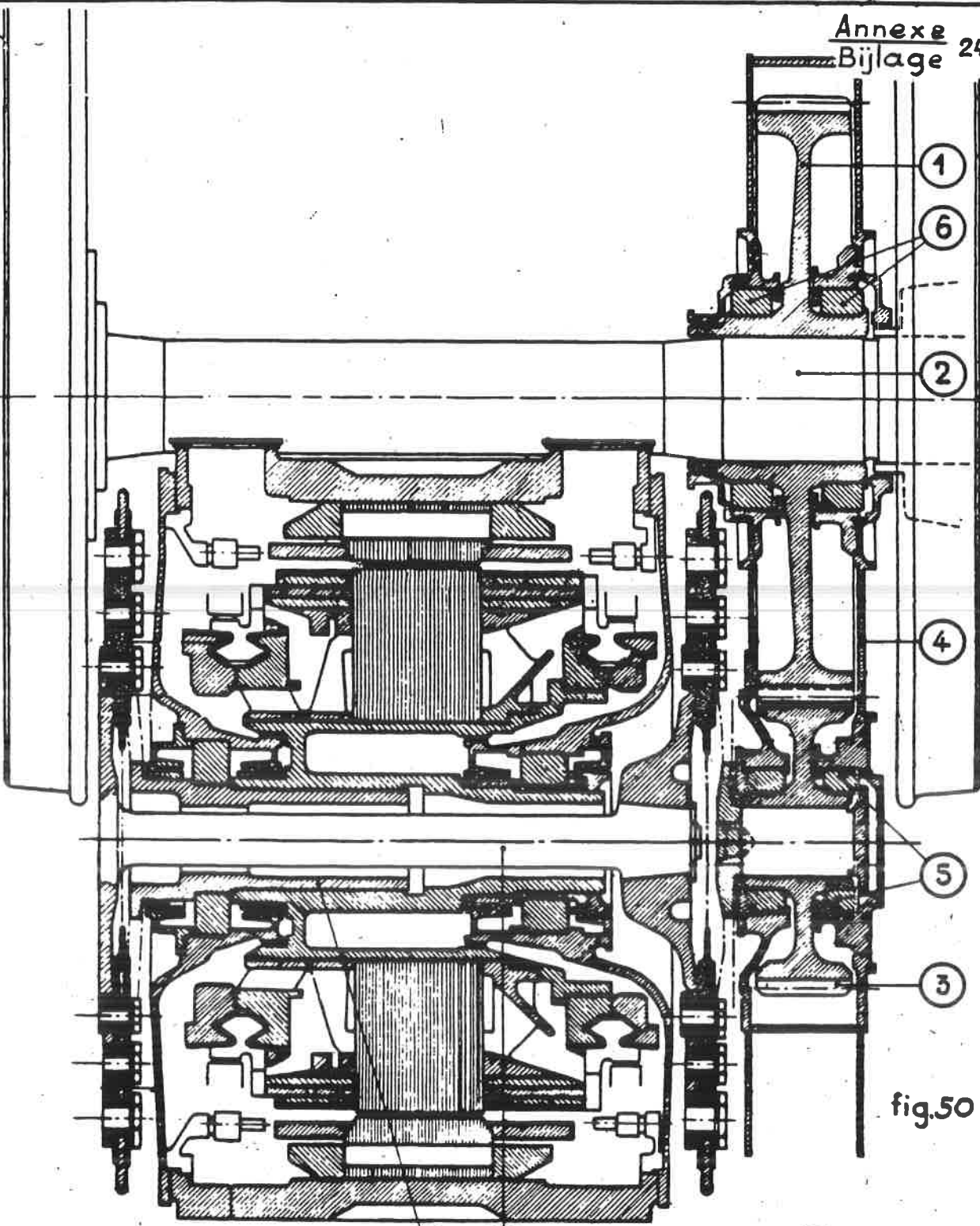


fig.50

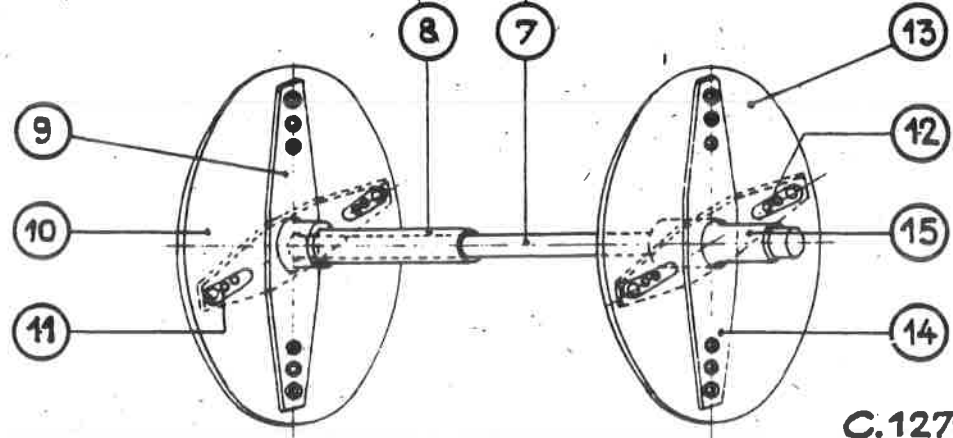


fig.51

C.1271/2271
5°L.

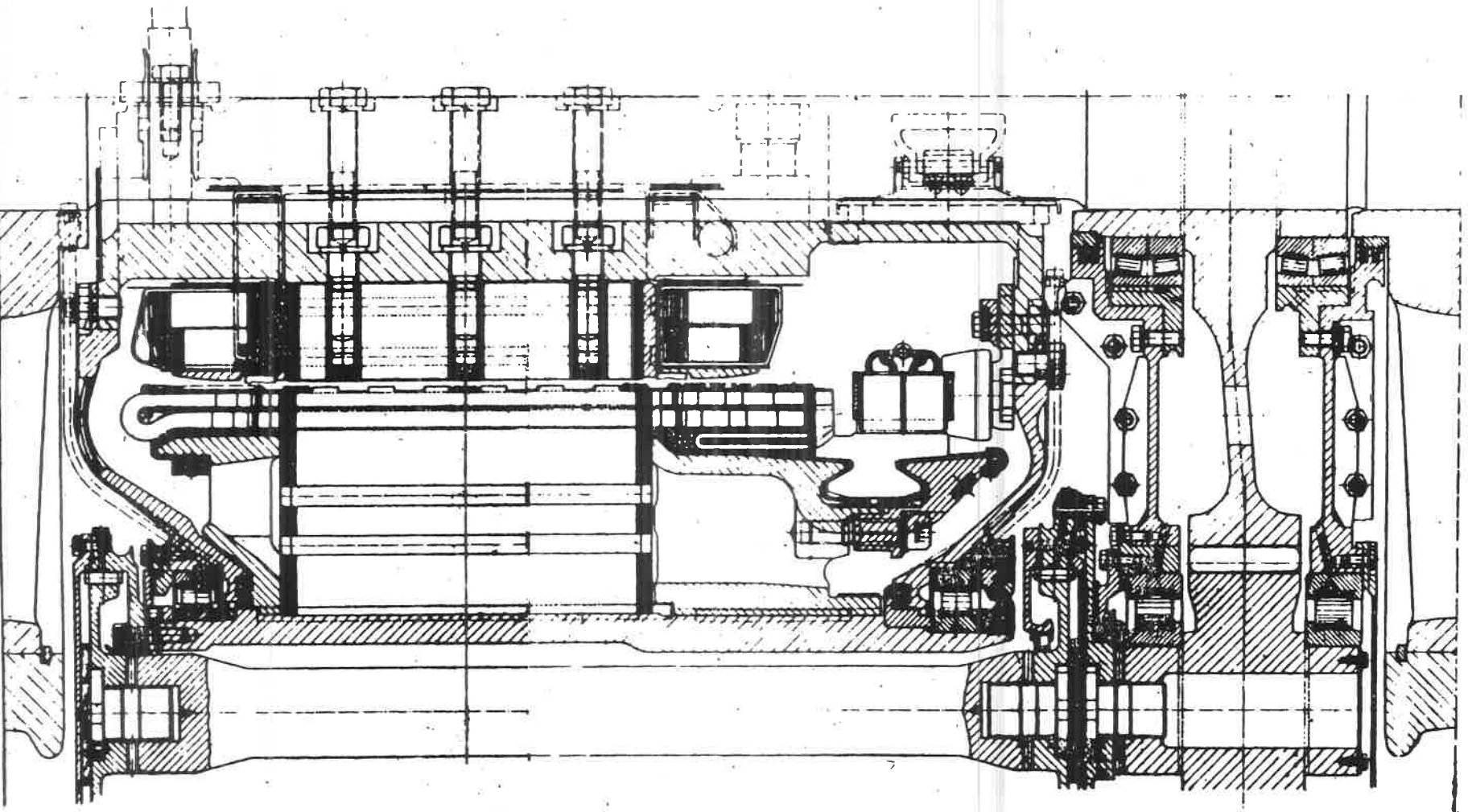


fig.52

C.1271/2271
5^eL.

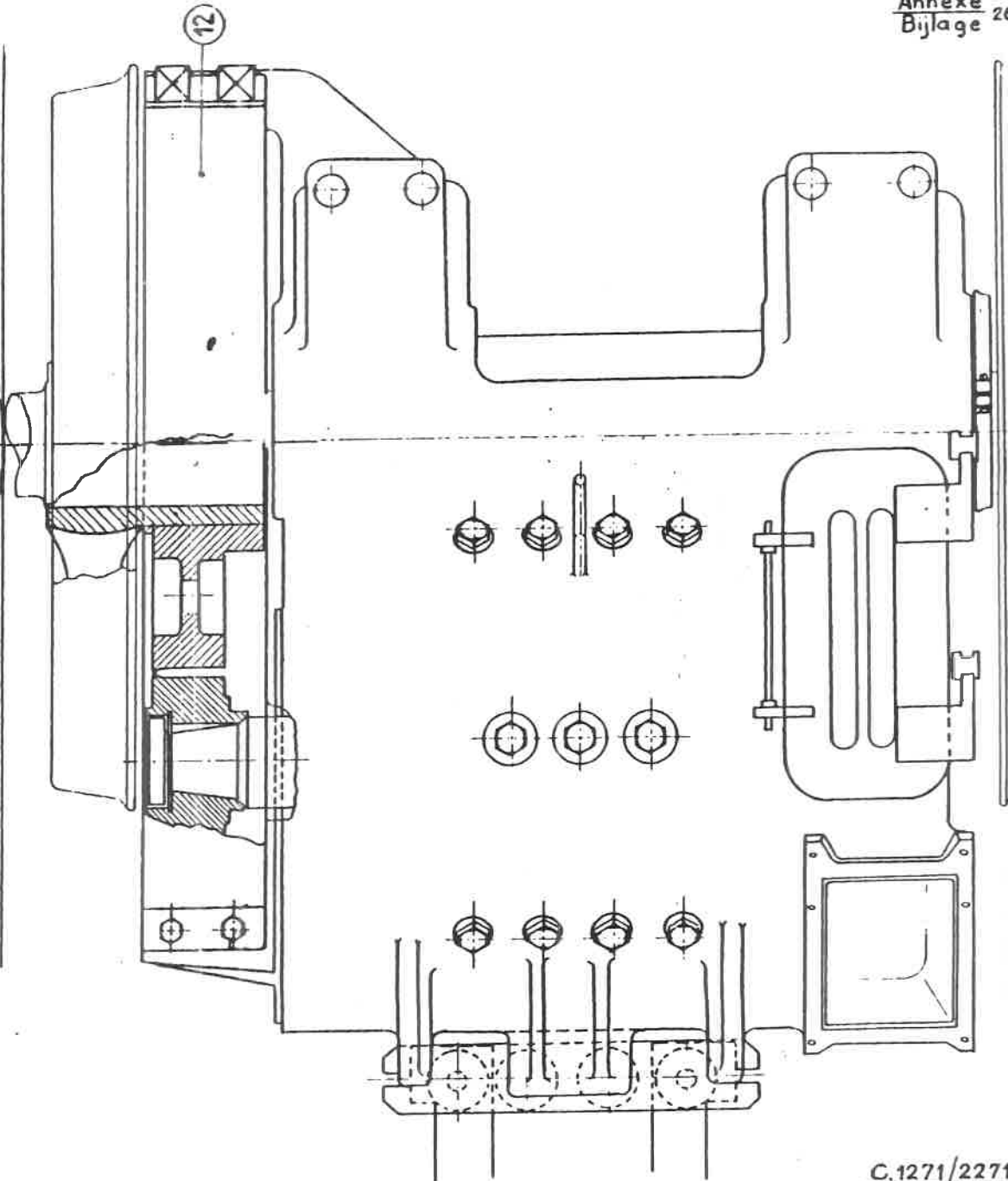
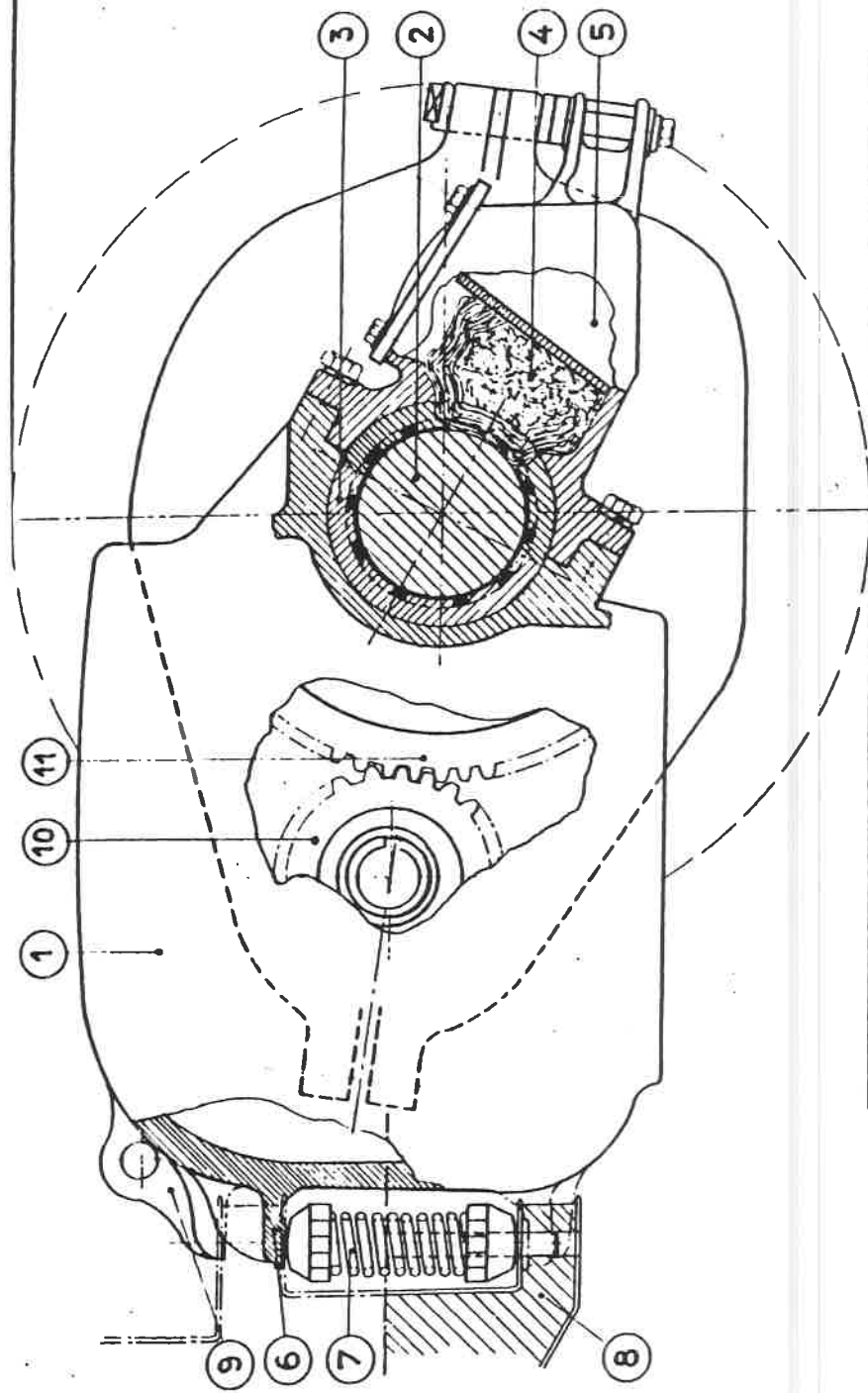
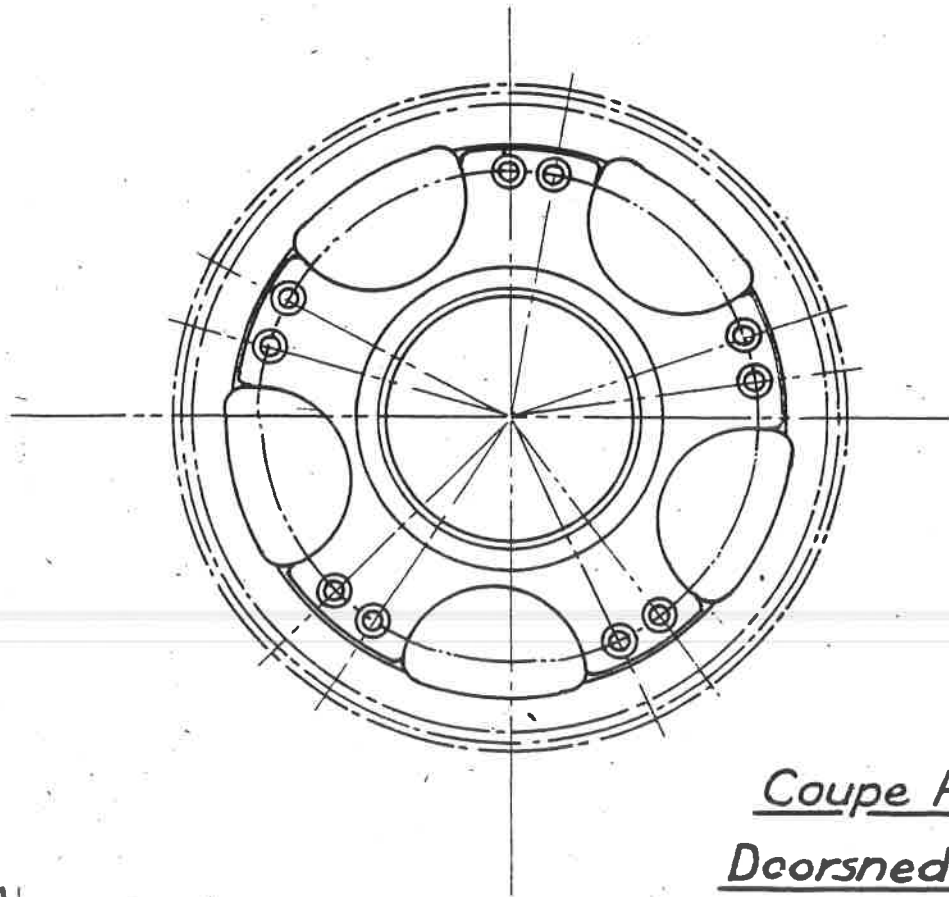


fig. 53



Coupe A-A
Doorsnede A-A

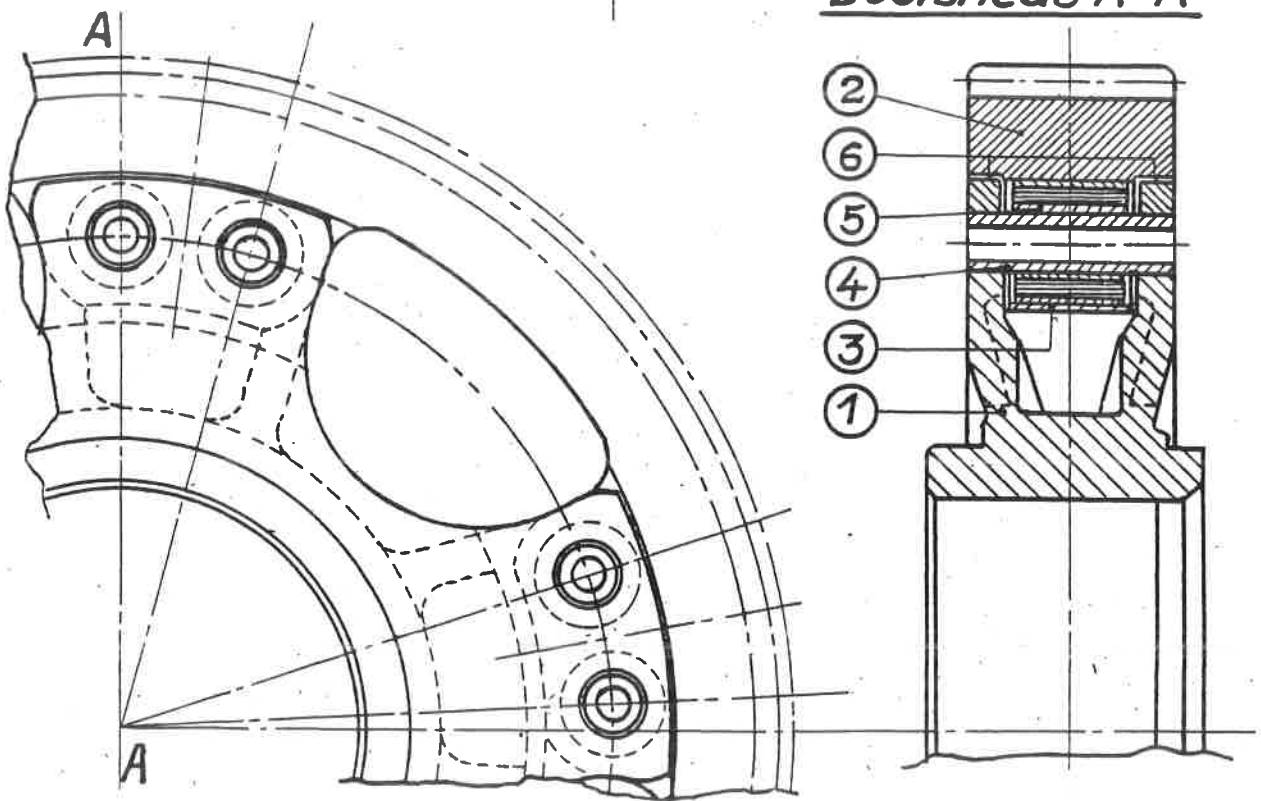


fig. 54.

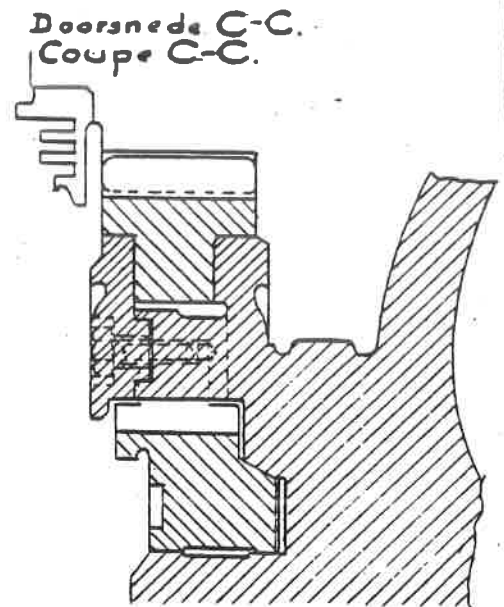
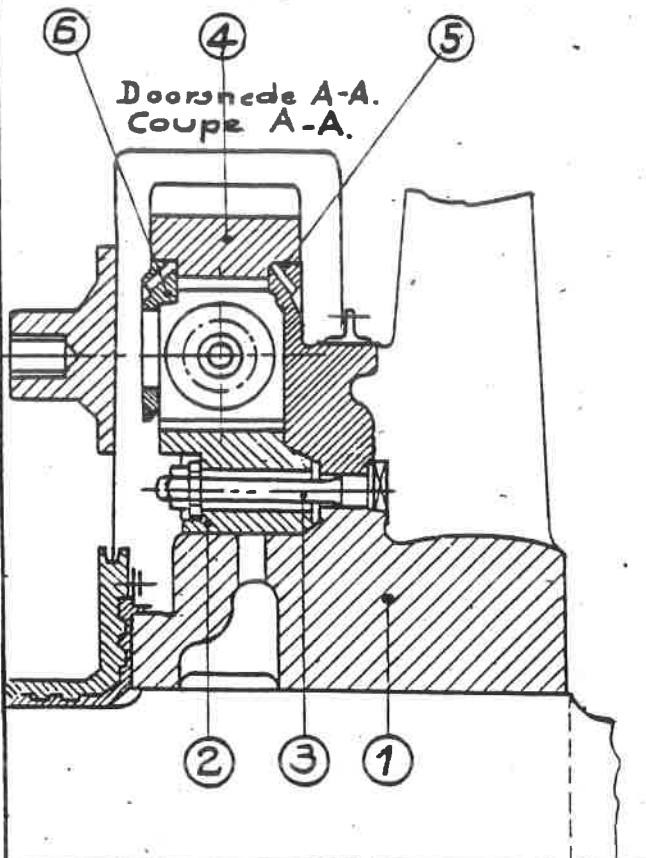
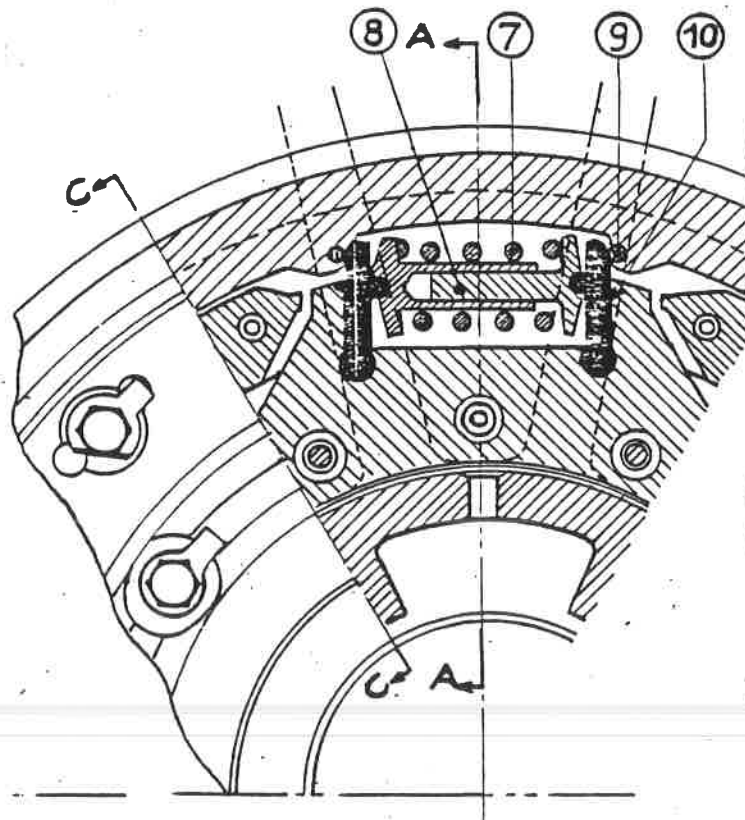


fig. 55.

6ème leçon.

Quelques particularités au sujet des bogies des automotrices électriques de la S.N.C.B.

29. Montage du train de roues dans le châssis de bogie.

Toutes les automotrices jusqu'au type 1953 ont des bogies avec glissières de boîte d'essieu analogues à celles des bogies du type Pennsylvanian.

Sur le matériel ancien les appliques des glissières étaient à l'origine en bronze. Afin d'augmenter les parcours entre révisions, sans dépasser le jeu maximum entre boîte et glissière, on a progressivement fait usage d'appliques en fonte. Ces dernières s'usent en effet moins rapidement mais demandent toujours un graissage.

Ce graissage a été également supprimé lorsque on fit usage d'appliques en asbeste imprégné (Mintex, Perobestos ou Laycock) sur les automotrices type 1950 - 1953. Le graissage est ici superflu et même nuisible pour la conservation de telles appliques.

Du point de vue mécanique, ces appliques sont moins résistantes que celles en fonte, tandis que leur usure propre n'est pas à négliger. De plus leur fixation sur les glissières du châssis de bogie donne des difficultés par suite de la déformation des trous de fixation.

Dans toutes ces applications, la boîte d'essieu est toujours munie de plaques d'usure en acier Manax (Mn 12.130) contenant 12 à 14 % de manganèse ou en acier ordinaire au carbone (ceci uniquement avec des appliques en asbeste imprégné), soudées à la boîte et qui ne doivent être remplacées qu'à la limite d'usure. Afin d'éliminer une fois pour toutes ces usures précitées, dues au frottement, la liaison entre boîte d'essieu et châssis de bogie des automotrices types 1954 - 55 - 56 a été exécutée selon figure 56, c'est le type Alsthom.

30. Description de la suspension primaire type Alsthom.

Le châssis de bogie (1) repose par des ressorts en hélice (2) sur des assises (3) venues de coulée avec la boîte (4) .

Les déplacements transversaux de la boîte par rapport au châssis de bogie sont limités par des butées appropriées. La liaison proprement dite de chaque boîte d'essieu avec le châssis de bogie est assurée par 2 bielles d'entraînement (5) munies de silentblocs (fig. 57). Les boîtes d'essieu de ce type n'ont donc aucun jeu

2.

libre dans le châssis de bogie. Tout changement de position de la boîte par rapport au châssis de bogie provoque une charge et une tension résultante bien déterminées dans le caoutchouc des silentblocs.

La déformation d'ensemble à laquelle est soumis chaque silentbloc peut se décomposer en 4 déformations élémentaires.

1) Déformation axiale (fig. 58 a).

Elle est causée par le déplacement transversal de la boîte par rapport au châssis de bogie. La force de rappel est très petite et est inférieure à 300 kg pour un déplacement de 0,2 mm. On a donc limité ce déplacement à un minimum par l'emploi de coupelles(1) calibrées, trempées et rectifiées, en acier Ni-Cr (fig. 57) qui ont une forme sphérique afin de satisfaire à la 4^e déformation élémentaire. La bielle d'entraînement est également pourvue d'une coupelle d'usure sphérique (2) en acier Ni-Cr.

2) Déformation radiale (fig. 58 b).

La capacité du silentbloc au point de vue charge radiale (traction) est très élevée (par ex. : 4000 kg pour une déformation radiale de 0,3 mm seulement).

3) Torsion (fig. 58 c).

Elle se produit pour tout déplacement vertical de la boîte par rapport au châssis de bogie. Pour un angle de 5° il y a déjà un couple de rappel de 50 mkg par silentbloc.

4) Déformation oblique (fig. 58 d).

De même que la capacité de déformation radiale et de torsion est grande, celle de la déformation oblique est très importante : pour une obliquité de 1° on a un couple de rappel de 250 mkg.

Pour permettre cette déformation oblique, il faut que les coupelles calibrées citées sous 1) soient sphériques.

Pour avoir en même temps un amortissement rapide des oscillations verticales (l'amortissement propre des ressorts hélicoïdaux (2) de la fig. 56 est très petit) il est défendu de graisser ces coupelles sphériques.

Ce faible amortissement de la suspension primaire influence le confort.

C'est un des arguments qui ont déterminé le choix des bogies type ohlieren pour remplacer les bogies

type Pennsylvanian des automotrices type 1950 - 53.

31. Description de la suspension primaire type Schlieren (fig. 59).

Chaque boîte d'essieu possède 2 assises (1) ; sur chacune d'elles s'appuie un guide cylindrique (2) avec interposition d'une rondelle élastique en caoutchouc (3). Le ressort hélicoïdal (4) est placé entre le châssis de bogie (5) et la plaque d'assise.

Le guidage vertical de la boîte d'essieu est assuré par 2 pivots de guidage (6) fixés au châssis de bogie et munis d'un manchon de guidage (7) avec garniture d'étanchéité en caoutchouc (8). Ce guide cylindrique est rempli de 1,5 litre d'huile (Electrion SAE 20 W/30) qui assure la lubrification. Une plaque de protection (10) appliquée contre le guide cylindrique par un ressort (9) empêche l'introduction de corps étrangers.

Les oscillations verticales sont amorties par un écreu amortisseur (11) pourvu d'ouvertures calibrées.

Dans le sens longitudinal et transversal, un certain déplacement de la boîte d'essieu par rapport à son guide est possible à cause du jeu (9) entre le guide cylindrique (2) et l'alésage de l'assise (1).

Le réglage en hauteur est obtenu par interposition d'intercalaires entre le guide (2) et les ressorts hélicoïdaux.

Ce type de suspension donne un amortissement efficace de la suspension primaire tout en permettant une certaine liberté de déplacement longitudinal et transversal de la boîte par rapport au châssis de bogie.

32. La suspension secondaire et la liaison entre caisse et bogie.

La suspension secondaire des bogies des automotrices s'est toujours inspirée du type Pennsylvanian, elle comprend donc : des bielles de suspension, une traverse entretoise, des ressorts à pincettes, une traverse danseuse, un pivot.

- Le nombre de ressorts à pincettes par traverse danseuse varie entre 4 et 8 selon le type de construction.
- La caisse repose soit sur la crapaudine soit sur des appuis latéraux.

a) Pour le pivot et son guidage dans la traverse danseuse il y a en principe trois exécutions.

4.

1) Sur les automotrices 1935, c'est le principe de la crapaudine qui a été appliqué; un épais intercalaire élastique en caoutchouc, placé entre la traverse à pivot de la caisse et l'assise supérieure amortit les chocs reportés à la caisse.

2) Sur les automotrices doubles jusqu'au type 1953 y compris, on a réalisé l'exécution selon fig. 60. Le pivot d'égale résistance (1), fixé à la caisse, ne transmet que l'effort de traction et ne supporte donc pas la caisse. Un coussinet sphérique (2) dans le logement du pivot permet les oscillations de la caisse par rapport au bogie. L'ensemble baigne dans une huile minérale. Une cuvette supplémentaire en caoutchouc (3) amortit les chocs.

3) Sur les automotrices type 1954 - 55 - 56, l'exécution a été simplifiée (fig. 61).

Le pivot cylindrique (1) calé dans le tybe (2) de la traverse à pivot glisse dans un silentbloc (3) muni d'une fourrure d'usure en bronze (4) calée dans la traverse danseuse. C'est le caoutchouc du silentbloc qui doit permettre les oscillations de la caisse par rapport à la traverse danseuse. Le jeu entre le pivot et son logement ne peut être trop petit afin de faciliter le placement des bogies sous la caisse.

b) Pour les appuis latéraux de la caisse sur la traverse danseuse, nous distinguons en principe les exécutions suivantes :

1) les motrices type 1935 ont des appuis comme sur les bogies Pennsylvania ordinaires.

2) les automotrices type 1939 ont des appuis baignant dans l'huile (fig. 62). Ici également une cuvette en caoutchouc est placée entre la traverse danseuse et le support : les oscillations dans un plan vertical longitudinal sont possibles.

3) En principe les appuis latéraux des automotrices type 1950 correspondant à ceux des automotrices 1939 (fig. 63). Le bain d'huile n'existe plus. La surface sphérique de l'appui est garnie de ferodo qui résiste au frottement. La cuvette en caoutchouc est remplacée par des fourrures en bois.

4) Enfin sur les automotrices type 1953 - 54 - 55 - 56 on a appliqué le système Pirelli suivant fig. 64.

La fig. 64 b appliquée sur les automotrices 1954 à 56 est une exécution simplifiée de celle des automotrices type 1953 (fig; 64 a).

Lors de la transformation de la suspension secondaire par le type Schlieren, ces appuis sont remplacés.

33. La suspension secondaire type Schlieren.

Cette suspension secondaire fait intégralement partie des bogies type Schlieren qui seront placés sur les automotrices type 1950 - 1953 (fig. 65) et est combinée avec la suspension primaire Alsthom des bogies des automotrices type 1954 - 55 - 56 (fig. 66).

De chaque côté du bogie il y a un sommier (1) suspendu au châssis de bogie (3) par des menottes (2). Sur chaque sommier reposent 2 ressorts hélicoïdaux (5) sur lesquels est placée la traverse danseuse (4). Une bielle de liaison (6) relie chaque sommier à la traverse danseuse dans le sens transversal du bogie. Dans le sens longitudinal 2 biellettes (7) qui traversent la traverse danseuse, reliant celle-ci au châssis de bogie. Un jeu déterminé dans les joints d'articulation permet un déplacement libre limité dans toutes les directions.

L'amortissement des déplacements latéraux de la traverse danseuse est assuré par un amortisseur spécial à friction (fig. 67) placé sur le châssis de bogie et relié par une bielle (12) à la traverse danseuse.

L'amortissement des oscillations verticales de la traverse danseuse est effectué par 2 amortisseurs hydrauliques "Pictel und Sachs" (10) placés entre la traverse danseuse et le sommier (fig. 68 et fig. 69 bis).

L'amortissement est efficace aussi bien pour les mouvements vers le haut que ceux vers le bas de la traverse danseuse.

Le graphique de la fig. 70 donne l'effort d'amortissement en kg en fonction de la vitesse de déplacement vertical en cm/sec. Par ex. pour 10 cm/sec. il y a un effort d'amortissement de 600 kg.

Le pivot (8) correspond en principe à l'exécution d'origine mais les appuis latéraux ont complètement été modifiés.

Une cuvette elliptique placée sur la traverse danseuse et remplie d'huile contient une plaque de glissement rectifiée.

La-dessus repose un grain d'appui sphérique, fixée à l'appui cylindrique par une vis avec grand jeu. L'ensemble est rendu étanche aux corps étrangers.

On obtient de cette façon une suspension secondaire très souple et pourtant efficacement amortie qui augmente notablement le confort. En même temps, on a essayé de ramener au minimum l'usure par frottement.

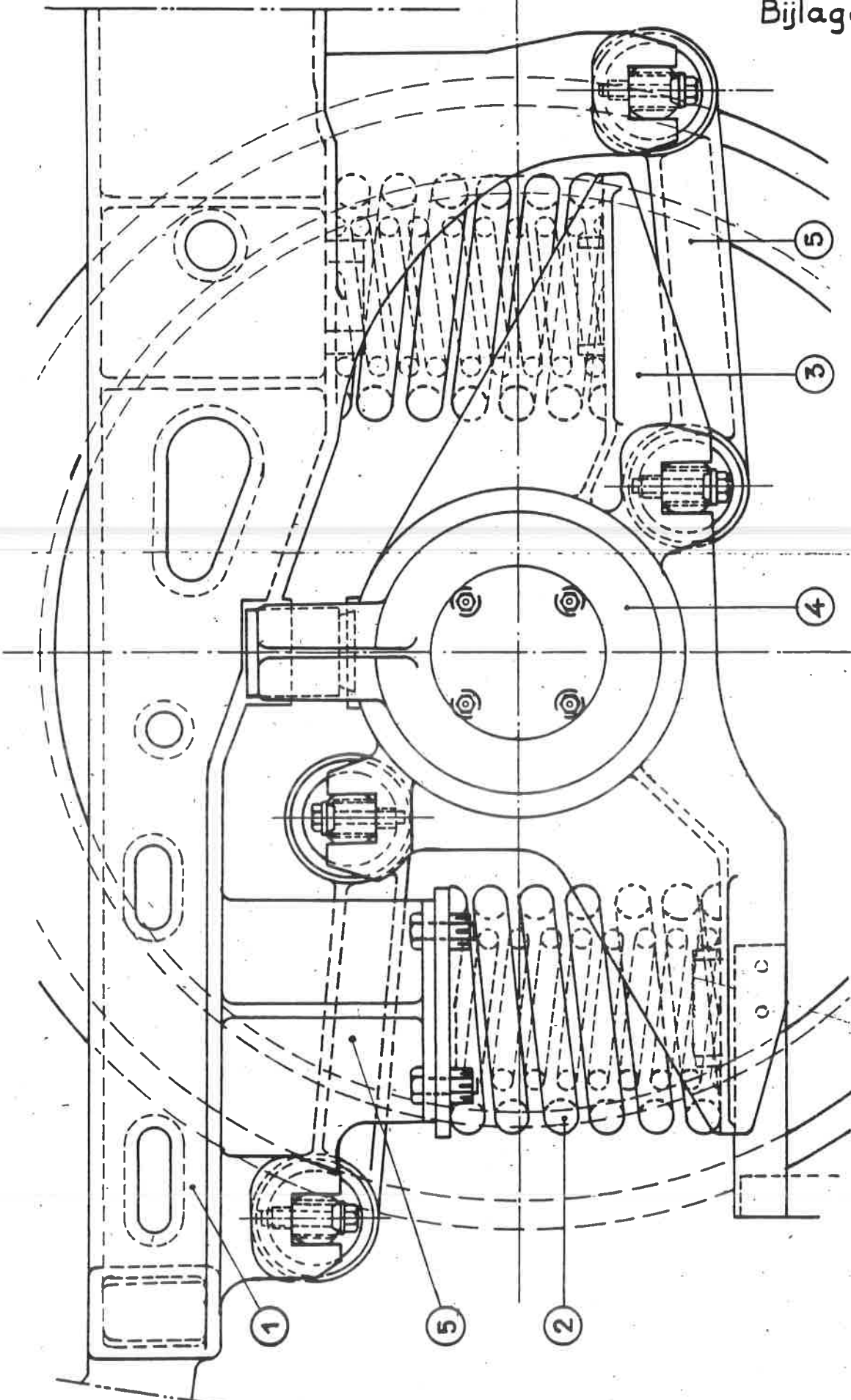


fig. 56

Van Aulrye, 211000.2.67 (100)

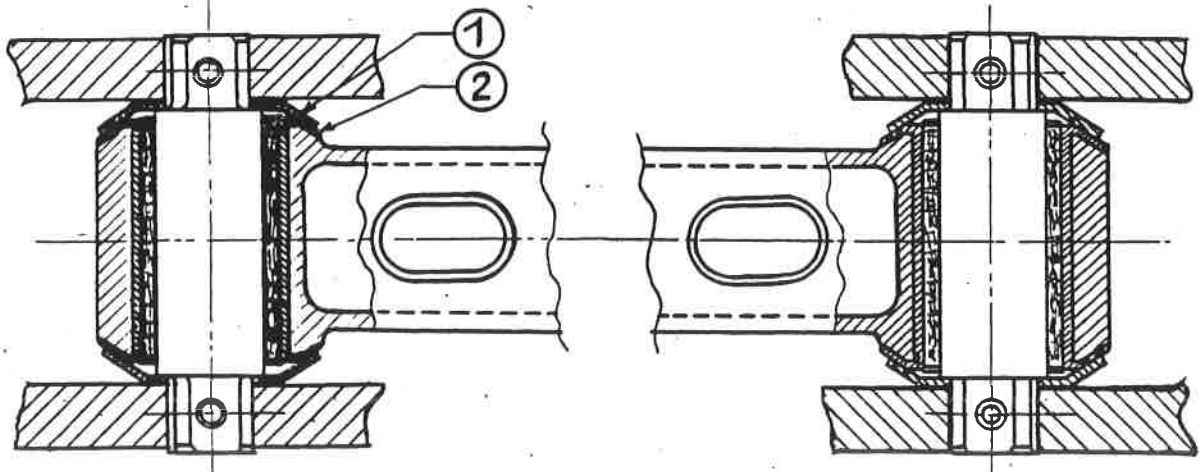


fig.57

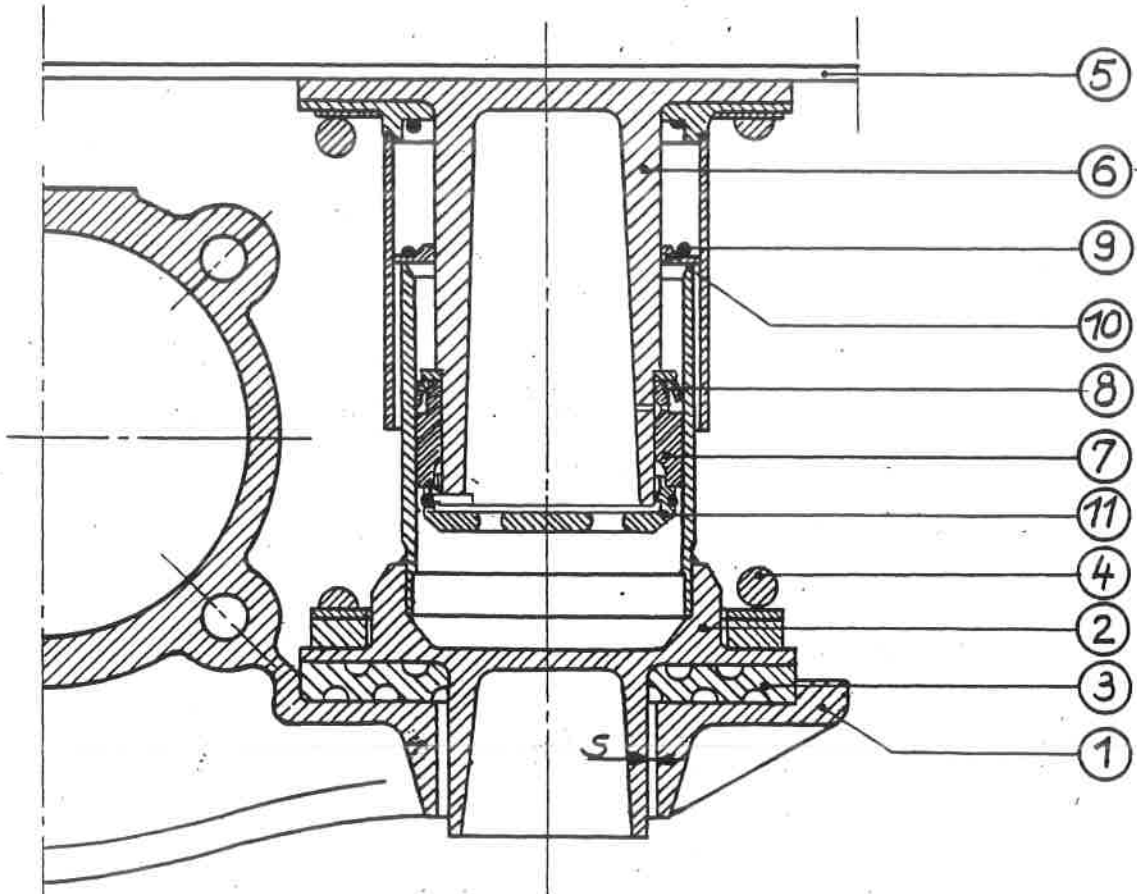
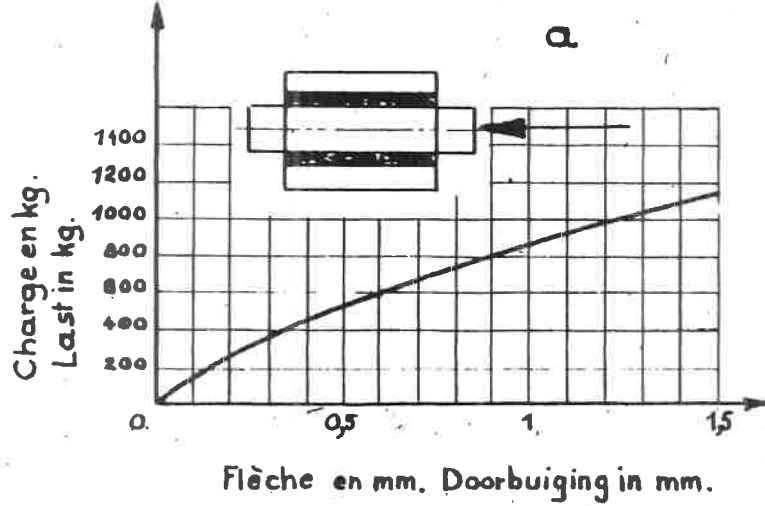
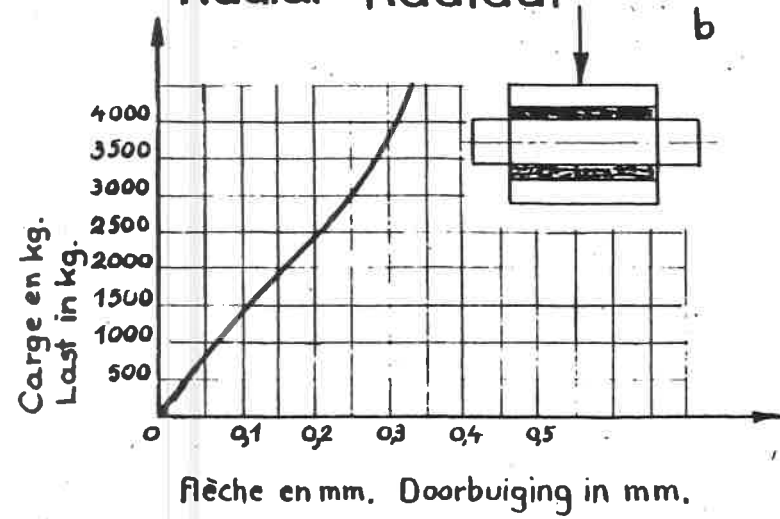


fig.59

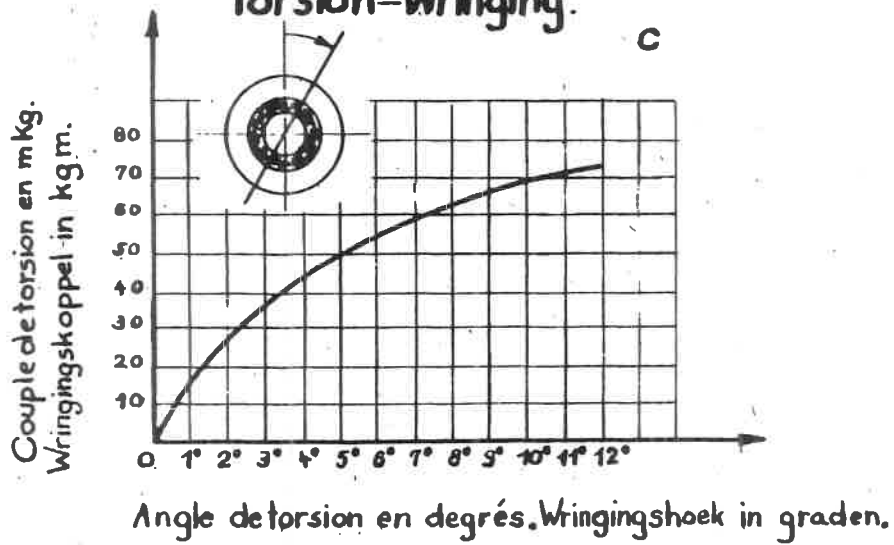
Axial- Axiaal



Radial- Radiaal



Torsion- Wringing.



Conique- Kegelvormig.

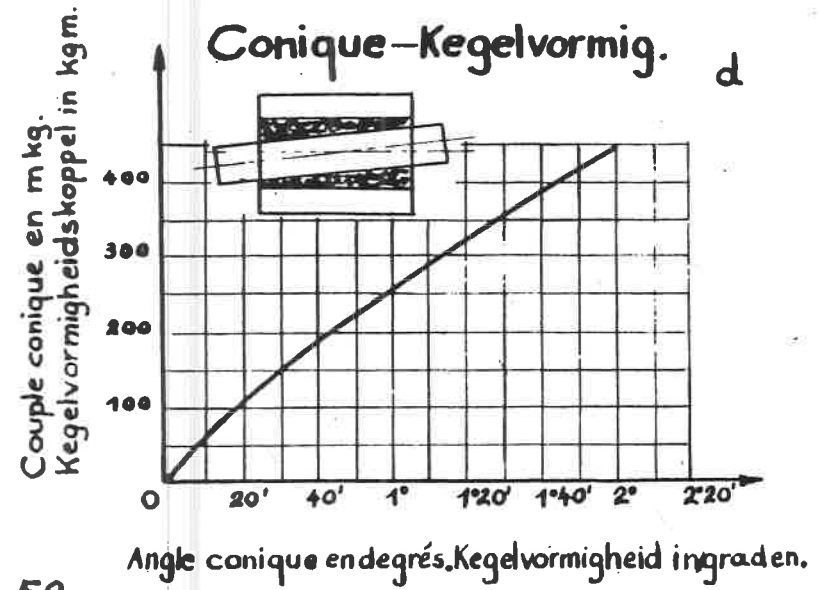


fig. 58

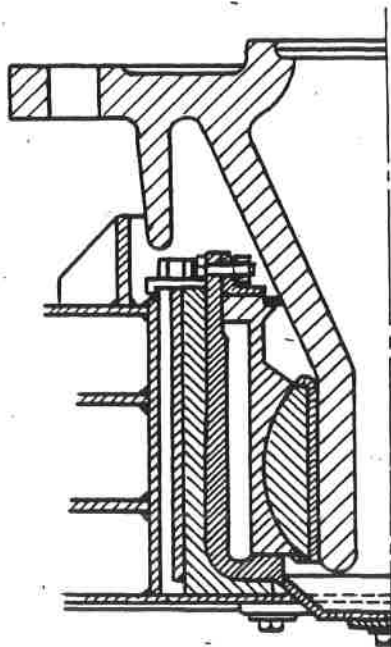


fig. 60

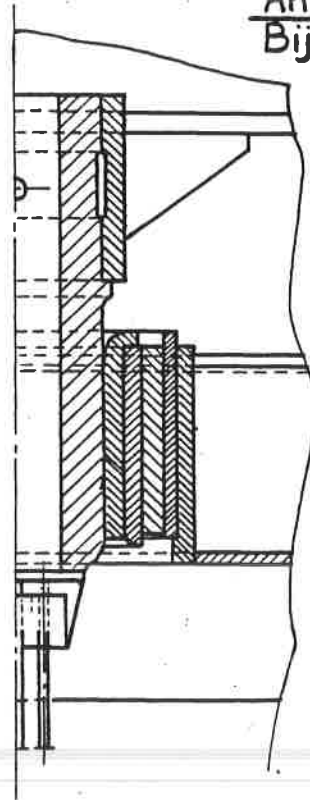


fig. 61

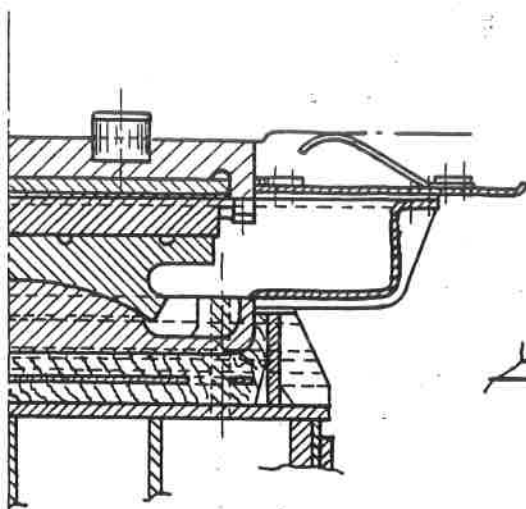


fig. 62

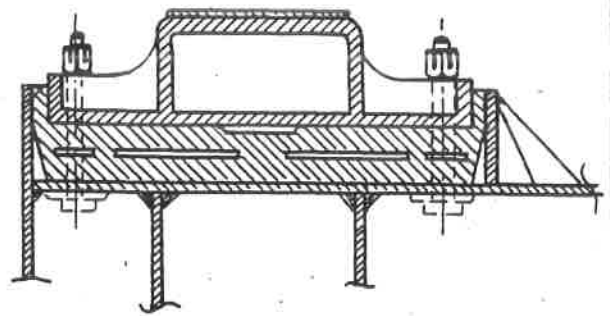


fig. 64a.

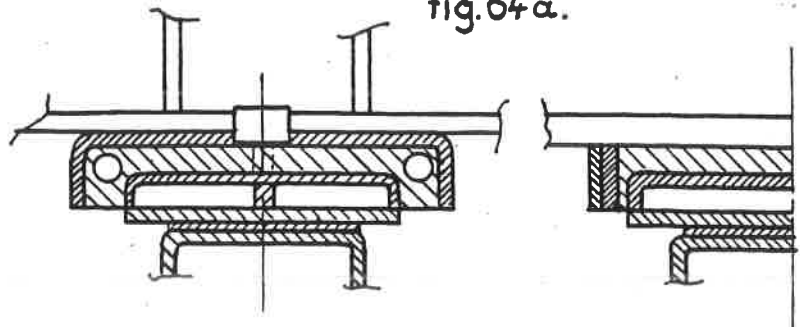


fig. 64b.

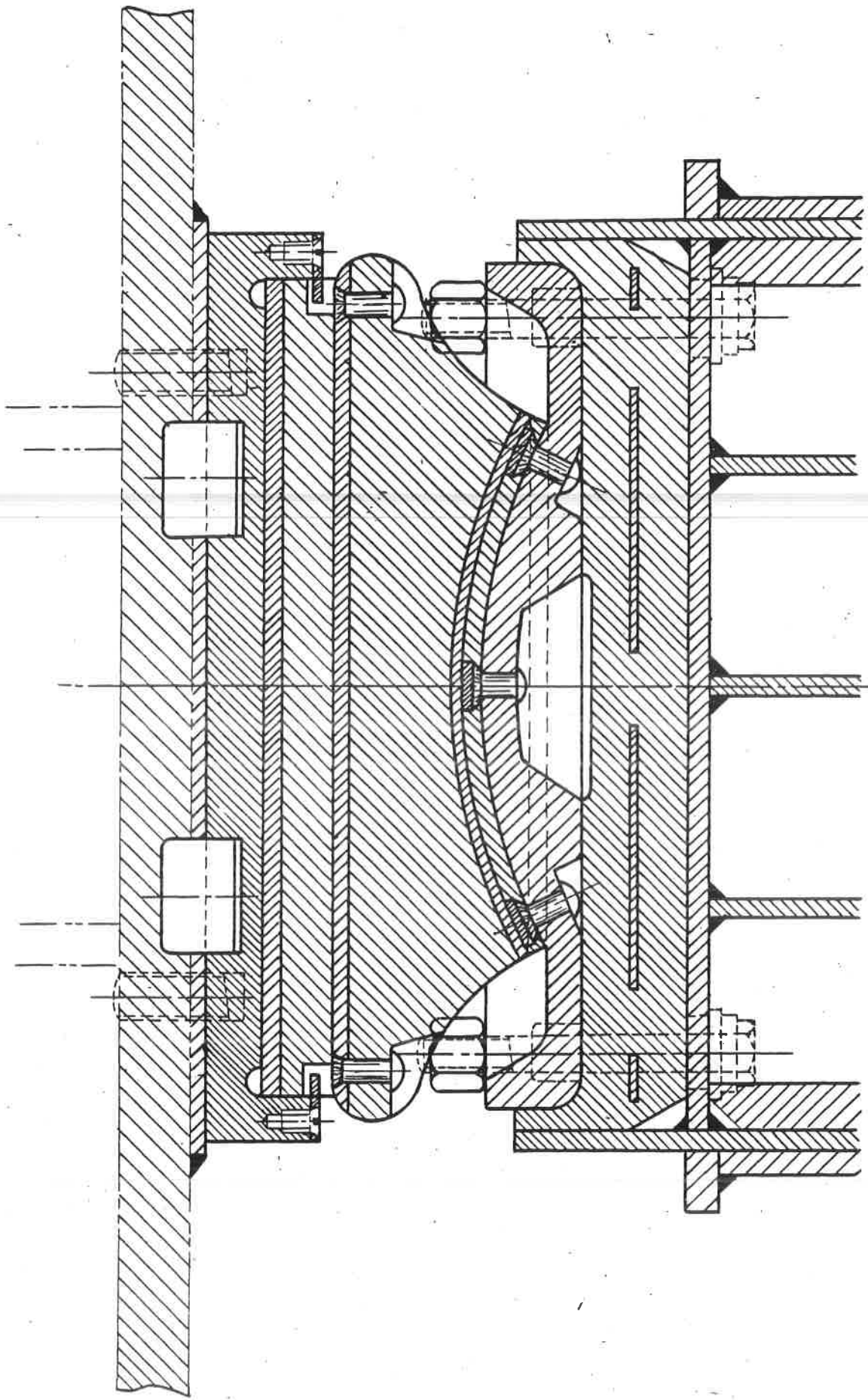
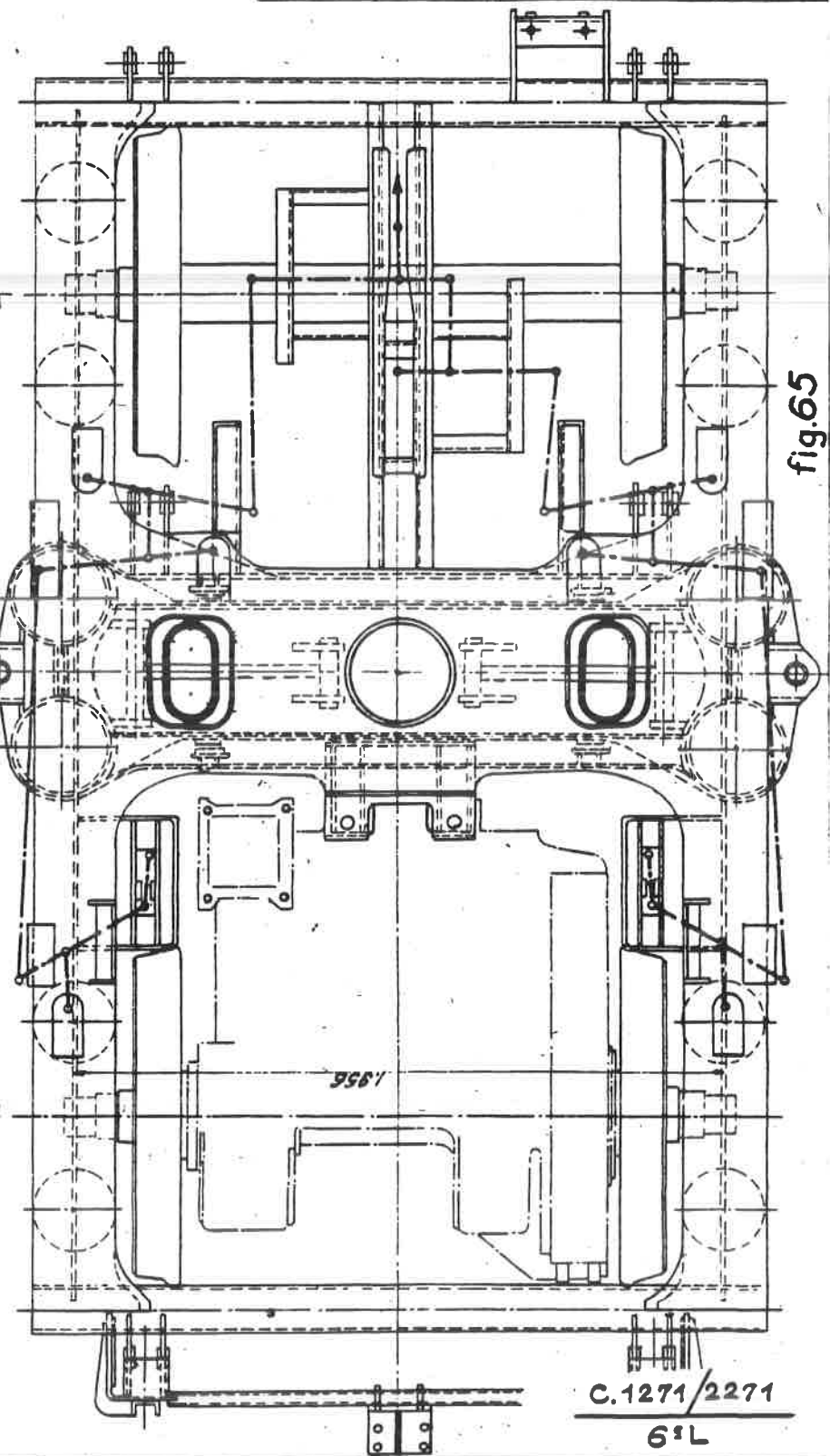
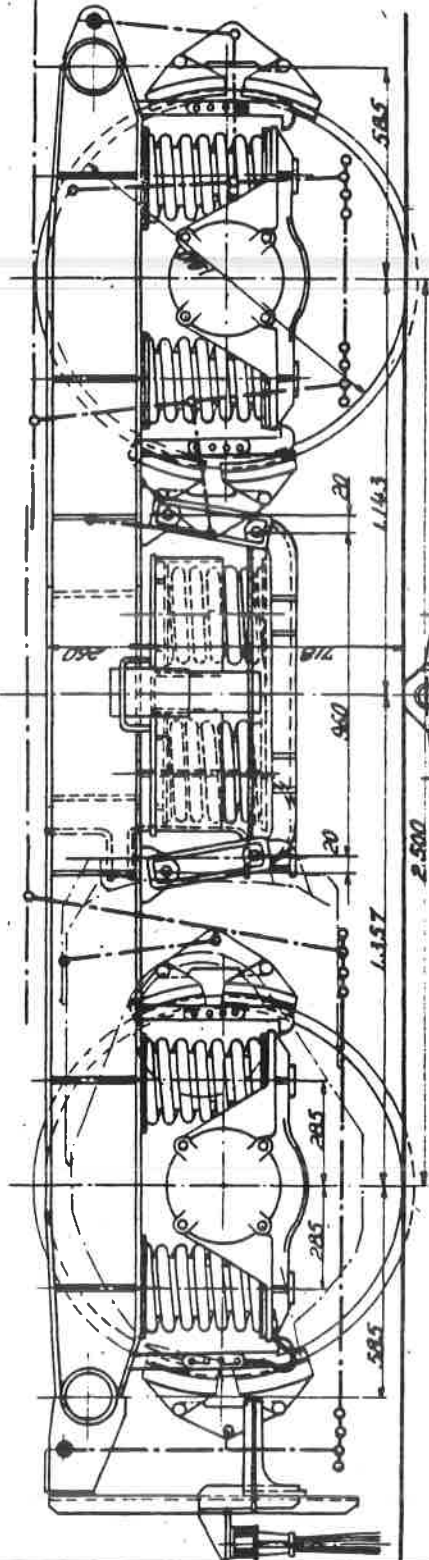
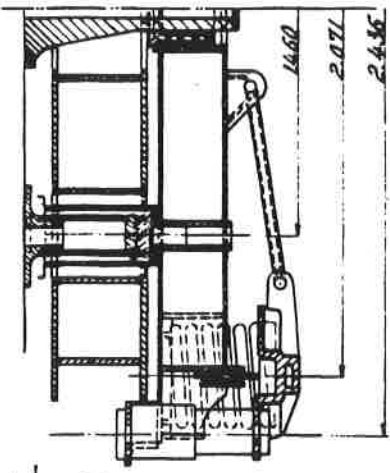


fig. 63



*Automatrice double omnibus 1950.
Bogie de recharge.
Type Schlieren.*

Ensemble.

Echelle: 1/20

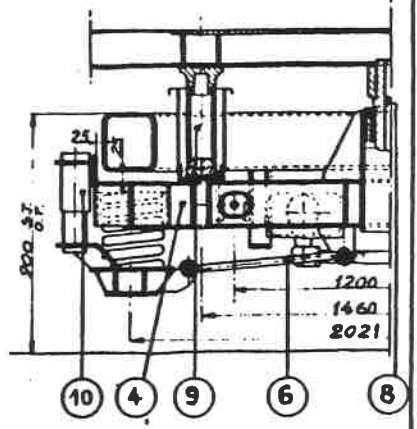
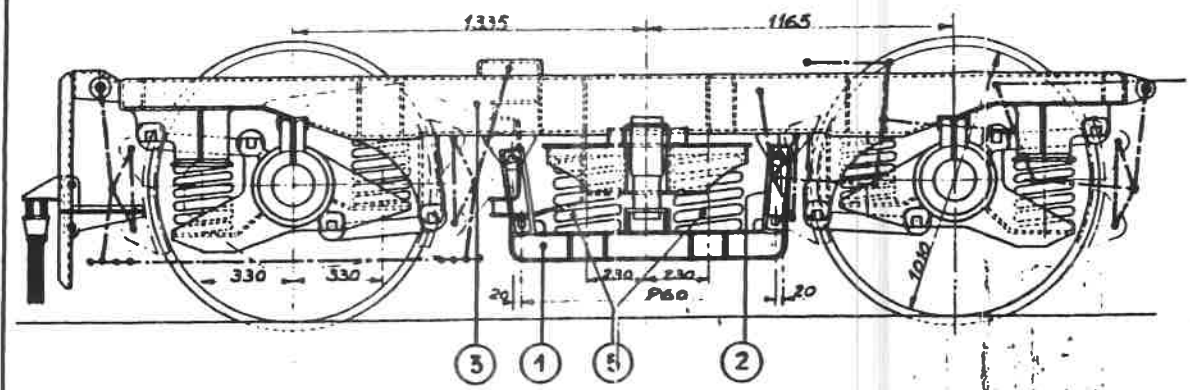
*Tweeledig omnibus motorrijtuig 1950.
Wisseldraaisstel.
Type Schlieren.*

Samenplan.

Schaal: 1/20

fig.65

1/2 coupe
doorsnede AA



50

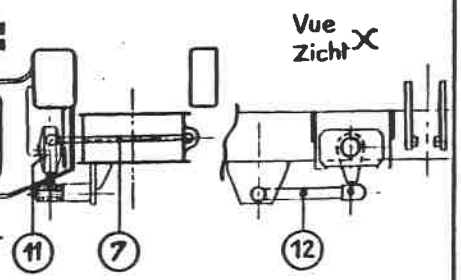
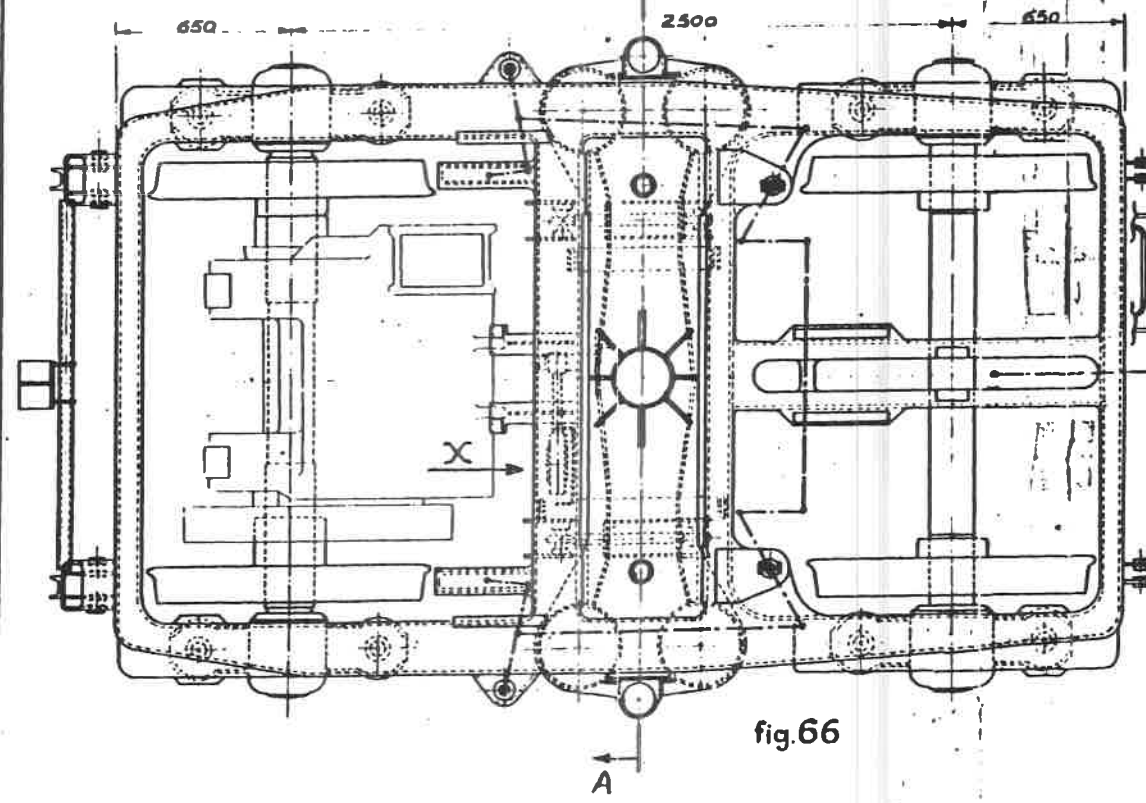


fig.66

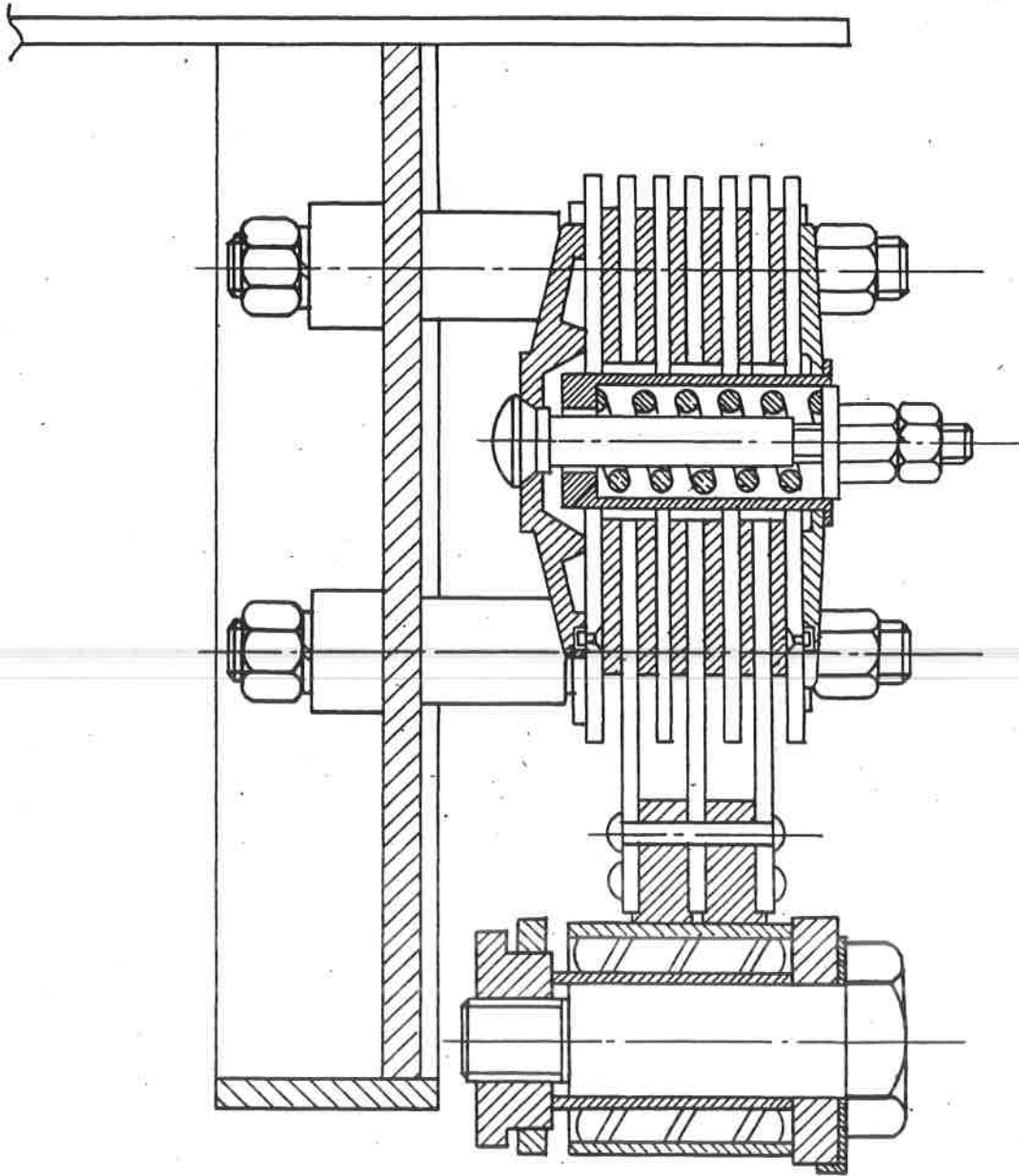


fig. 67

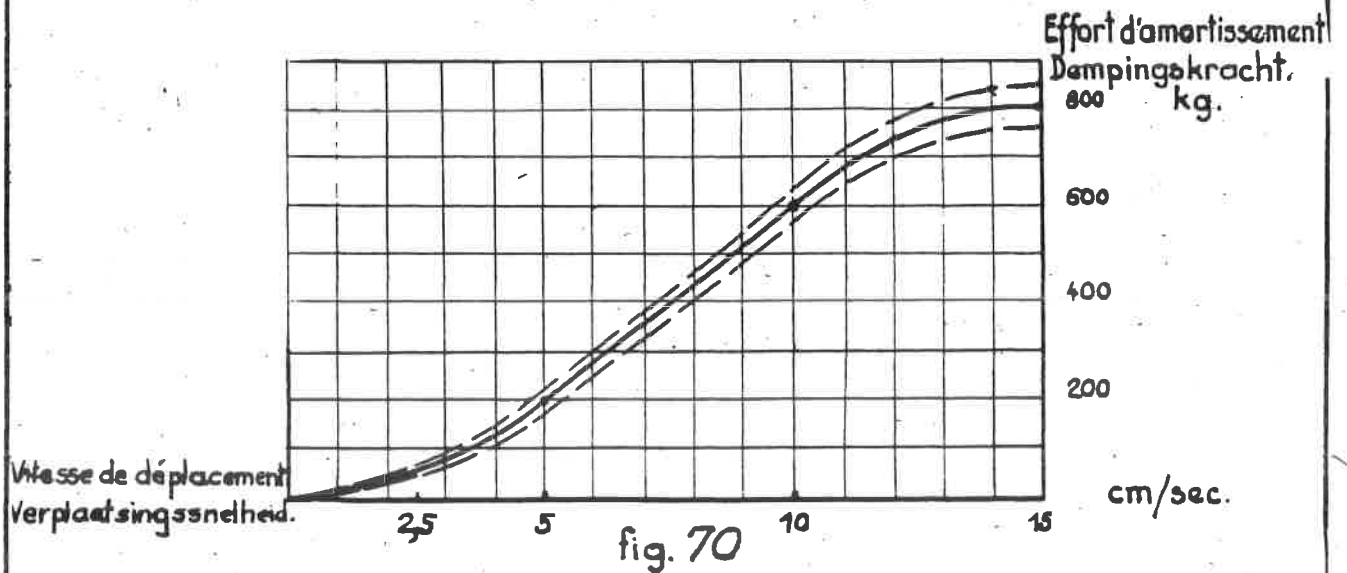


fig. 70

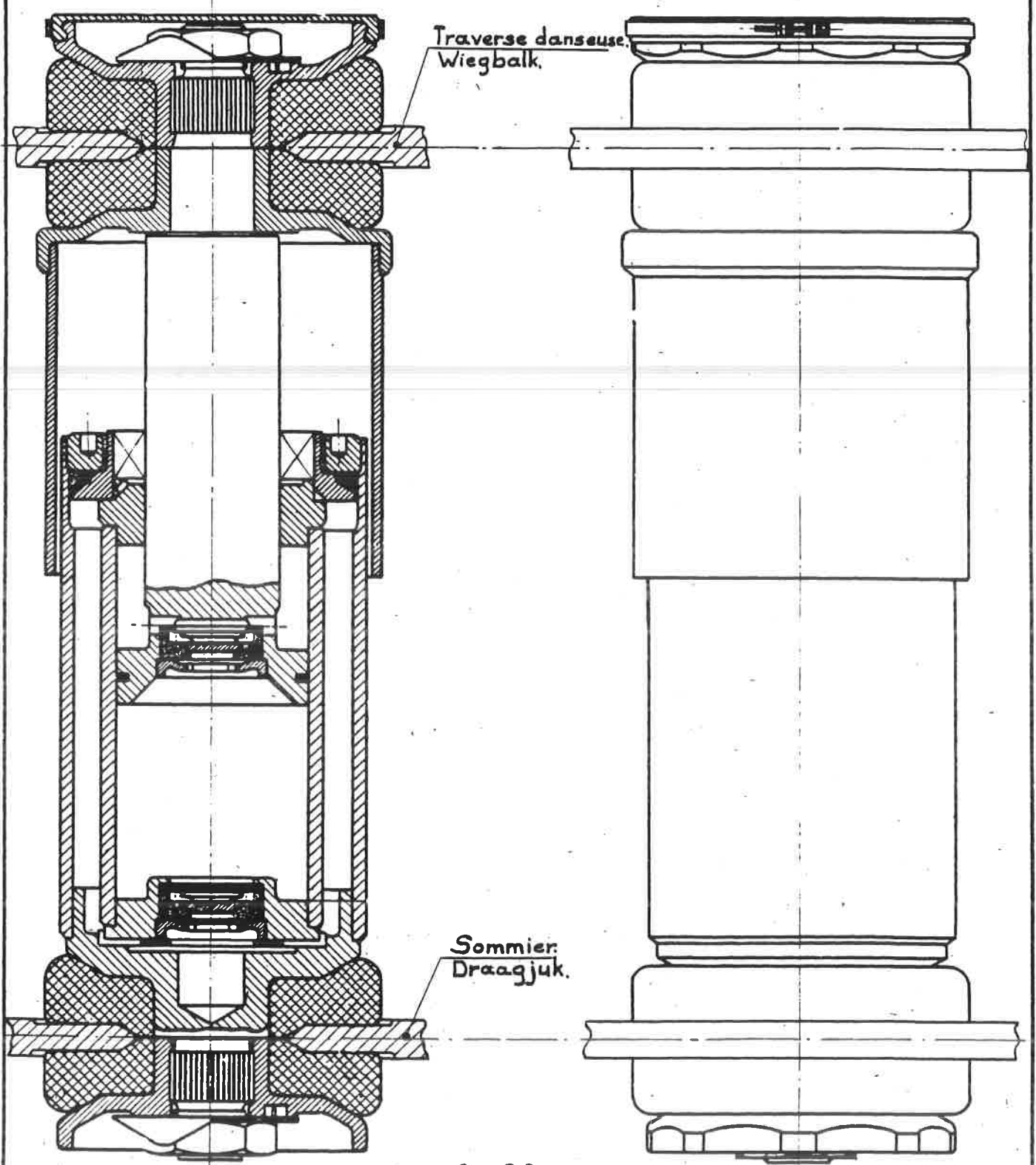


fig.68

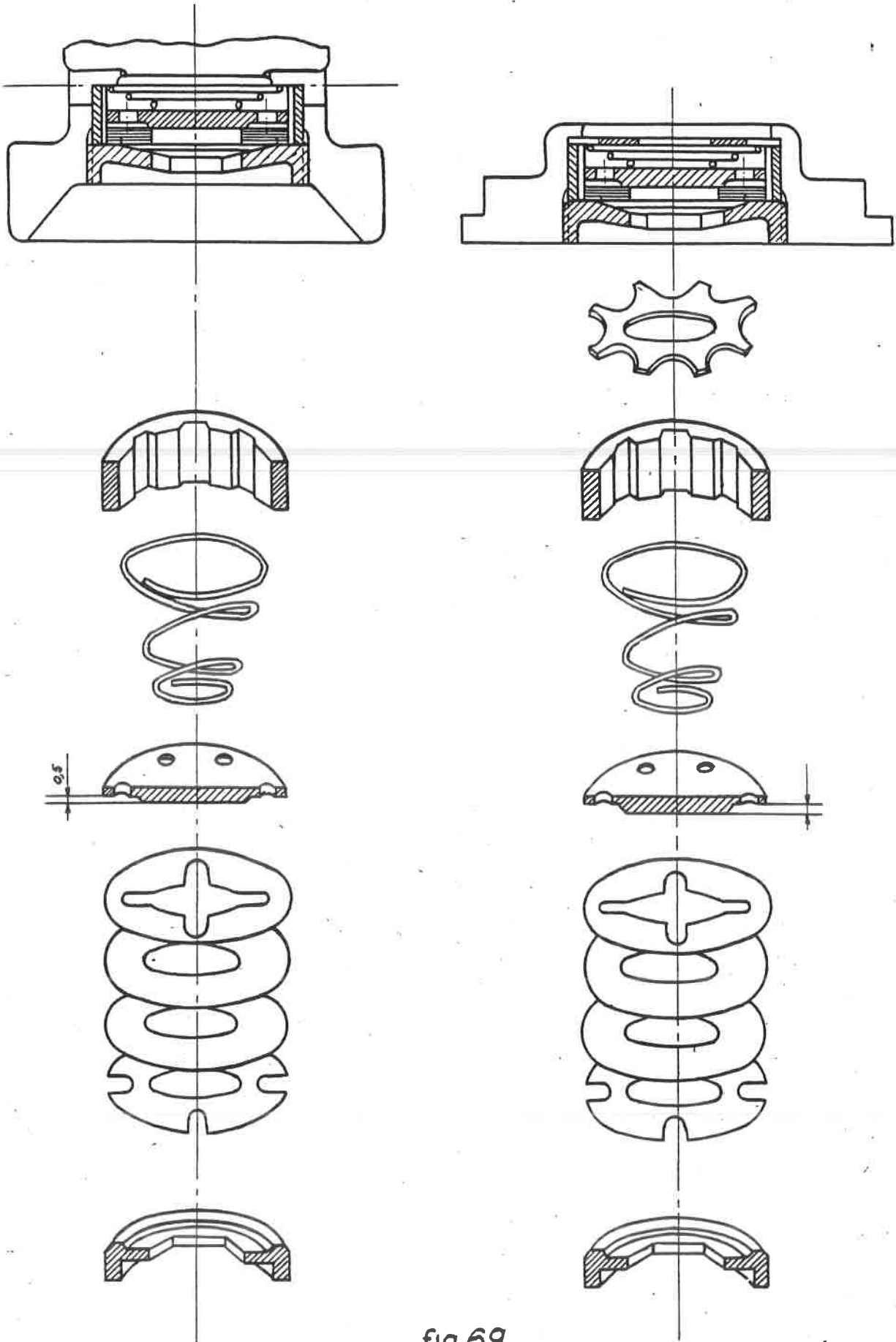


fig.69

7ème leçon

34. Bogie type Winterthur.

Les locomotives types 121 - 122 - 123 (et 124) sont équipées de bogies type Winterthur. La fig.7 donne une vue d'ensemble de ce type, tel qu'il est exécuté pour les locomotives type 122.

Tout le bogie est en construction soudée. Les longerons et les traverses de tête sont des caissons qui donnent, pour un poids relativement peu élevé, une grande résistance.

Les bâtis d'essieu sont d'une seule pièce; elles sont munies d'un couvercle avant et arrière. Chaque bâti contient 1 roulement à rouleaux. Chaque essieu est pourvu d'un roulement fixe et d'un roulement libre. Le roulement libre peut se déplacer par rapport à la boîte d'essieu de 4mm. Le roulement fixe est toujours placé côté engrenage. La disposition des bâtis est montrée à la fig. 72.

Sauf pour les bogies des locomotives type 121, il n'y a ici, tout comme sur tout le matériel roulant électrique de la S.N.C.B., aucune disposition spéciale prise pour assurer le retour de courant.

Les circuits suivants sont à distinguer :

- a) châssis de bogie - ressorts de boîte d'essieu - bâti - roulement - essieu - roue - rail;
- b) châssis de bogie - suspension nez - carcasse du moteur-ecoussinets - essieu - roue - rail;
- c) châssis de bogie - suspension nez - carcasse du moteur-flasques du moteur - roulements du moteur - arbre du moteur - pignon - roue dentée - roue - rail.

Ce dernier circuit est cependant peu probable sur la construction des roues dentées élastiques (silent-blocs).

35. Liaison de la roue au châssis de bogie (fig. 73).

Chaque boîte d'essieu possède 2 appuis en forme d'assiette (1) sur lesquels reposent les ressorts hélicoïdaux (2) de la suspension primaire.

Deux tiges creuses cylindriques de guidage (3) pressées dans le châssis de bogie, coulissent dans une buselure en bronze (4), elle-même calée dans un silentbloc(5). Le cylindre intérieur du silentbloc forme bain d'huile; cette huile ne doit être renouvelée que lors des grandes.

2.

révisions, grâce à la présence d'un orifice vers l'atmosphère situé à la partie supérieure de la tige de guidage, de sorte que lors des mouvements verticaux, l'huile n'est pas projetée au dehors par ces mouvements de pompage.

Les silentblochs offrent deux avantages :

1. Ils amortissent les chocs dans les sens longitudinal et transversal;
2. Ils compensent en grande partie les légers écarts qui se produisent lors de la construction du châssis de bogie (soudé).

Le jeu dans le guidage est réduit à un minimum, ce qui favorise le confort et réduit également les usures.

Les mouvements verticaux sont amortis par une bielle (7) située de chaque côté de la boîte et reliée, d'une part au châssis de bogie et, d'autre part, glissant entre 2 disques de frottement à base d'amiante (fig.74) serrés par un ressort.

36. Suspension secondaire et liaison caisse-bogie(fig.75).

Le pivot (4) est fixé au châssis de bogie et entraîne par l'intermédiaire d'un coussinet à rotule (5) une traverse (6) fixée par boulons aux longerons (1) de la caisse.

Le coussinet à rotule permet toutes les oscillations de la caisse par rapport au bogie; d'autre part, le guidage vertical du pivot dans l'articulation est assuré.

La caisse peut se déplacer transversalement de 35mm. dans les 2 sens, sans exercer de pression sur l'articulation (5).

La traverse de caisse (6) repose sur 2 forts ressorts à lames(11) suspendus longitudinalement au châssis de bogie au moyen de maillons (10). Le contact entre cette traverse et le collier des ressorts à lames s'effectue dans un bain d'huile. Une traverse entretoise (8) réunit les 2 ressorts à lames. Une articulation à tête sphérique (7) transmet les mouvements transversaux de la caisse aux ressorts à lames qui donnent ainsi un effort de rappel.

Dans le sens longitudinal, il est prévu un jeu entre l'articulation (7) et la traverse entretoise (8).

De plus, cette traverse est reliée de chaque côté au châssis de bogie par une bielle de rappel (12) munie de silent-blocs.

L'effort de rappel est accru par :

1. des butées paraboliques en caoutchouc placées dans le longeron de caisse et comprimées lors des mouvements transversaux du bogie;

2. une double suspension par maillons (10) prévue uniquement sur les locomotives type 123.

37. Accouplement entre bogies (fig. 76).

Afin de réduire les efforts sur les boudins des roues lors des parcours, en courbe, les bogies sont accouplés par 2 timons triangulaires (1). Chaque timon est fixé d'une part au châssis de bogie et, d'autre part, suspendu à la caisse (2) par des bielles (3) munies de silent-blocs.

Un jeu initial de 10mm. est prévu dans les 2 sens transversaux. Si le déplacement relatif est inférieur à 10mm., aucun effort de rappel n'a lieu. S'il est supérieur à 10mm., un système entre en action, composé de 2 pistons entre lesquels se trouvent 2 ressorts concentriques, de sorte qu'un effort de rappel prend naissance sur un bogie, provoqué par l'autre bogie.

La valeur de cet effort dépend de la compression des ressorts et est donnée par la courbe de la fig. 77. Par ex. il y a un effort de rappel de 2000 Kg. pour une compression de 35mm.

Toutes ces particularités techniques appliquées au bogie type Winterthur, contribuent à faire atteindre un parcours de 300.000 à 350.000 Km. entre 2 reprofilages des bandages.

38. Transmission de l'effort de traction entre le véhicule moteur et les voitures.

Les locomotives électriques sont équipées de crochets de traction et butoirs normaux. Le châssis de caisse intervient dans la transmission de l'effort de traction, pour tous les types de locomotives sauf pour la locomotive type 101. Les bogies de cette locomotive sont accouplés par l'intermédiaire de butoirs précomprimés; leur traverse de tête porte les organes de choc et de traction de sorte que la caisse n'intervient aucunement dans la transmission de l'effort.

Pour les automotrices, les organes de choc et de traction sont d'une exécution totalement différente.

On distingue :

- 1) l'accouplement semi-automatique Henriot, entre automotrices;
- 2) l'accouplement permanent Scharfenberg entre les 2 voitures d'une automotrice.

4.

Vu que la composition des trains formés d'automotrices doit être fréquemment modifiée, il y a tout intérêt à ce que l'accouplement et le découplément s'effectuent aussi rapidement et sûrement que possible.

De plus, notons que les inconvenients des crochets de traction classiques soit :

- l'usure rapide des crochets et des vis des attelages;
- les visites nombreuses nécessaires pour éviter les ruptures d'attelage;
- résistance à la rupture relativement faible (65 T),

sont remplacés par les avantages suivants propres aux attelages semi-automatiques et donc à l'attelage Henrioot :

- l'usure normale n'influence pas la résistance;
- les frais d'entretien sont peu élevés;
- la résistance à la rupture est très élevée (130 T);
- les organes de choc et de traction sont réunis dans un seul appareil;
- les ruptures d'attelage, même lors de déraillement, sont très rares;
- une résistance importante à la torsion peut empêcher, lors d'un déraillement éventuel, le renversement des voitures;
- la manœuvre d'accouplement ne comporte aucun danger pour le personnel.

39. Attelage Henrioot, type Atlas.

Le plan d'ensemble de cet accouplement central est donné à la fig. 78.

L'ensemble tel qu'il est monté sur toutes les automotrices (excepté les automotrices type 1939) comporte 4 organes principaux :

1. L'attelage proprement dit (1);
2. L'équipement de choc et de traction (2);
3. Le manchon d'accouplement (3) en 2 pièces qui réunit les organes précédents;
4. Le limiteur de course (4) qui exerce un certain effort de rappel.

L'équipement de choc et traction est fixé par un pivot (5) au châssis de la caisse.

Les mouvements élémentaires suivants sont possibles :

- une rotation autour du pivot dans un plan horizontal;
- un déplacement axial grâce à l'équipement Mohr;
- un mouvement vertical entre les mâchoires mêmes des accouplements.

L'accouplement proprement dit, représenté à la fig. 79 comprend les parties suivantes, dont le fonctionnement peut être vu sur la fig. 80.

- un corps (1);
- une mâchoire mobile (2) (voir aussi fig. 81);
- un verrou (3);
- une bielle de commande (4) du verrou;
- un poussoir (5);
- le pivot (6) de la mâchoire mobile;
- un pivot (7) qui relie la bielle de commande (4) au verrou (3);
- un levier de commande (9);
- un pivot (10) qui relie le levier de commande au corps(1);
- un pivot (11) qui relie la bielle de commande au levier de commande.

Fonctionnement de l'attelage Henricot.

A. Accouplement de 2 voitures.

Pour réaliser l'accouplement, la préparation suivante est suffisante :

- ouvrir la mâchoire d'un attelage (fig. 80);
- mettre les 2 attelages dans le même axe.

Le rapprochement des voitures provoque l'accrochage. En effet, par suite du choc, la mâchoire mobile (2) tourne autour du pivot (6). La surface inclinée de la mâchoire soulève légèrement le verrou (3) (fig. 80 C) de sorte qu'il quitte son appui (19) sur lequel il a été placé lors du découplage.

Après fermeture complète de la mâchoire, le verrou tombe par son propre poids et bloque la mâchoire (2) (fig. 80 b), la face 15 s'appuyant sur le verrou et la face (16) sur le corps (1).

Dans cette position (fermée) la bielle de commande (4) a une partie saillante hors de la face arrière du verrou se trouvant sous le nez (18) du corps (1) (fig. 80a). On évite ainsi tout déplacement accidentel vers le haut du verrou, donc tout déverrouillage imprévu dû aux chocs pendant la marche.

B. Découplage.

Il suffit d'ouvrir un accouplement. Pour cela, on va, au moyen d'un levier de commande (9), déverrouiller la mâchoire d'un des attelages.

Il faut pour cela que la bielle de commande puisse se déplacer du bas vers le haut. Une boutonnière permet un déplacement latéral (sur le pivot (7) - fig. 80 a), éliminant ainsi l'obstacle au mouvement vertical. La bielle de commande se place dans un évidement du verrou et le mouvement vertical s'effectue. La mâchoire est libérée.

6.

Le verrou continue son mouvement vers le haut et vient heurter le petit bras de levier (23) du poussoir (5) fig. 80 g. Ce dernier tourne autour du pivot (24) de sorte que le long bras de levier (25) repousse la mâchoire déverrouillée qui tourne autour du pivot (6) fig. 80 c.

Cette rotation de la mâchoire ne peut s'effectuer si les 2 attelages sont pressés l'un contre l'autre (fig. 80 c). Le mouvement vers le haut du verrou se limite alors à la libération de la mâchoire.

Si on lâche maintenant le levier de commande, le verrou bascule autour du pivot de verrou et reste appuyé sur la saillie (19) du corps (fig. 80 c).

Si on sépare les 2 voitures, la mâchoire déverrouillée s'ouvre et le verrou quitte sa position de repos (19). La position ainsi obtenue par le verrou est un état préliminaire à la chute complète et donc au blocage, au moment où la mâchoire est repoussée lors d'un accouplement ultérieur (fig. 80 d).

Dans la position accouplée, les nervures (26) du corps sont en prise avec les nervures correspondantes (27) de la mâchoire, de sorte que le pivot (6) fig. 80 h n'est pas sollicité, ni lors de traction, ni lors de choc.

40. Accouplement Scharfenberg.

Les automotrices doubles de la S.N.C.B. forment des unités inséparables au point de vue traction; les 2 voitures d'une automotrice double sont reliées entre elles par un accouplement permanent qui ne doit être séparé qu'exceptionnellement en atelier (par ex. lors du levage d'un véhicule).

La fig. 82 représente le montage, L'accouplement comprend 2 parties symétriques :

Chaque partie, soit 1 par caisse, se décompose en - fig. 83 :

- 1) les organes de choc et traction, fixés au châssis par les pivots (20) permettant l'oscillation dans un plan vertical;
- 2) le tube d'accouplement (4).

Les tubes d'accouplement des 2 parties symétriques sont reliés entre eux par un manchon (3). On forme ainsi une barre d'accouplement rigide.

La tige de traction (30) relie cette barre d'accouplement à la caisse par l'intermédiaire du boisseau de compression (14) des anneaux-ressorts (25). Un déplacement axial de l'ensemble est donc possible de même

qu'une rotation dans un plan horizontal autour du pivot (10).

Les mouvements possibles :

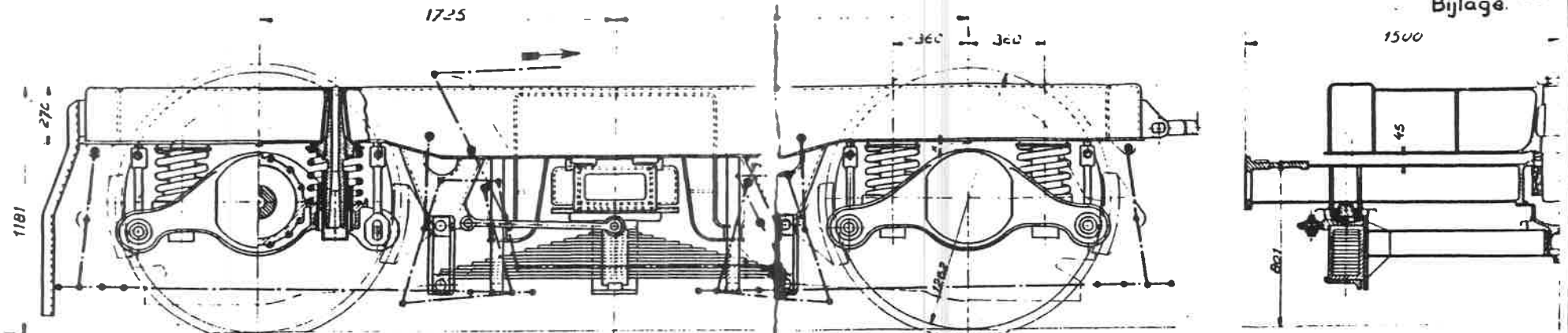
1. Déplacement axial;
2. Rotation dans un plan vertical autour des pivots (20);
3. Rotation dans un plan horizontal autour des pivots (10)

ont pour conséquence une plus ou moins grande compression des anneaux-ressorts (25) montés avec une compression initiale. La seule force de rappel est celle des anneaux ressorts.

Pour éviter le blocage des anneaux-ressorts, un limiteur de course (26) peut intervenir. Lors de chocs importants, les ressorts sont mis hors service par le chemin suivant :

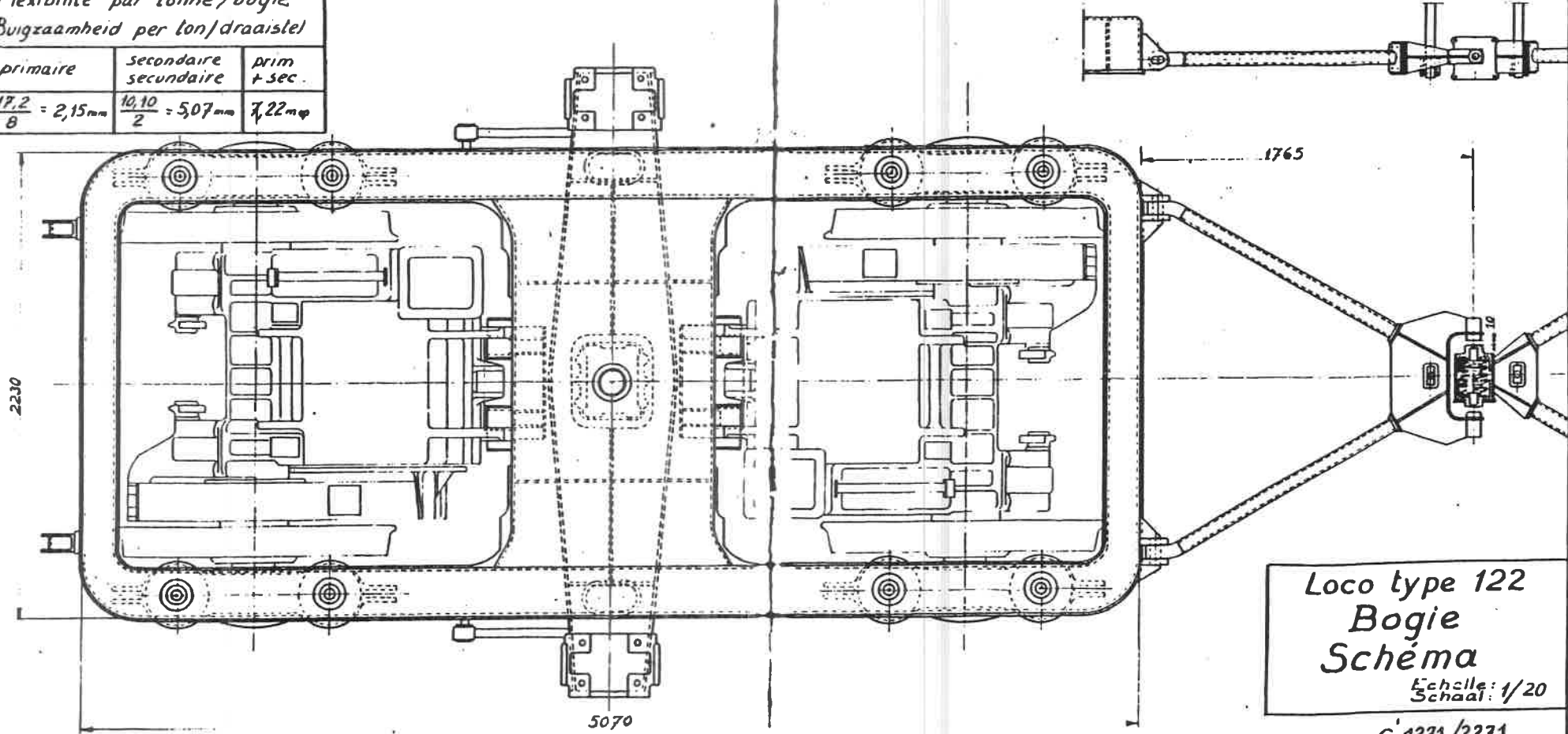
tige de traction (30) - écrou (23) - tube de compression arrière (28) - limiteur de course (26) - rondelle de compression avant (18) - guide avant (17) - boîte à ressorts (27) - pivots (20) - caisse.

Enfin les ressorts à lames (11) provoquent un certain amortissement de la barre d'accouplement par rapport à l'appareil de choc et traction.



Flexibilité par tonne/bogie
Buigzaamheid per ton/draaistel

primaire	secondaire secondaire	prim + sec.
$\frac{17,2}{8} = 2,15 \text{ mm}$	$\frac{10,10}{2} = 5,07 \text{ mm}$	7,22 mm



Loco type 122
Bogie
Schéma
Echelle: 1/20
Schaal: 1/20

C.1271/2271
71.

fig 1

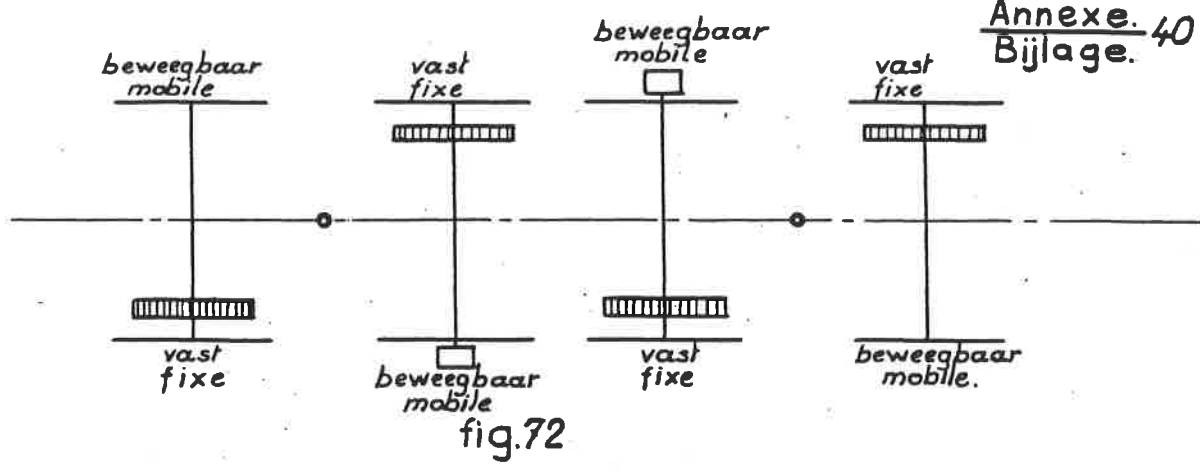


fig.72

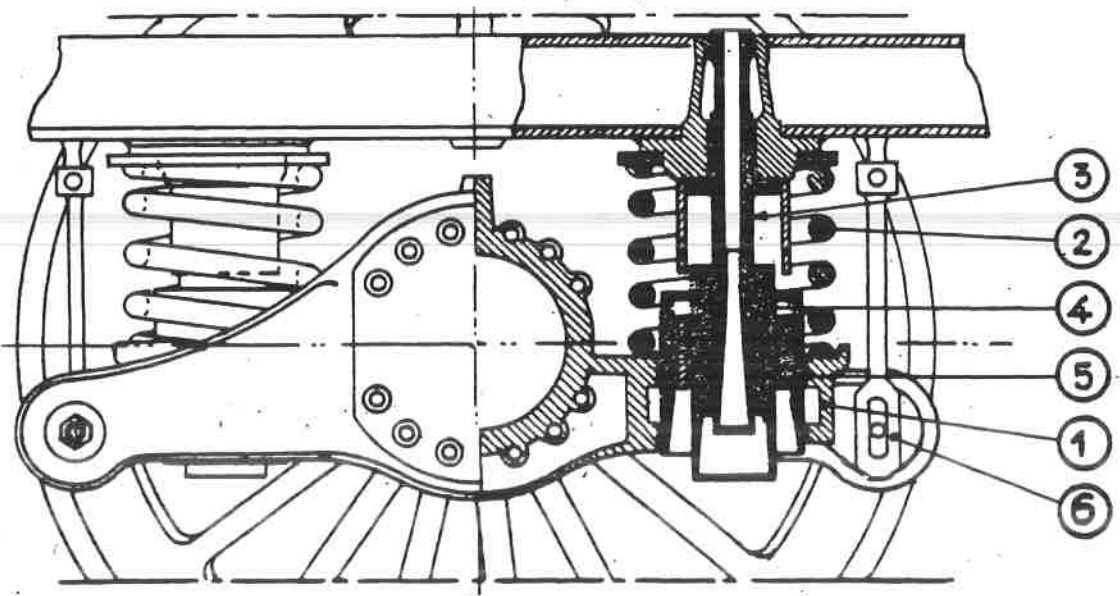


fig.73

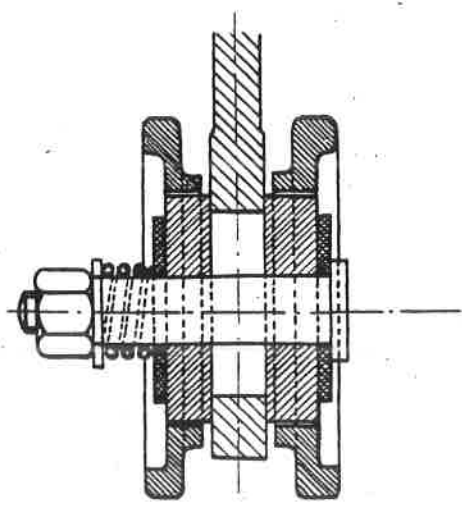


fig.74

(B) 274190.11.68 (75)

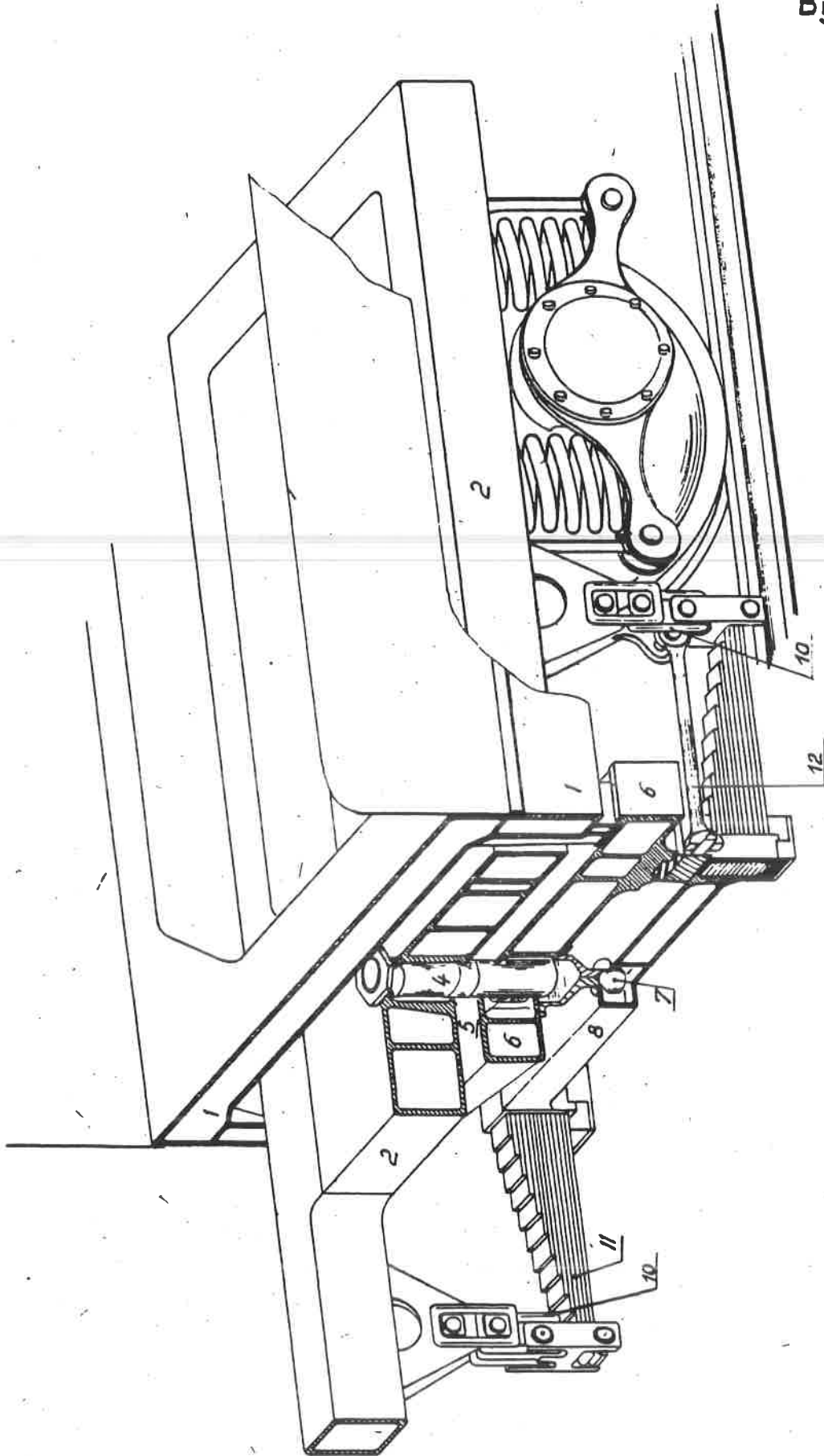


fig. 75

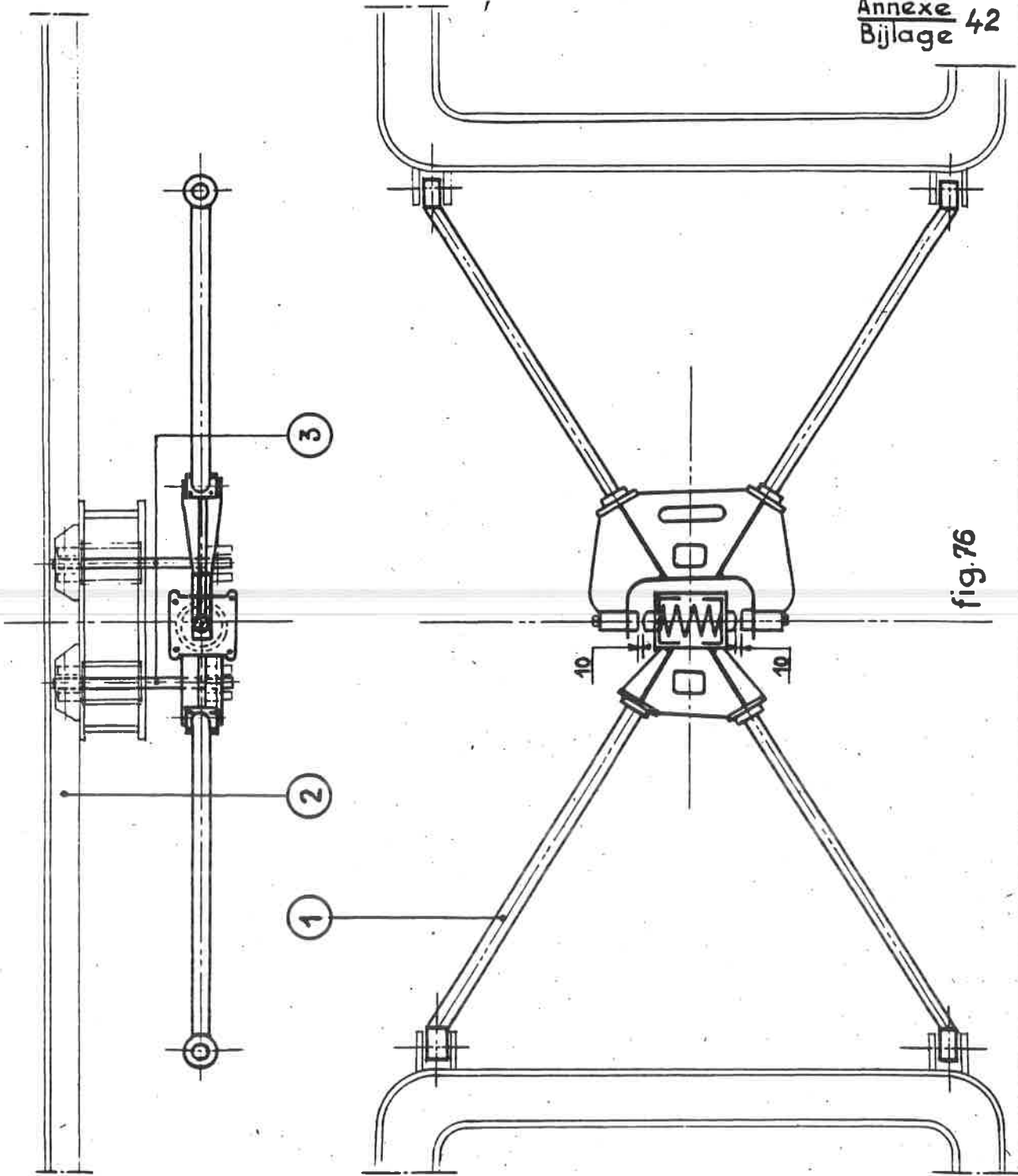


fig.76

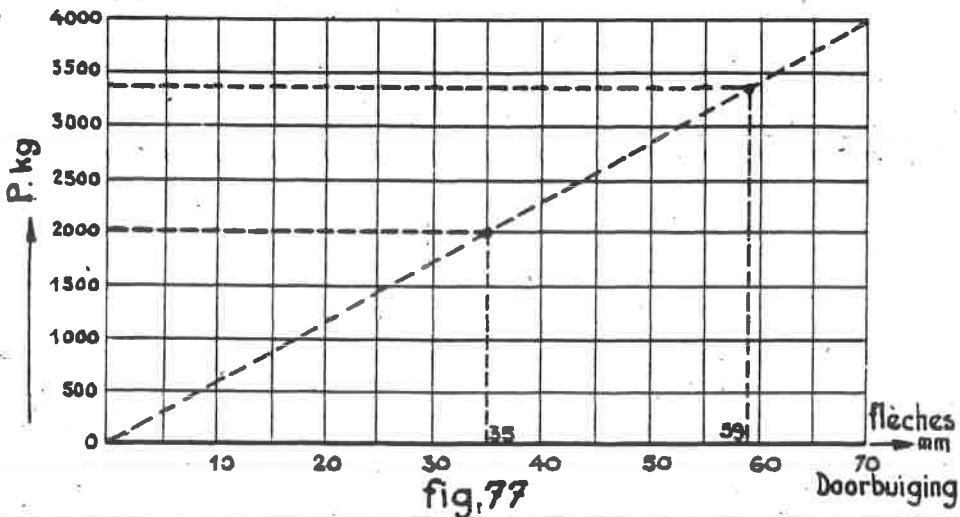


fig.77

C.1271/2271
7SL

fig. 78

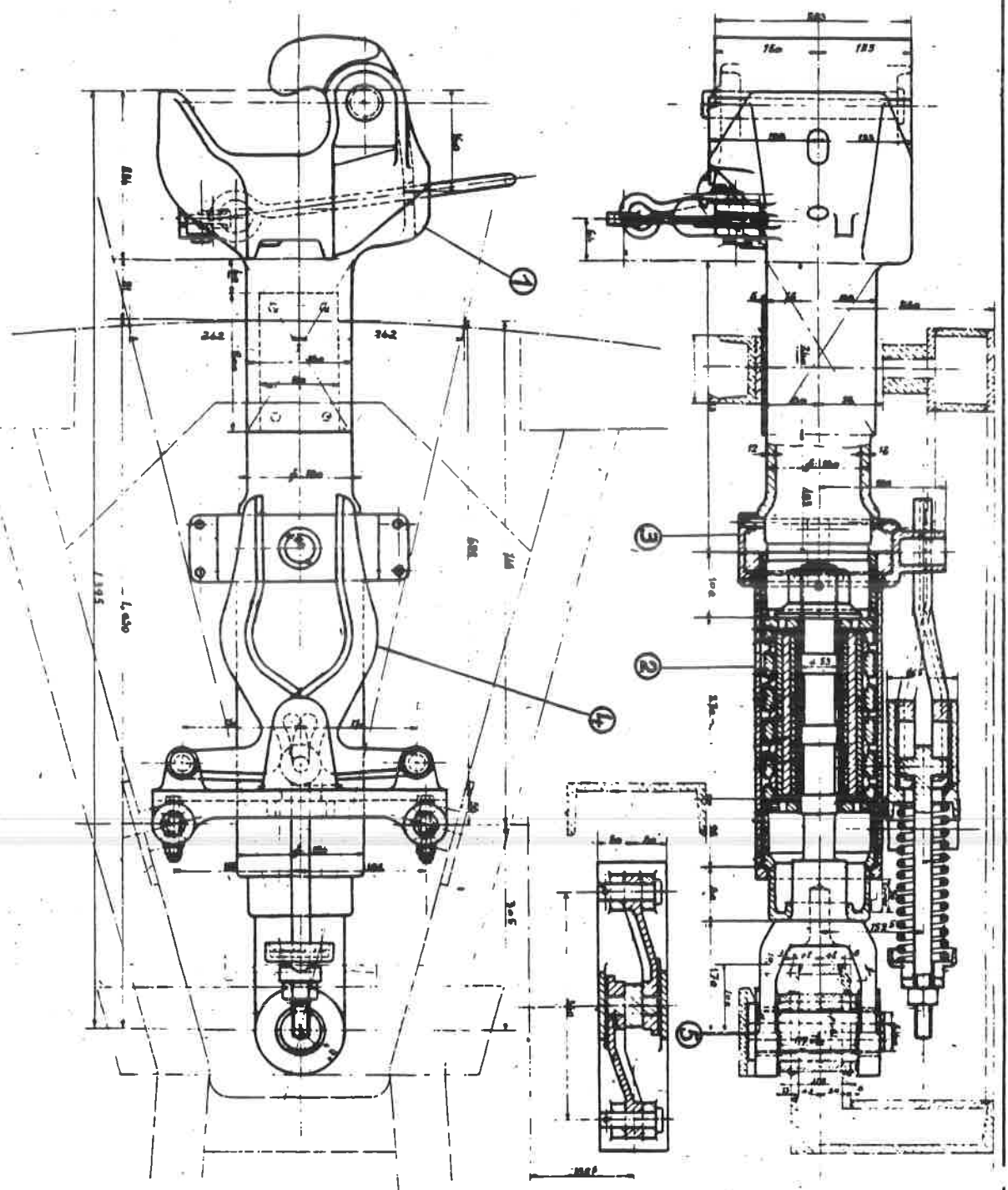
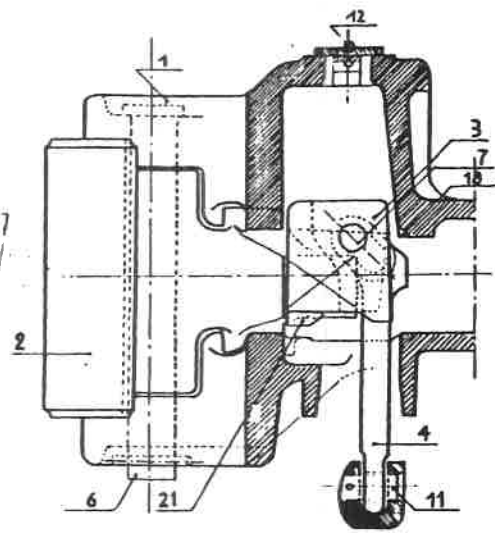




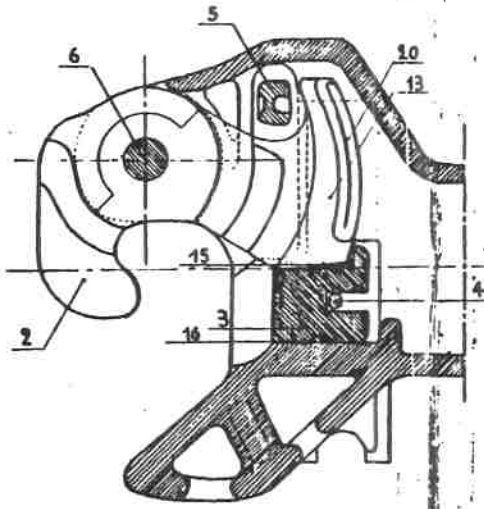
fig. 79



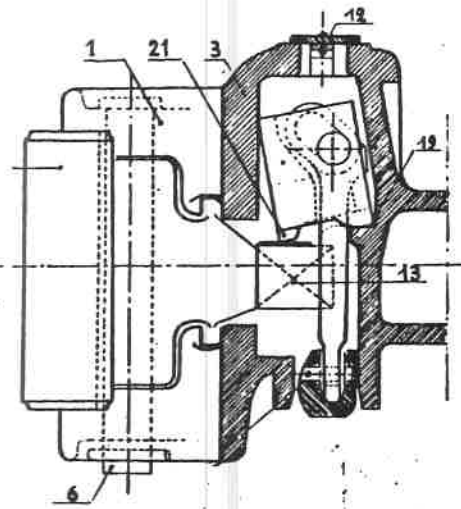
fig. 81



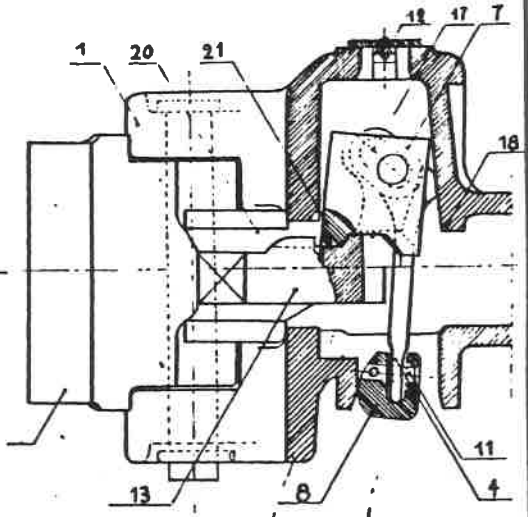
a



b

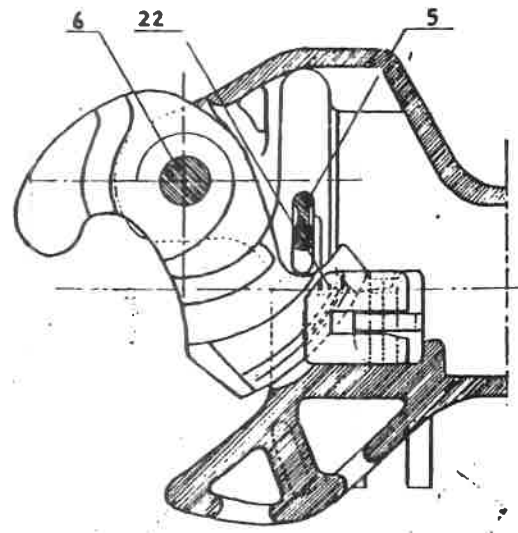


c

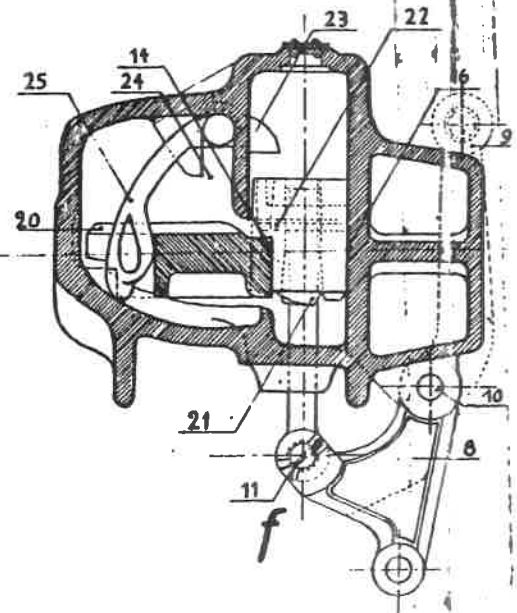


d

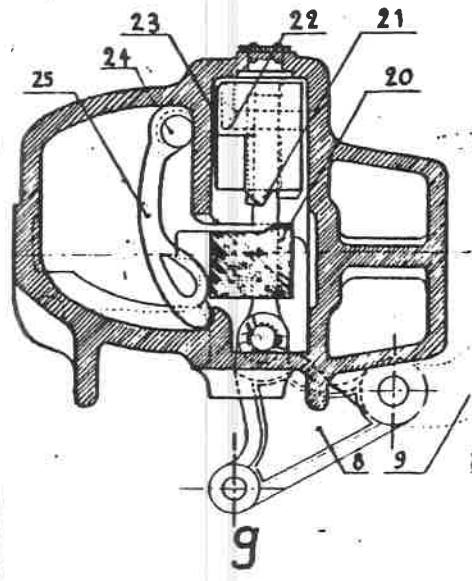
fig. 80



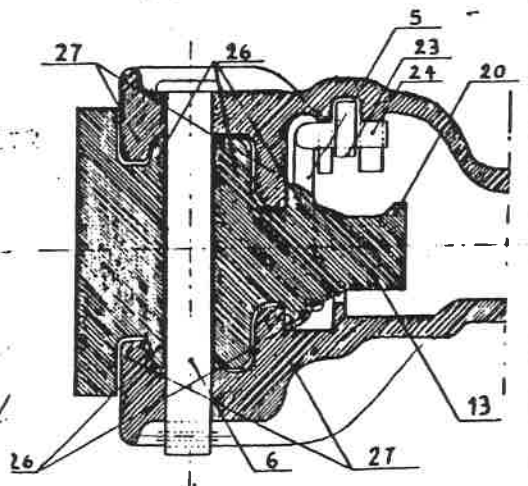
e



f



g



h

101

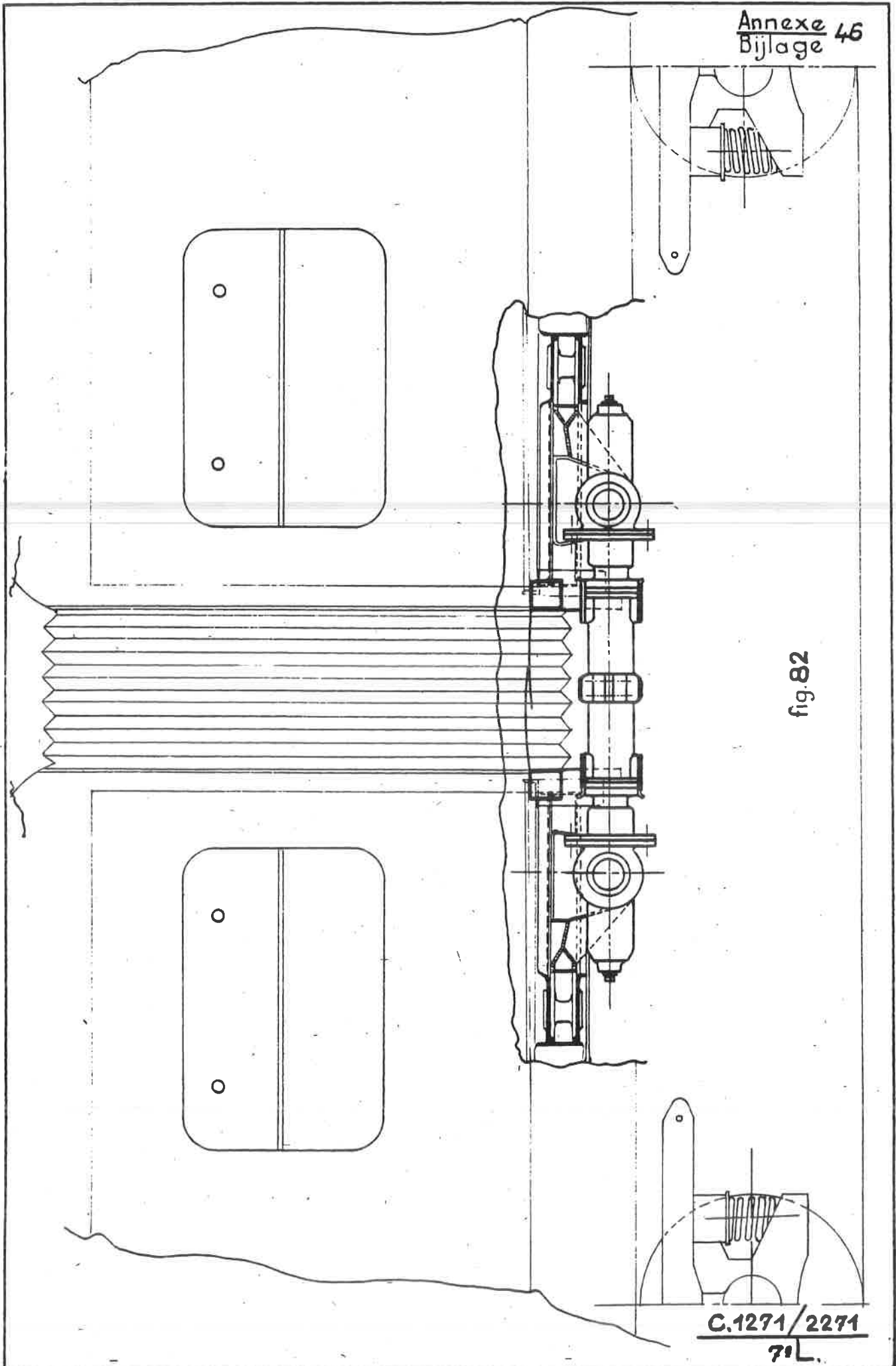


fig.82

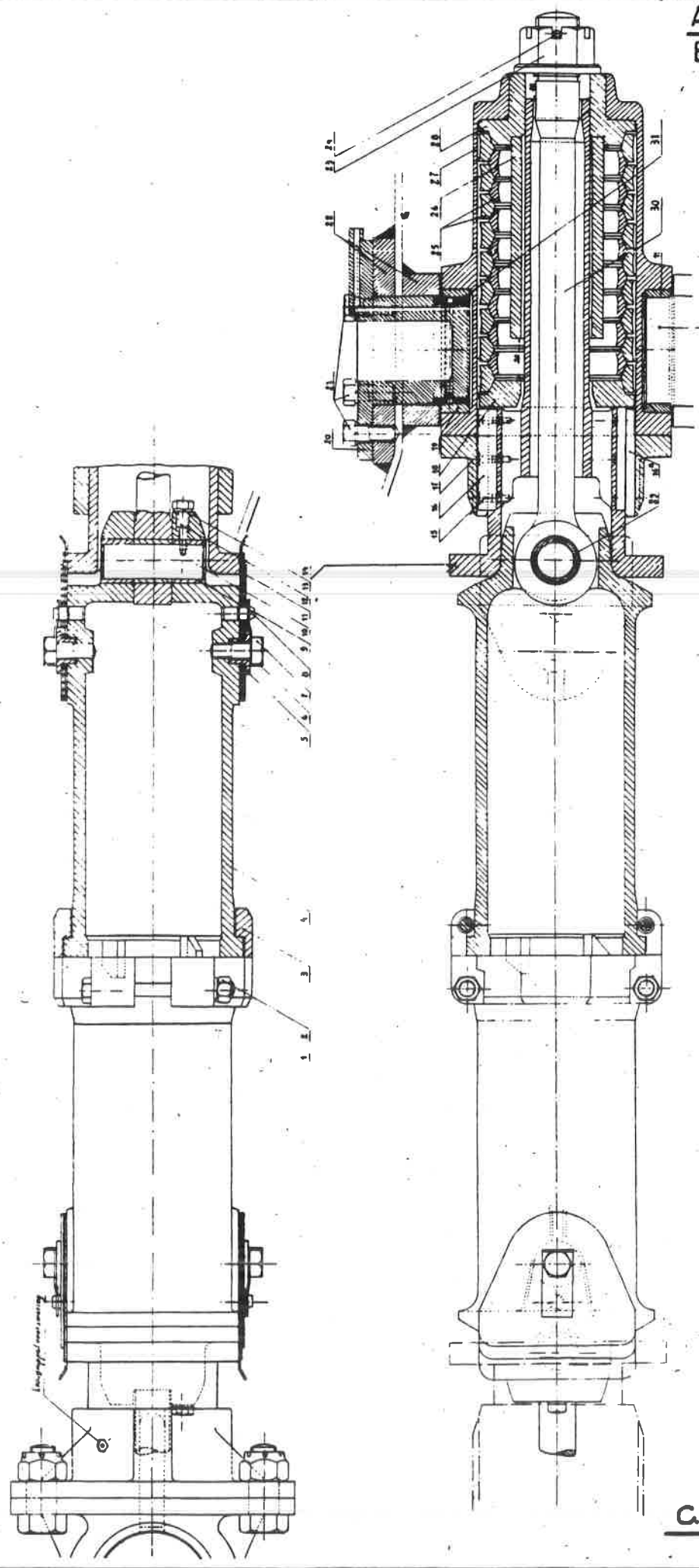


fig.83

C.1271/2271
7^eL.

8e leçon.

Les transmissions en traction Diesel.

Généralités.

41. La puissance d'un moteur diesel dépend de 2 facteurs : la vitesse et le couple :

$$N = \frac{C \times n}{716} \quad (1)$$

N = puissance en ch
C = couple en mkg
n = tours par minute.

Le couple est directement proportionnel à la quantité de combustible injectée et théoriquement du moins, ne dépend pas de la vitesse. Pratiquement le couple varie avec la vitesse comme l'indique la fig. 84. Les lignes sont légèrement inclinées à cause du remplissage incomplet des cylindres. Pour l'étude on admet pourtant que le couple reste constant en fonction de la vitesse (fig. 85).

La vitesse doit toujours être maintenue entre 2 valeurs extrêmes n_1 et n_2 (fig. 84 et 85). La valeur la plus faible est la vitesse à vide. En-dessous de cette vitesse le moteur diesel se calerait. La vitesse la plus élevée n_2 est déterminée par le constructeur, compte tenu d'un certain nombre de conditions, telles que : les tensions maxima admises dans les matériaux, le refroidissement du moteur, etc...

Si l'on examine de plus près la formule (1), on voit que N est donc, au vu de ce qui précède, proportionnelle à la vitesse (fig. 96). La courbe de la fig. 86 est appelée la caractéristique "puissance" du moteur diesel.

Pratiquement la caractéristique "puissance-vitesse" du moteur diesel doit s'adapter à la caractéristique de même nom de la charge remorquée. Dans la plupart des cas, la puissance demandée à faible vitesse est notablement inférieure à la puissance que le moteur diesel peut réellement fournir (fig. 87).

Il est toujours plus avantageux de faire travailler le moteur diesel à puissance maximum. On dit alors que le moteur est "utilisé économiquement" la puissance maximum est obtenue pour le couple maximum et la vitesse maximum. C'est le rôle de la transmission de faire travailler le moteur à la puissance maximum pour toute vitesse de la locomotive ou de l'autorail. Nous décrirons comment ceci est obtenu.

Cours 1271.

2.

42. Ne nous préoccupons d'abord pas par quel moyen le couple est transmis aux essieux moteur du véhicule.

Supposons que cela s'effectue par une transmission élémentaire qui reporte intégralement le couple sur l'essieu moteur.

Vu que le couple est constant, il en est de même de l'effort de traction développé à la jante (fig. 88; courbe 1)

En effet :

$C' = T \times R$ (2)
C' = couple sur l'essieu considéré
T = Effort de traction à la jante.
R = rayon de la roue.

L'effort résistant total est la résultante de plusieurs résistantes. Exprimés en kg/tonne on a :

1° La résistance au roulement en voie droite et en palier :
 $a + bV + cV^2$ (3) formule dans laquelle a, b et c sont des constantes et V la vitesse du véhicule.

Cette résistance varie de 2 à 6 kg par tonne :

2° La résistance due aux rampes et pentes. Une rampe de i mm par mètre (fig. 89) donne un effort résistant de i kg par tonne. Dans une pente on a un effort moteur de i kg par tonne.

3° Les courbes donnent lieu à une résistance de

$r = \frac{750}{R_1}$ (4) kg par tonne; R₁ est le rayon de la courbe.

Nous voyons que la résistance totale est très variable.

Illustrons cela par un exemple :

Considérons un véhicule de 40 tonnes, vitesse max. 80 km/h, dont la résistance au roulement (1) est :

2,1 kg/tonne à 20 km/h
2,5 kg/tonne à 40 km/h
3,1 kg/tonne à 60 km/h
3,9 kg/tonne à 80 km/h.

L'effort résistant est respectivement : 84, 100, 124 et 156 kg. Si l'autorail se trouve sur une rampe de 8 %, ces résistances sont à majorer de $8 \times 40 = 320$ kg.

En courbe de 375 m de rayon, il faut encore y ajouter une résistance de $r = \frac{750}{375} = 2$ kg/tonne soit $2 \times 40 = 80$ kg

Supposons un moteur de 400 ch et 1350 tr/min.

La formule (1) donne

$$400 = \frac{C \times 1350}{716} \text{ ou } C = \frac{400 \times 716}{1350} = 212 \text{ kgm.}$$

Si le couple est intégralement reporté à l'essieu moteur sans multiplication, on aura pour une roue de rayon 0,5 m un effort de traction maximum de (2)

$$T = \frac{C}{R} = \frac{212}{0,5} = 424 \text{ kg}$$

alors qu'il faut en rampe de 8 %, et courbe de 375 m à 20 km/h : $84 + 320 + 80 = 484$ kg.

Cet autorail ne pourrait donc pas atteindre cette vitesse.

De plus, sur une rampe de 9 %, il serait impossible de démarrer vu que l'effort résistant à vitesse nulle $9 \times 40 + 2 \times 40 = 440$ kg est déjà supérieur à l'effort de traction maximum.

43. Cet exemple montre qu'il faut entre le moteur et l'essieu un multiplicateur de couple. C'est ce que donnent les organes de transmission. Dans l'exemple choisi, il faudrait, dans le cas d'une liaison directe entre le moteur et l'essieu, pour une vitesse de 20 km/h une vitesse de rotation du moteur de :

$$\frac{20\ 000}{60} = \pi \times 2 \times 0,5 \times n \text{ ou } n = \frac{20\ 000}{60 \times 3,14} = 106 \text{ tr/min.}$$

Cette vitesse est de loin inférieure à la vitesse à vide du moteur choisi, soit 600 tr/min.; d'autre part, dans ces conditions, la vitesse maximum de l'autorail pourrait être :

$$\frac{1350}{106} \times 20 = 255 \text{ km/h.}$$

Pour la vitesse maximum de 80 km/h de l'autorail considéré, il est nécessaire d'appliquer entre moteur et essieu une démultiplication de vitesse de $\frac{255}{80} = 3,2$

Mais ce n'est pas encore suffisant, vu qu'à 20 km/h nous sommes encore sous la vitesse à vide; nous avons en effet $106 \times 3,2 = 340$ tr/min. Nous sommes donc encore contraints d'appliquer une autre démultiplication entre le moteur et l'essieu. Nous sommes ainsi amenés à considérer plusieurs rapports entre la vitesse de l'essieu et celle du moteur.

4.

44. Nous avons dit plus haut que la transmission avait également pour but de faire travailler le moteur diesel le plus possible à puissance maximum.

Supposons encore une transmission sans réduction de vitesse entre le moteur et les essieux.

A 20 km/h, le moteur tourne à 106 tr/min. Le couple est 212 mkg. La puissance du moteur ne serait que : (formule 1) :

$$N = \frac{C \times n}{716} = \frac{212 \times 106}{716} = 31 \text{ ch.}$$

L'effort de traction est alors 424 kg.

Au démarrage l'effort résistant est environ 2 kg/tonne soit 80 kg au total. Pendant la période d'accélération, ce qui reste de l'effort résultant est utilisé pour accélérer le véhicule.

L'accélération est déterminée par : $F = m \times j$ (5)

F = effort accélération

m = masse en mouvement = $\frac{\text{poids en kg}}{9,81}$

j = accélération en m/sec².

Dans l'exemple choisi, on a : $m = \frac{40000}{9,81} = 4080$;

F = 344 kg

donc $j = \frac{344}{4080} = 0,085 \text{ m/sec}^2$.

Mais $V = jt$ (6)

V = vitesse en m/sec.

t = temps en secondes.

Pour atteindre une vitesse de 20 km/h ou 5,6 m/sec. il faudrait un temps :

$$t = \frac{V}{j} = \frac{5,6}{0,085} = 65 \text{ secondes!}$$

Alors que normalement cette vitesse doit être atteinte en quelques secondes.

45. Que faire pour remédier à cette situation?

Il faut donc augmenter l'effort de traction au démarrage. La formule (2) montre qu'il faut augmenter le couple à l'essieu moteur. Portons ce couple à 9 fois sa valeur soit $9 \times 212 = 1900 \text{ mkg}$.

La multiplication par 9, on l'obtient par diminution de vitesse de 9 fois la valeur entre moteur et essieu.

En effet, en supposant qu'il n'y ait pas de pertes, la puissance du moteur est égale à la puissance à la jante, on a la formule (1)

$$\frac{C_{\text{moteur}} \times n_{\text{moteur}}}{716} = \frac{C_{\text{roue}} \times n_{\text{roue}}}{716}$$

$$\text{ou } C_{\text{roue}} = C_{\text{moteur}} \times \frac{n_{\text{moteur}}}{n_{\text{roue}}} = C_{\text{moteur}} \times 9.$$

Au démarrage nous avons maintenant un effort de traction de $\frac{1900}{0,5} = 3800$ Kg. L'effort accélérateur est donc $3800 \text{ kg} - 40 \text{ kg} = 3720$. L'accélérateur est $j = \frac{3720}{4080} = 0,91 \text{ m/sec.}$

La vitesse de 20 km/h est atteinte après $t = \frac{5,6}{0,91} = 6$ secondes.

Mais avec ce réducteur de vitesse de 9, la vitesse maximum de l'autorail serait, compte tenu de la vitesse max. de 1350 tr/min. du moteur : $\frac{1350}{9} \times 2 \times 0,5 \times 0,60 = 28,5 \text{ km/h}$

Cette vitesse étant atteinte, il faut forcément passer à une autre réduction, par exemple 7. La vitesse maximum est alors 41 km/h. Nous continuons ainsi avec les rapports 5,3, 4,1, 3,2 les vitesses max. respectives étant 54 km/h; 70 km/h et 80 km/h.

Nous obtenons donc 5 rapports de vitesse : 9 ; 7 ; 5,3, 4,1 et 3,2. L'effort de traction en fonction de la vitesse varie comme indiqué à la fig. 47.

46. Les rapports précités peuvent résulter du produit de 2 facteurs :

$$\begin{aligned} 9 &= 3,2 \times 2,8 \\ 7 &= 3,2 \times 2,2 \\ 5,3 &= 3,2 \times 1,7 \\ 4,1 &= 3,2 \times 1,3 \\ 3,2 &= 2,2 \times 1 \end{aligned}$$

Le facteur constant peut être matérialisé dans le pont d'essieu tandis que le facteur variable peut l'être dans la boîte de vitesse par les rapports d'engrenages 2,8; 2,2; 1,7; 1,3; 1.

6.

47. On distingue les transmissions mécaniques, hydrauliques et électriques. Le diagramme fig. 90 ainsi que le raisonnement ci-dessus, vaut pour une transmission mécanique telle qu'elle existe sur les autorails type 551, 552, 553, 554, 601, 607, 608 et 620.

La transmission hydraulique a un diagramme effort de traction -vitesse comme sur la fig. 91. Cette transmission existe sur les autorails 602, 603, 604, 605, 630, 670, 671 et pour les locomotives de manoeuvre type 231, 250, 251, 252, 253, 271 et 272.

La transmission électrique a une courbe effort-vitesse comme sur la fig. 92; elle se trouve sur les autorails type 652, 653, 654 et les locomotives 230, 270, 201, 202, 203, 204.

48. Un moteur diesel ne peut être démarré sous charge. Cela veut dire qu'il doit y avoir un système pour interrompre la transmission de la puissance entre le moteur diesel et l'essieu. Ceci est réalisé dans les transmissions mécaniques par un accouplement à friction; dans les transmissions hydrauliques par le non-remplissage du transformateur de couple; dans les transmissions électriques par l'interruption de l'excitation de la génératrice principale.

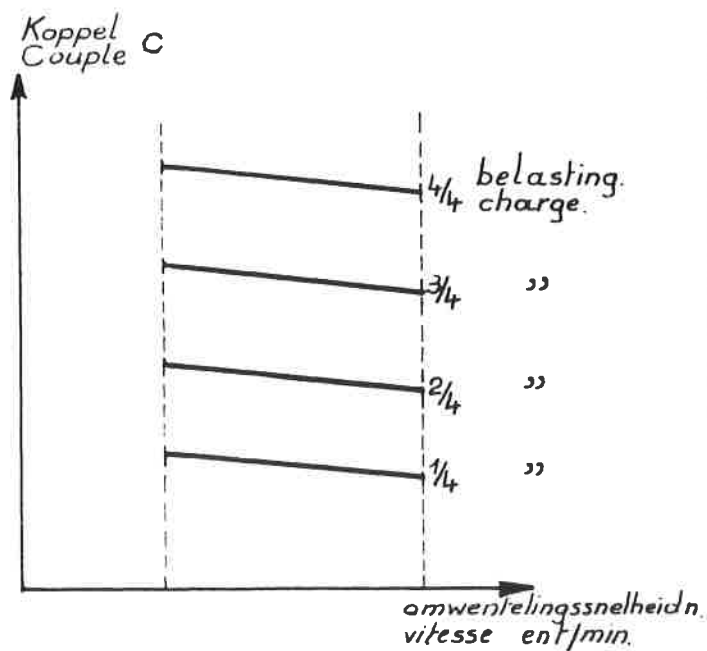


fig.84

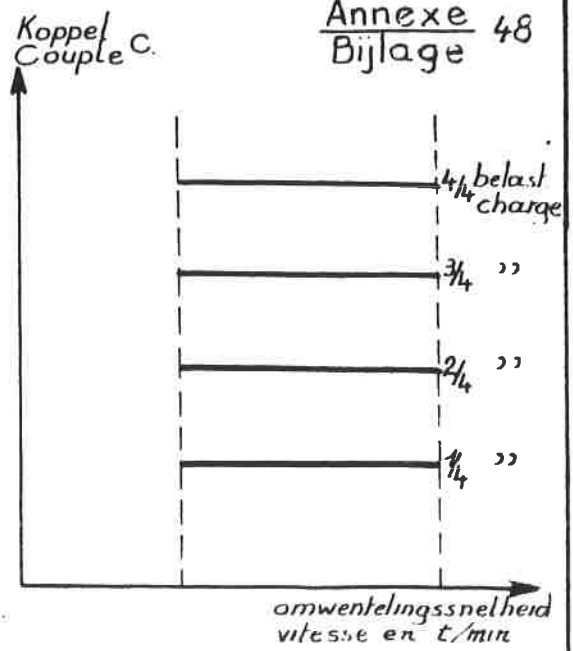


fig.85

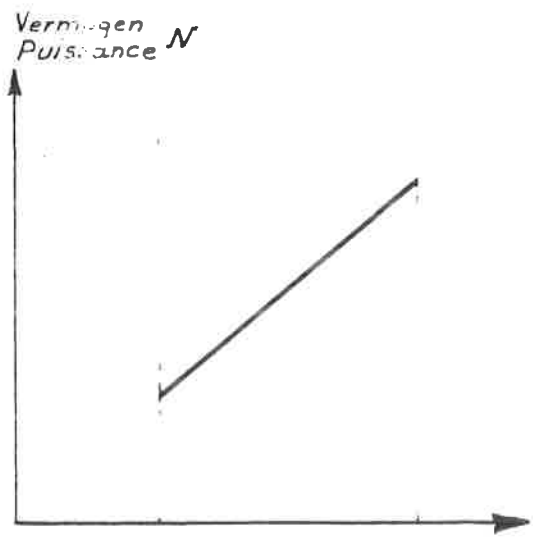


fig.86

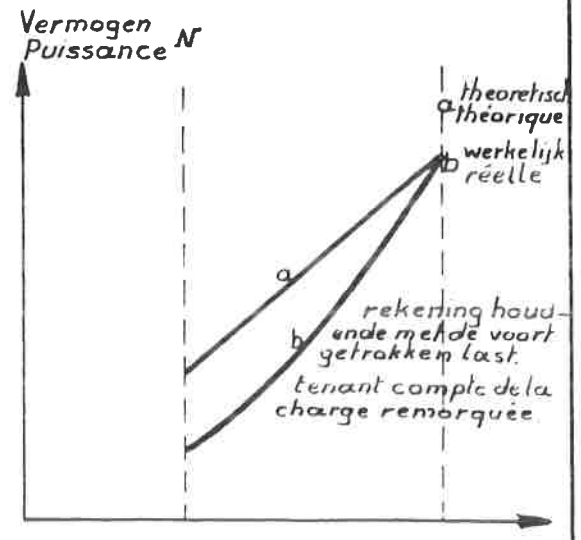


fig.87

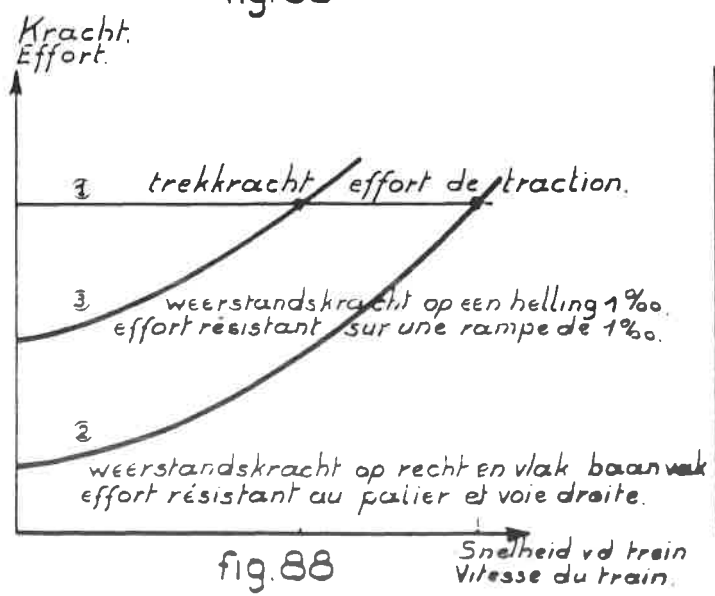


fig.88

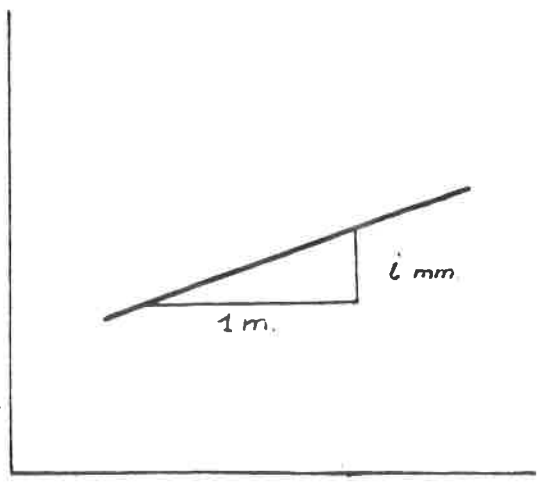


fig.89

BIBLIOTHEEK

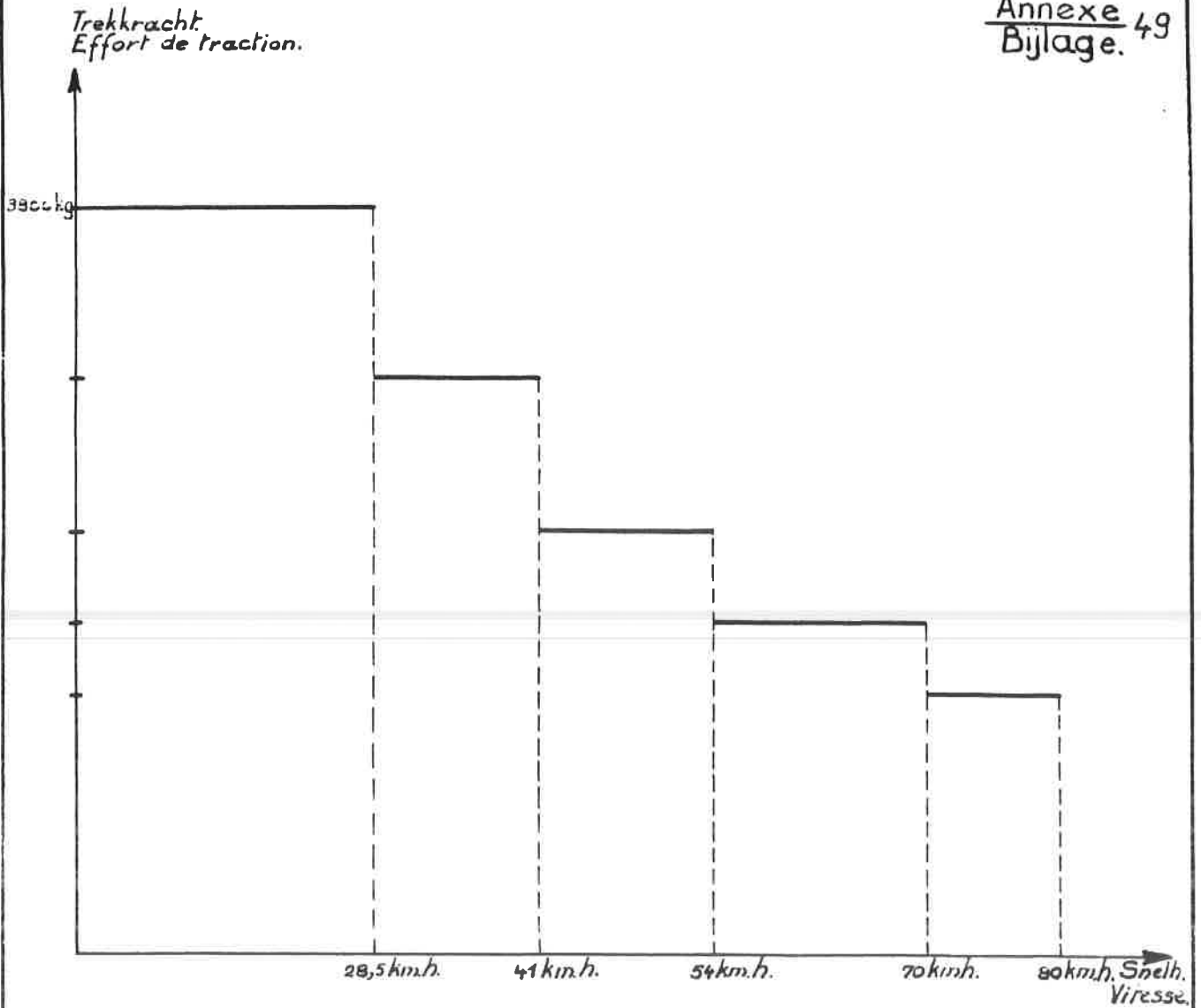


fig. 90

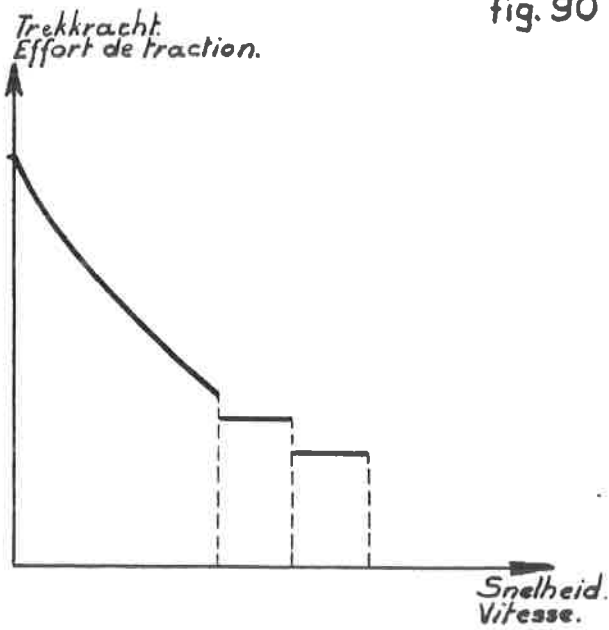


fig. 91

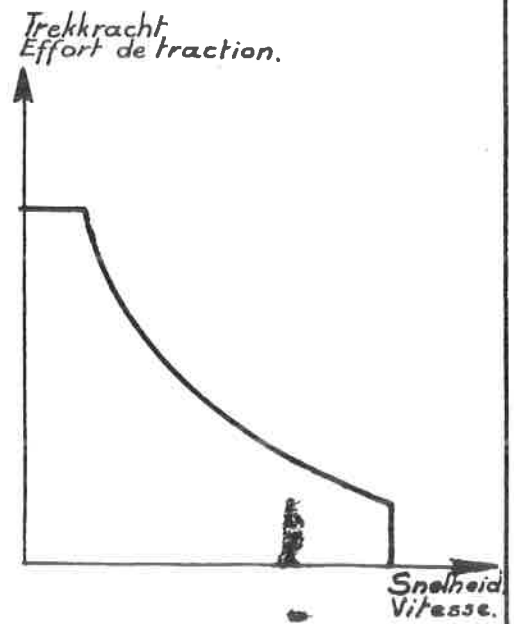


fig. 92

9e leçon.

La transmission mécanique type S.L.M. Winterthur.

49. C'est une transmission mécanique pour grandes puissances se trouvant sur les auterails types 607-608-620. C'est en principe une boîte de vitesse assez simple dont chacune des 5 vitesses est munie d'un accouplement. On peut prendre une vitesse déterminée en enclenchant l'accouplement de cette vitesse. Il n'y a donc pas d'engrenages baladeurs tels qu'on en trouve dans les boîtes de vitesse classiques.

50. La boîte de vitesse Winterthur comprend essentiellement (fig. 93):

- un arbre primaire 1, entraîné par le moteur Diesel par l'intermédiaire d'un accouplement hydraulique et d'un axe fixe muni de 2 disques en caoutchouc (disques Hardy). Sur l'axe primaire sont calés les 5 engrenages entraînables;
- Un arbre secondaire 2, monté sur 3 roulements, qui transmet l'effort sur les essieux moteurs. Sur cet arbre tournent 5 engrenages; ceux-ci tournent librement mais sont toujours en prise avec les engrenages de l'arbre primaire;
- Cinq accouplements individuels E1, E2, E3, E4 et E5 qui permettent de solidariser les arbres 1 et 2. On obtient chacune des vitesses en rendant solidaires un engrenage de l'arbre secondaire avec l'engrenage correspondant de l'arbre primaire, tandis que les 4 autres engrenages secondaires tournent librement sur l'arbre 2.

51. Les engrenages et les accouplements d'une vitesse sont représentés sur les fig. 94 et 95. Sur l'arbre secondaire sont montés deux disques d'accouplement en bronze, d1 et d2 qui peuvent glisser mais pas tourner sur cet arbre (arbre secondaire et disques en bronze sont munis de rainures). Les flasques f1 et f2 de la couronne dentée sont montés librement sur les portées des disques d'accouplement d1 et d2 mais ne peuvent se déplacer latéralement par rapport à elles. Ces flasques sont en acier.

Les engrenages des 1ère et 2ème vitesses ont une denture droite, les autres ont une denture inclinée.

Les surfaces intérieures des flasques f1 et f2 de l'engrenage (1) et les surfaces extérieures des disques d'accouplement d1 et d2 sont munies de rainures circulaires dont la section droite a une forme en V et qui sont aptes à pénétrer les unes dans les autres pour se

(B) 204590.11.68 (25)

à monter sur l'arbre à transmission

à monter sur l'arbre à transmission

à monter sur l'arbre à transmission

à monter sur l'arbre à transmission

Cours 12719

2. Lors de l'embrayage (fig. 95) on introduit de l'huile sous pression par le canal r de l'arbre secondaire (2), dans la chambre T1 entre les disques d1 et d2. Les deux disques s'écartent donc et chaque disque s'accouple au flasque correspondant f1 et f2 de la couronne.

L'arbre secondaire (2) est aussi entraîné graduellement par la *paire* d'engrenages.

Lors du débrayage (fig. 94), on laisse échapper l'huile de la chambre T1 par le même canal r, de sorte que l'huile sous pression qui est amenée de façon permanente dans les chambres T2 par le canal s de l'arbre secondaire (2), repousse l'un vers l'autre les disques d1 et d2, ce qui provoque le débrayage.

52. Remarque I.

L'admission et l'échappement de l'huile sous pression sont commandés par un robinet distributeur. Il ne permet la commande que d'une seule vitesse à la fois. Il a 7 positions:

- position neutre
- démarrage
- 1ère vitesse
- 2e "
- 3e "
- 4e "
- 5e "

53. Remarque II.

La pression constante de l'huile dans les chambres T2 remplit le rôle de ressort de rappel. Lors de l'embrayage la pression d'huile dans la chambre T1 est bien identique à la contrepression qui règne constamment dans les chambres T2. Mais la pression dans la chambre T1 s'exerce sur une plus grande surface que la contrepression dans la chambre T2. La 1ère pression l'emporte sur la seconde.

54. Remarque III.

Il y a donc 5 canaux individuels r, soit 1 par vitesse tandis qu'un seul canal s suffit pour le débrayage.

55. L'arbre secondaire entraîne les essieux par l'intermédiaire de l'inverseur de marche (arbre 3). Ce dernier est monté dans une chambre spéciale de la boîte de vitesse et a un graissage indépendant.

Cet inverseur de marche fonctionne à l'aide d'un accouplement à griffes. Le manchon à griffes est déplacé par un servo-moteur à air comprimé. De l'inverseur de marche on transmet l'effort aux essieux moteurs par des arbres munis d'accouplements universels (cardans).

Les arbres d'attaque F (fig. 93) ont chacun une paire d'engrenages coniques à denture droite. L'ensemble tourne sur des roulements à billes et à rouleaux. La réaction sur les essieux est absorbée par des barres de réactions fixées au bogie.

Remarques.

- 56. La fig. 93 représente une transmission de la puissance vers les deux essieux du bogie. C'est l'exécution d'origine. Actuellement, on n'entraîne plus que l'essieu arrière, l'essieu avant servant d'essieu porteur. On a été contraint à cela à cause de la liaison rigide entre les 2 essieux moteurs existant dans l'exécution d'origine. Ceci nécessitait d'avoir toujours le même diamètre aux deux trains de roues, ce qui n'est pas réalisable en pratique.
- 57. Sur cette même figure, le repère 9 représente une roue libre qui permettait de désaccoupler automatiquement les roues et le moteur lorsque l'autorail descendait une pente. La roue libre est actuellement supprimée et remplacée dans la boîte de vitesse par un accouplement fixe. Le fonctionnement de la roue libre était analogue à celui d'une "Torpedo" de vélo.
- 58. La pression d'huile nécessaire pour l'embrayage des disques est fournie par une pompe à engrenages entraînée indirectement par l'arbre primaire. Une soupape de suspension (fig. 96) est prévue. Elle est entraînée par un moteur électrique et fournit l'huile sous pression nécessaire pour réaliser l'embrayage lors du démarrage en première vitesse.

Si ceci n'avait pas été prévu, les disques d'embrayage glisseraient vu que la pompe à huile principale ne peut donner à ce moment une pression suffisante. En effet, la vitesse de l'arbre primaire de la boîte de vitesse est très faible au démarrage de l'autorail (on a un glissement élevé dans l'accouplement hydraulique du moteur).

59. Les rapports de transmission.

a) Boîte de vitesse.

Vitesses	II	III	IV	V	
Nombre de dents	19/89	31/77	41/65	47/59	52/54
Rapports	1/4,68	1/2,48	1/1,58	1/1,25	1/1,04

b) Inverseur de marche.

Rapport d'engrenages: 1/1.

c) Entraînement des essieux (pont d'essieu).

Nombre de dents: 23/43

Rapports: 1/1,87

4.

d) Rapport global de la transmission.

Vitesses	I	II	III	IV	V
Rapports	1/8,76	1/4,64	1/2,96	1/2,35	1/1,94

Les roues motrices ayant 1010 mm de diamètre, la vitesse maximum de l'autorail sera, compte tenu de la vitesse maximum de l'arbre primaire, 1290 tours, correspondant à 1330 t/min., pour le moteur Diesel et d'un glissement de 3 % dans l'accouplement hydraulique.

Vitesse	I	II	III	IV	V
Km/h	28	53	83	105	126

60. Quelques données au sujet du degré de parachèvement (fig. 97 et 98).

Les disques intérieurs (en bronze) doivent être ajustés avec les disques extérieurs (en acier):

- les flancs des rainures concentriques doivent porter à 100 % de leur surface pour la lère vitesse. Seuls les flancs A et B doivent avoir un jeu de 0,15 à 0,2 mm. Pour les 2e, 3e, 4e et 5e vitesses, seuls les flancs intérieurs des disques en bronze portent (voir C);
- à l'état neuf, le jeu en G vaut 0,1 à 0,2 mm. Lorsque ce jeu est supérieur à 0,25 mm, les faces G sont rechargées de métal blanc (à l'état neuf ces faces sont également garnies de métal blanc). Ceci permet d'adapter le diamètre du disque en bronze au diamètre du disque en acier;
- à l'état neuf, F = 4 mm, E = 6 mm. Après rafraîchissement de la rainure concentrique, F ne peut être inférieur à 2 mm; F1 doit toujours être supérieur à F de 1 à 2 mm;
- La course maximum des disques dépend de X qui est normalement de 16 mm (S est le segment qui réalise l'étanchéité entre les 2 disques en cuivre qui coulissent l'un dans l'autre).

Par conséquent, la cause des disques varie de 6 à 16 mm pour les 2 disques ou 3 à 8 mm pour chaque disque.

Les valeurs de D1 et D2 sont pour des disques neufs:

Vitesse	D1 (mm)	D2 (mm)
1	14,5	9
2	12,0	7,5
3	10,-	6,5
4	9	6,5
5	9	6,5

D1 et D2 ne peuvent tomber en-dessous de 4 mm après rafraîchissement.

Pour l'arbre cannelé, on a

- ∅ a : finition à jeu glissant H7f7
- ∅ b : jeu de 0,03 à 0,06 entre arbre et disque
- c : jeu glissant H7f7

SCHIKKING DER OVERDRACHT MET KAS S.L.M. TRANSMISSION À BOITE S.L.M.

TYPE M.S. 340/1300.

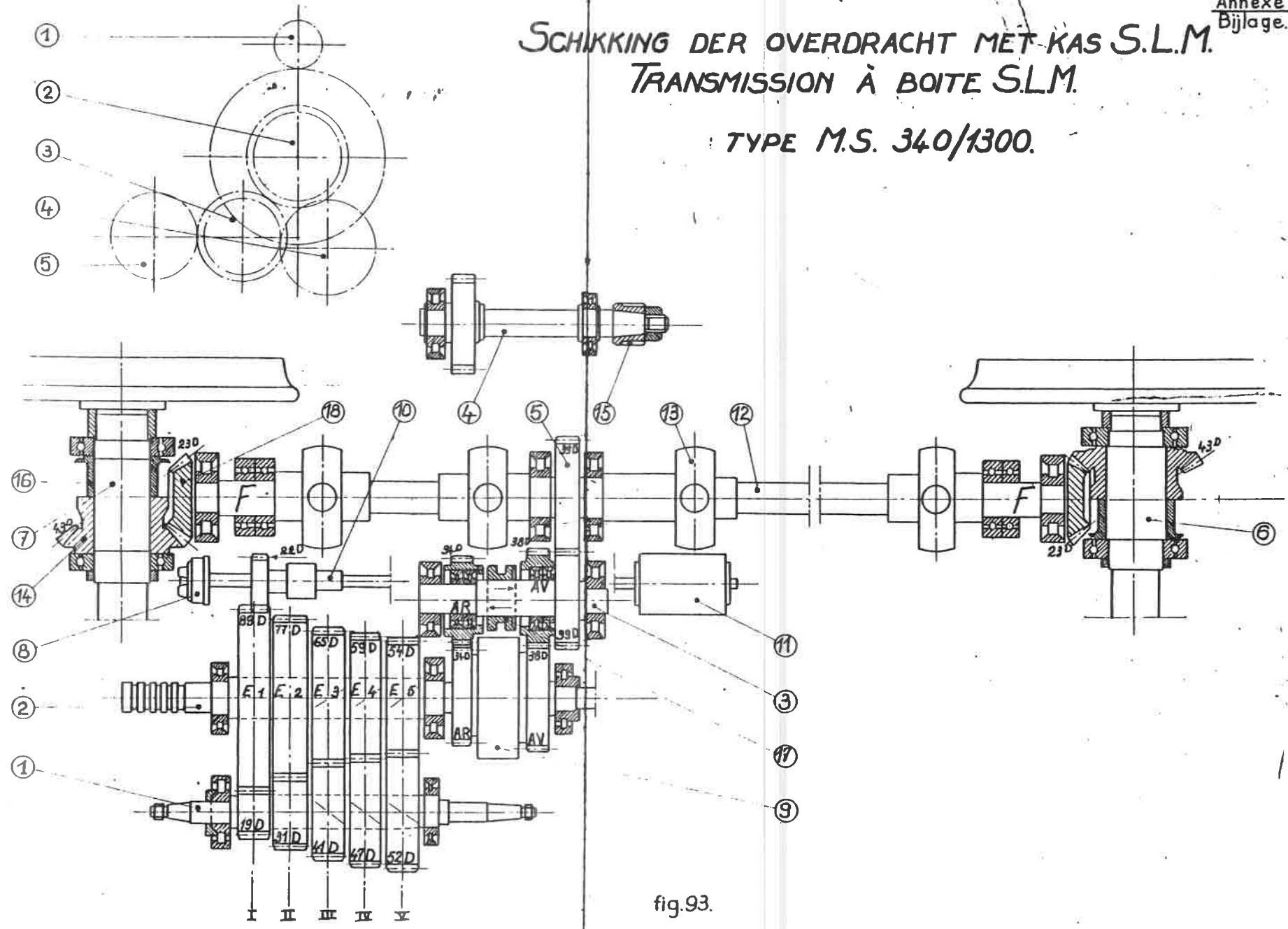


fig.93.

101-2349900.11.68(75)

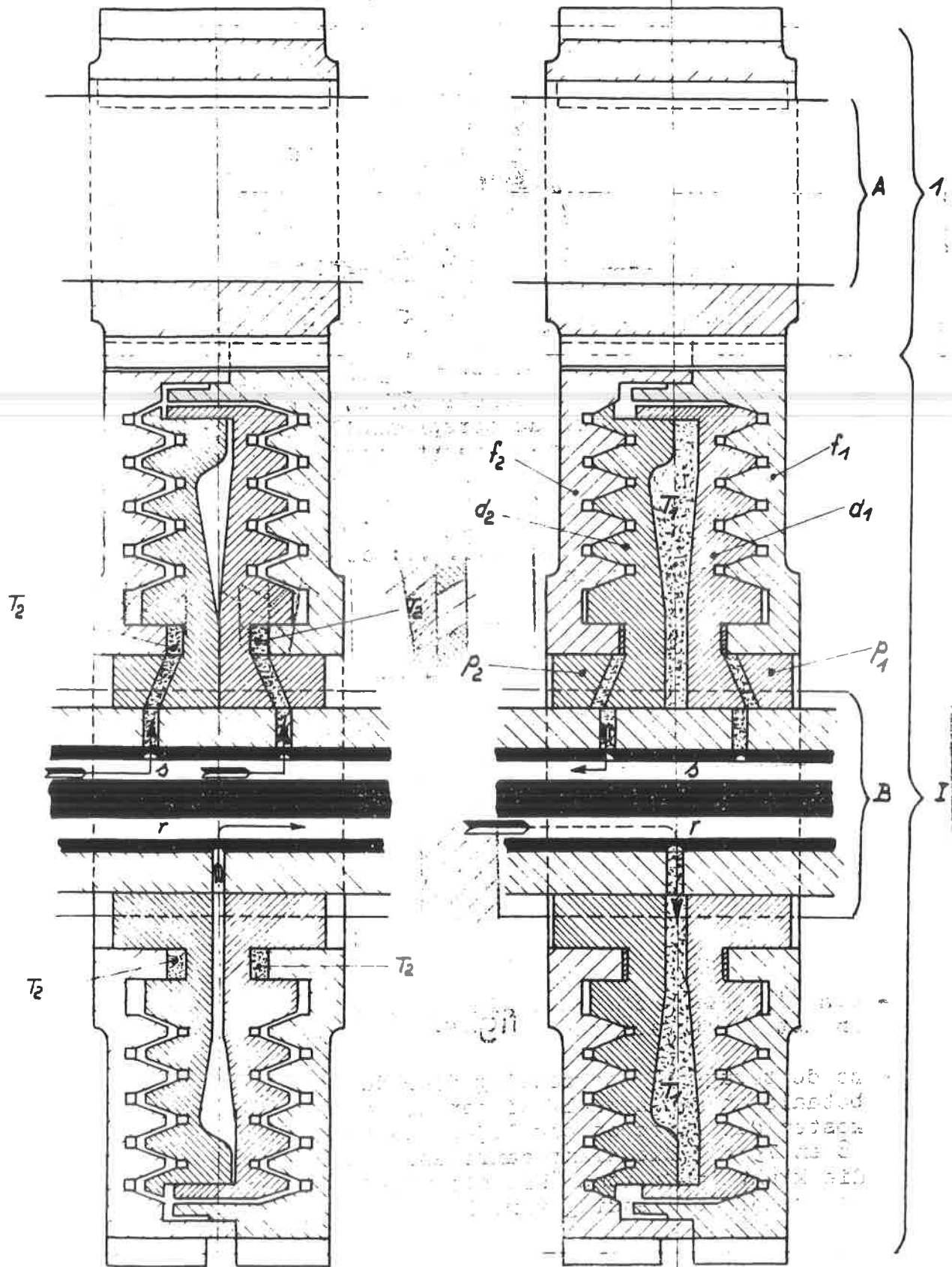


Fig. 94

Fig. 95

C. 1271/2271

9°L

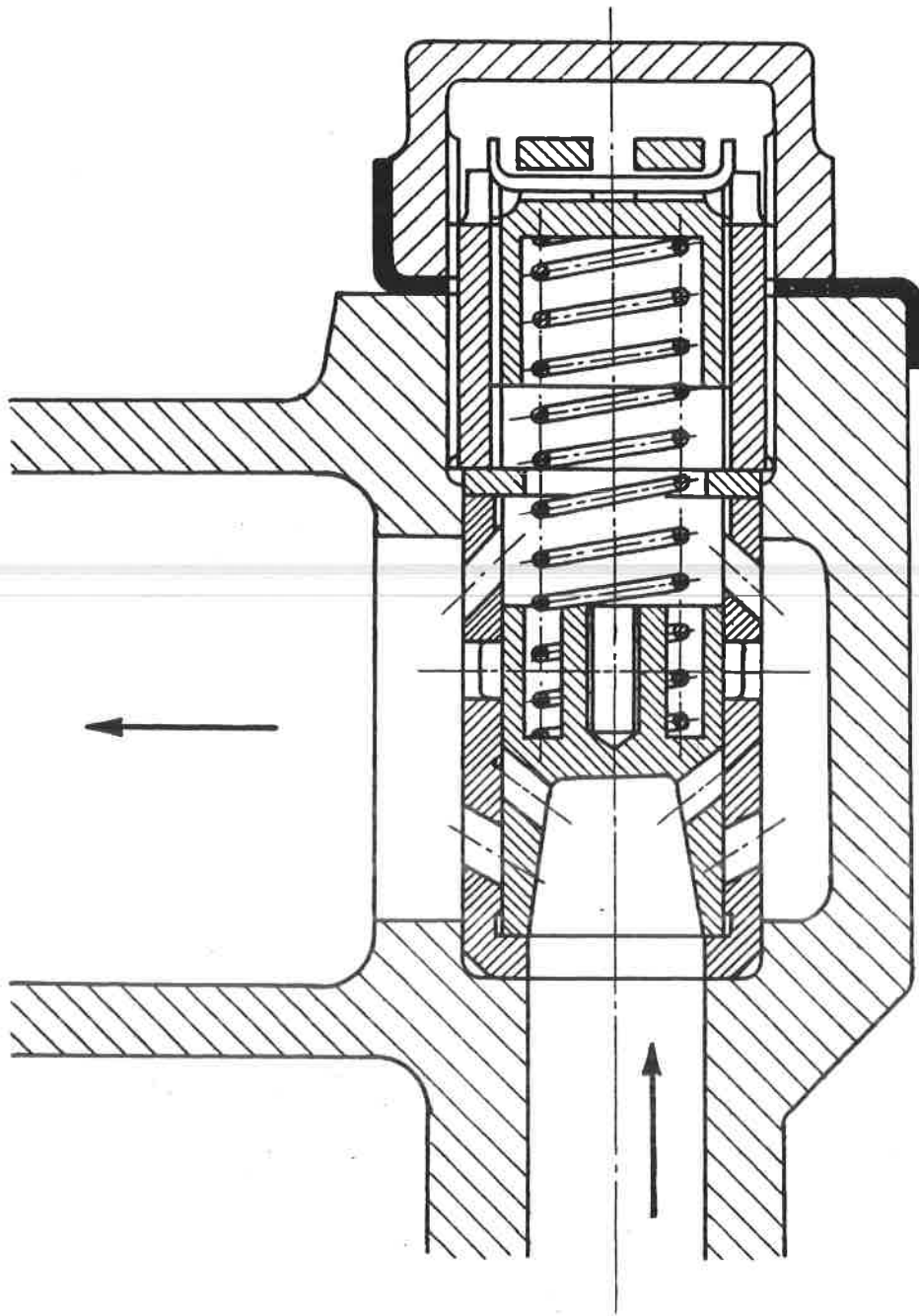
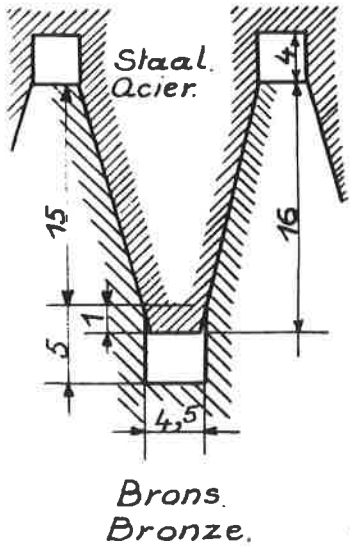


fig.96



$C = 0,3 \text{ tot } 0,4 \text{ mm. voor de } 2^{\circ}, 3^{\circ}, 4^{\circ} \text{ en } 5^{\circ} \text{ Snelh.}$
 $C = 0,3 \text{ à } 0,4 \text{ mm. pour les } 2^{\circ}, 3^{\circ}, 4^{\circ} \text{ et } 5^{\circ} \text{ vitesses.}$

D^2	1 - 2,0	D^1	14,5
	2 - 7,5		12,0
	3 - 6,5		10,0
	4 - 6,5		9,0
	5 - 6,5		9,0

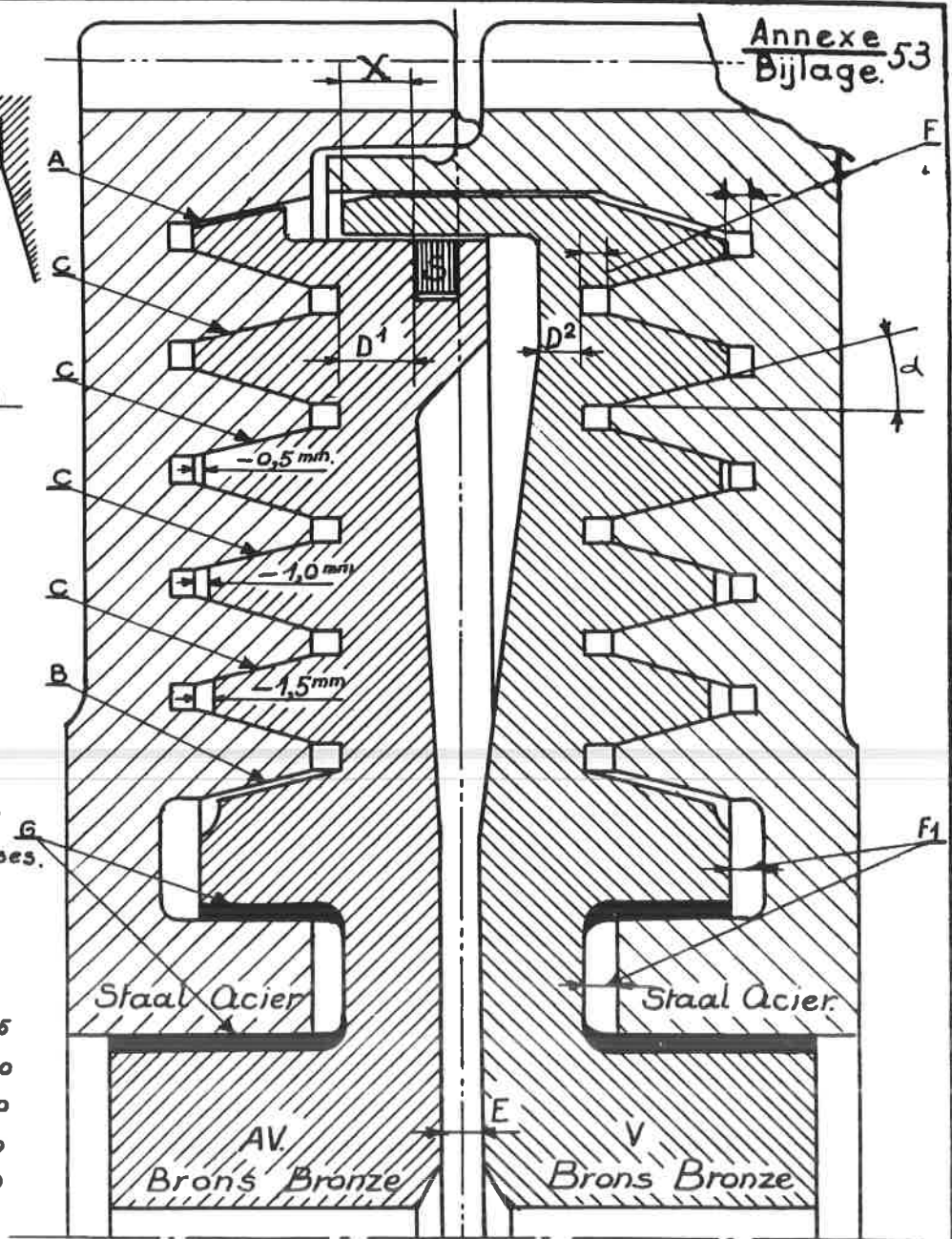


fig.97

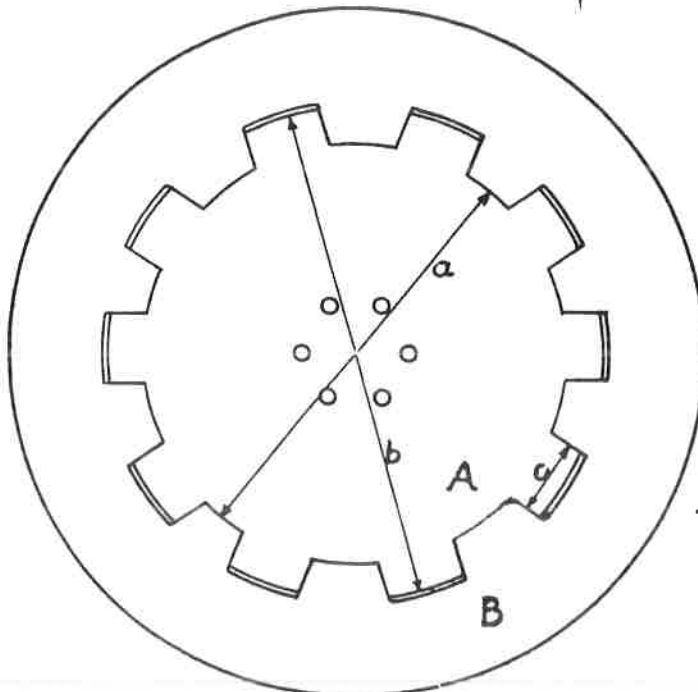


fig.98

A: gegroefde as.
arbre cannelé.

B: bronzen schijf.
disque en bronze.

La boîte de vitesses des autorails "Brossel".

61. La puissance réduite des autorails 551, 552, 553 et 554 (autorails Brossel) autorise l'utilisation d'une boîte de vitesses à "pignons baladeurs", analogue à celles que l'on rencontre dans la construction automobile pour ce type de boîte on utilise un embrayage distinct, placé entre le moteur et la boîte de vitesses.
62. La boîte de vitesses Brossel comprend 4 vitesses et comporte essentiellement (fig. 99) :
- un arbre primaire A, recevant sur mouvement de rotation de l'arbre-vilebrequin du moteur Diesel par l'intermédiaire de l'embrayage;
 - un arbre secondaire B qui transmet le mouvement démultiplié vers les essieux par l'intermédiaire de l'inverseur de marche.

Les arbres A et B se trouvent dans le prolongement l'un de l'autre, mais ils peuvent tourner à des vitesses différentes.

La transmission de la puissance de l'un à l'autre de ces arbres se réalise à l'intervention d'un arbre intermédiaire C qui reçoit son mouvement de rotation de l'arbre primaire A par l'intermédiaire de la paire d'engrenages toujours en prise (a) et (b).

Sur l'arbre secondaire B sont disposés les pignons baladeurs I, II, III. Ils peuvent coulisser sur cet arbre, mais sont entraînés avec lui dans son mouvement de rotation par des cannelures. Sur l'arbre intermédiaire C sont clavetés les pignons d'entraînement 1, 2, 3.

63. Les 4 vitesses sont obtenues :

1ère vitesse par embrayage des pignons I-1

2ème vitesse par embrayage des pignons II-2

3ème vitesse par embrayage des pignons III-3

4ème vitesse en rendant, solidaires les pignons a et III par des griffes disposées sur leurs faces latérales. L'arbre intermédiaire ne jouant ici aucun rôle, cette vitesse est dénommée "prise directe".

Le pignon 4, claveté à l'extrémité de l'arbre secondaire sert à l'entraînement de l'inverseur de marche qui fait également partie de la boîte de vitesses.

Le coulisement des pignons I, II et III est commandé par des fourchettes fixées sur les tiges S_1 et S_2 . Les

2.

types S_1 et S_2 sont pourvus d'un verrouillage qui empêche le déplacement intempestif des baladeurs lorsqu'un couple d'engrenages est en prise. On a prévu dans ce but un ressort et une bille qui est engagée dans une encoche des tiges S_1 et S_2 (voir G sur la fig. 99).

L'embrayage des autorails Brossel.

64. L'embrayage permet de laisser tourner le moteur sans entraîner les essieux et également de relier, le moment venu, le moteur en rotation avec les essieux arrêtés.

Il est constitué en principe par un accouplement à action progressive reliant le moteur à la boîte de vitesses et permettant, à l'instant du démarrage, un certain glissement. C'est-à-dire, un certain décalage entre la vitesse de rotation de l'arbre entraîneur et de l'arbre entraîné. Si le glissement ne pouvait avoir lieu, le démarrage du véhicule se produirait avec choc et le moteur risquerait de s'arrêter par ralentissement en-dessous de la vitesse d'allumage.

De plus, l'embrayage permet le découplément du moteur pour le passage d'une vitesse à l'autre (changement de vitesse dans la boîte de vitesses).

65. Les embrayages des autorails Brossel sont du type à disques multiples, fonctionnant à sec (analogues à ceux que l'on rencontre sur les camions lourds et les autobus). Voir les figures 100 et 101.

En principe un embrayage à disques multiples comporte deux séries de disques intercalés : la première solidaire du volant du moteur, la seconde solidaire de l'arbre de commande de la boîte de vitesses et sur lequel elle coulisse au moyen de cannelures ménagées dans cet arbre. Un ressort presse les deux groupes de disques les uns contre les autres. En appuyant sur une pédale, on déplace le groupe de disques mobiles contre l'action du ressort, de façon à interrompre la liaison entre le volant et les disques de sorte que le moteur est découplé de la boîte de vitesses.

66. L'embrayage comporte deux disques en acier (1) fixés à un moyen (2) coulissant sur des cannelures de l'arbre (3) les disques (1) sont revêtus sur leurs deux faces de garnitures annulaires en matière à haut coefficient de frottement (amiante tissé de fils métalliques par ex. Ferrodo, Raydo, Mintex, etc...).

Dans la position "embrayage" les disques sont fortement pressés contre le volant V par des plateaux en fonte (3) et (4) sur l'action du ressort R_1 . Ce ressort agit sur les plateaux de pression par l'intermédiaire de la butée à billes B, de la bague de débrayage (5), des ergots (6) et des doigts de pression (7).

Dans la position embrayé, l'arbre de commande de la boîte de vitesses est donc rendu solidaire de l'arbre du moteur et il tourne avec lui.

Dans la position "débrayé" le ressort R est comprimé à l'aide d'une fourchette agissant sur la butée d'embrayage et commandé par une pédale et des leviers. Les plateaux de pression s'écartent sous l'action de ressorts (8). Les disques d'embrayage sont libérés et le volant du moteur peut tourner sans entraîner la boîte de vitesses.

67. Remarque 1.

En vue d'éviter de faire patiner l'embrayage, il est indispensable que, dans la position d'embrayage, il existe entre B et la fourchette f une course à vide S de la pédale de 2 à 3 mm.

68. Remarque 2.

La distance A entre la bague de débrayage 5 et le carter C de l'embrayage doit avoir une valeur bien déterminée (16 à 18 mm). Le réglage s'obtient en tournant la bague de réglage E; ce qui ne peut se faire qu'en débrayant simultanément.

L'inverseur de marche des autorails Brossel.

69. Les figures 102 et 103 représentent l'inverseur de marche à engrenages cylindriques tel qu'il est monté dans la boîte de vitesses Brossel.

La fig. 102 se rapporte aux autorails type 551 à deux essieux. L'inverseur comprend un pignon baladeur 4 en bout de l'arbre secondaire B de la boîte de vitesse et deux pignons 6-7 (disposés dans un même plan vertical transversal), ainsi qu'un pignon de renvoi 5. Les pignons 6-7 sont clavetés sur leur arbre tandis que le pignon d'attaque 4 et le pignon de renvoi 5 sont baladeurs. L'inversion du sens de marche est obtenue par déplacement des pignons 4 et 5 tel que représenté à la figure de droite. Un sens de marche est obtenu par l'engrènement des pignons 4-6-7 tandis que l'autre résulte de l'engrènement des pignons 4-5-6-7.

70. La fig. 103 se rapporte aux autorails Brossel à bogies (type 553-554). L'inverseur comporte un pignon d'attaque en bout de l'arbre secondaire de la boîte de vitesse et trois pignons 5-7-8 (disposés dans un même plan vertical) ainsi qu'un pignon de renvoi 6. Les figures 4-5-8 sont clavetés sur leur arbre tandis que le pignon de renvoi 6 et le pignon intermédiaire 7 sont baladeurs. Un sens de marche est obtenu par l'engrènement des pignons 4-5-7-8 tandis que l'autre résulte de l'engrènement des pignons 4-5-6-7 et 8.

Dans les deux cas (autorails types 551, 553, 554) le dernier pignon (7 ou 8) transmet la puissance motrice par l'intermédiaire d'un différentiel et d'un arbre à cardans au point d'essieu.

Le pont d'essieu des autorails Brossel.

71. Le pont d'essieu est du type à vis sans fin. Il comprend essentiellement (fig. 104) une vis sans fin en acier V, entraînée par l'arbre à cardans, engrenant dans une couronne en bronze C calée sur l'essieu de l'autorail. Le tout est enfermé dans un carter étanche K reposant sur l'essieu A par l'intermédiaire de roulements à rouleaux coniques munis d'un dispositif de réglage. La vis sans fin est logée dans la partie supérieure du carter et soutenue à une extrémité par un roulement à rouleaux cylindriques et à l'autre extrémité par deux roulements à rouleaux coniques qui absorbent la poussée axiale et permettent le rat-trapage du jeu.

72. Remarque.

Le pont d'essieu est rempli d'une huile très épaisse (S.A.E. 140). Afin de ne pas perturber le graissage, il faut veiller à l'étanchéité des bourrages au passage de l'essieu dans les faces latérales du carter ainsi qu'à l'entrée de la vis sans fin dans le carter.

Le différentiel.

73. La boîte de vitesse des autorails Brossel entraîne deux essieux. S'il y a une légère différence de diamètre entre les 2 trains de roues, il doit y avoir nécessairement une torsion sur les arbres qui relient les ponts d'essieux à la boîte de vitesse. C'est pourquoi on place un différentiel dans la boîte de vitesse. Un arbre est entraîné directement, l'autre l'est par l'intermédiaire du différentiel.

Le différentiel comprend (fig. 105) deux roues coniques P dénommées planétaires, montées en bout de chacun des arbres à cardans D d'attaque des 2 essieux moteurs. Les planétaires reçoivent leur mouvement de rotation de quatre petits pignons coniques S, dit satellites, tournant fou autour des extrémités des 4 branches d'un croisillon R solidaire du carter T. Ce dernier reçoit son mouvement par le dernier pignon 7 ou 8 de l'inverseur de marche claveté sur le moyeu du carter.

Si les vitesses des deux essieux moteurs sont égales, les planétaires P et les satellites S ne tournent pas les uns par rapport aux autres. Le tout forme un bloc tournant.

Si les vitesses des 2 essieux sont différentes, les satellites roulant sur les planétaires, permettent l'augmentation de la vitesse d'une roue planétaire tandis que celle de l'autre planétaire diminue. Bien entendu ce sont les planétaires qui déterminent la vitesse. La différence est absorbée par les satellites. La vitesse de 7 ou 8 est égale à la vitesse moyenne de deux essieux D.

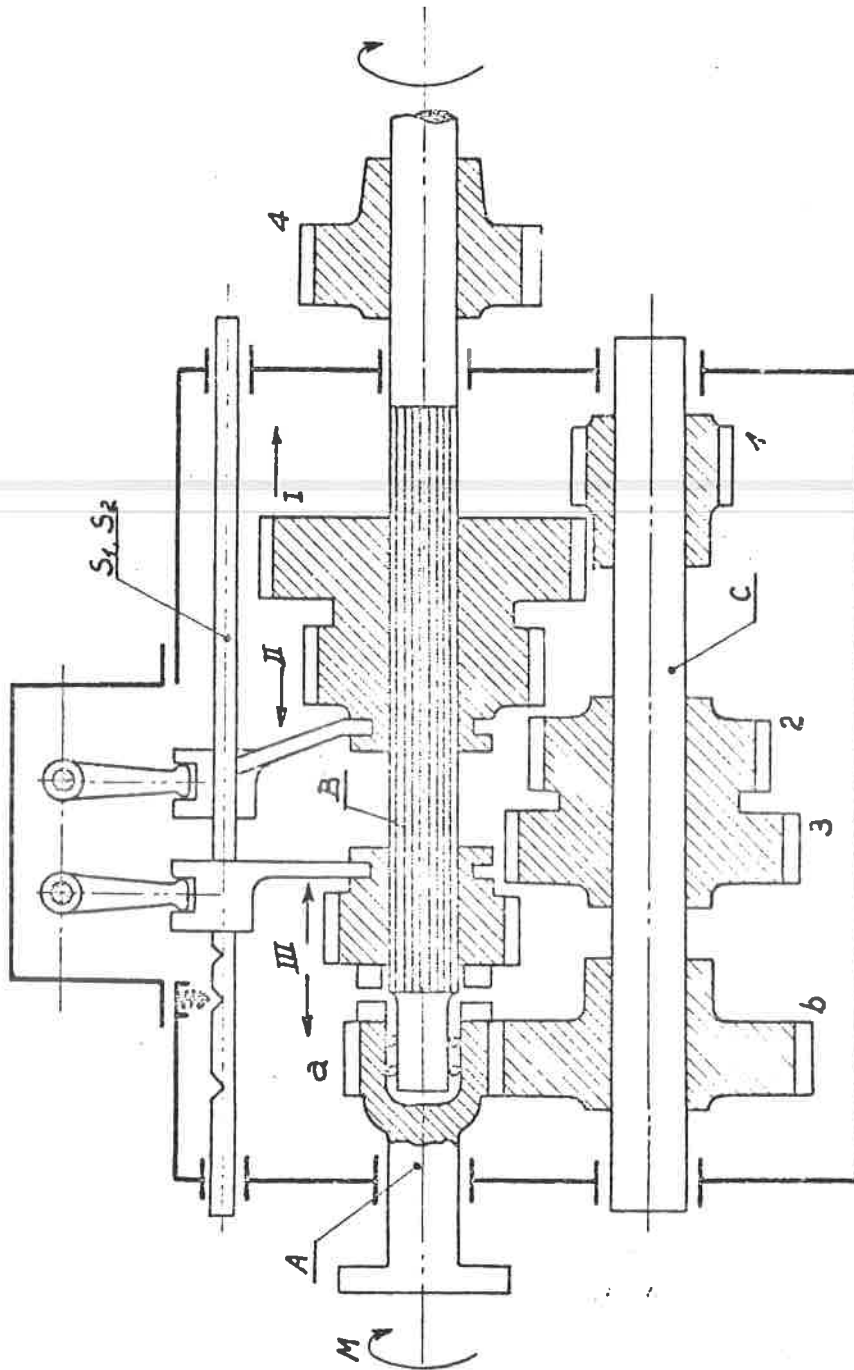
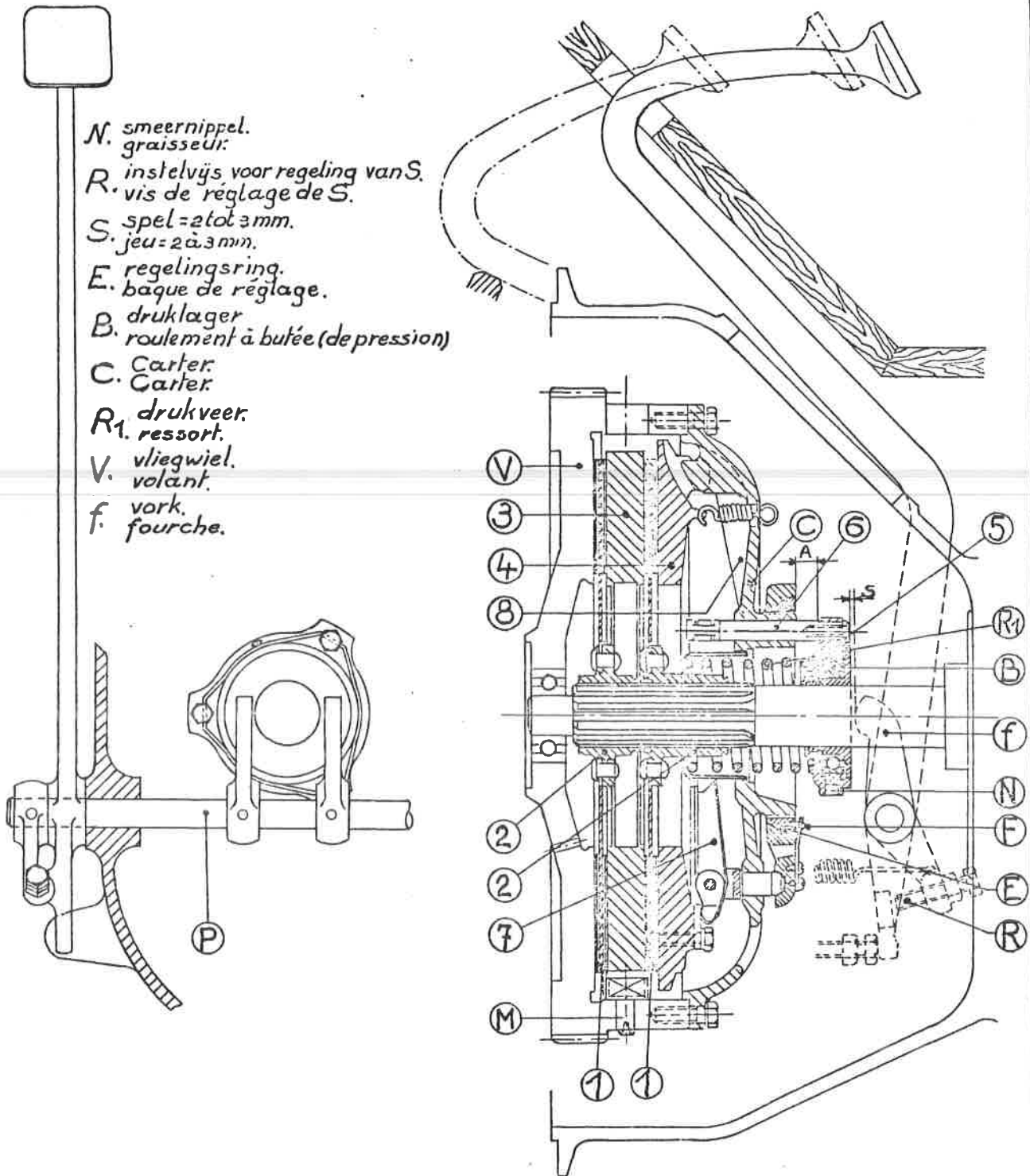


Fig. 99

C. 1271/2271
10^eL



- N. smeernippel.
graisseur.
- R. instelvijs voor regeling van S.
vis de réglage de S.
- S. spel = 2 tot 3 mm.
jeu = 2 à 3 mm.
- E. regelingsring.
baque de réglage.
- B. druklager
roulement à butée (de pression)
- C. Carter.
Carter.
- R1. drukveer.
ressort.
- V. vlieg wiel.
volant.
- f. vork.
fourche.

fig. 100.

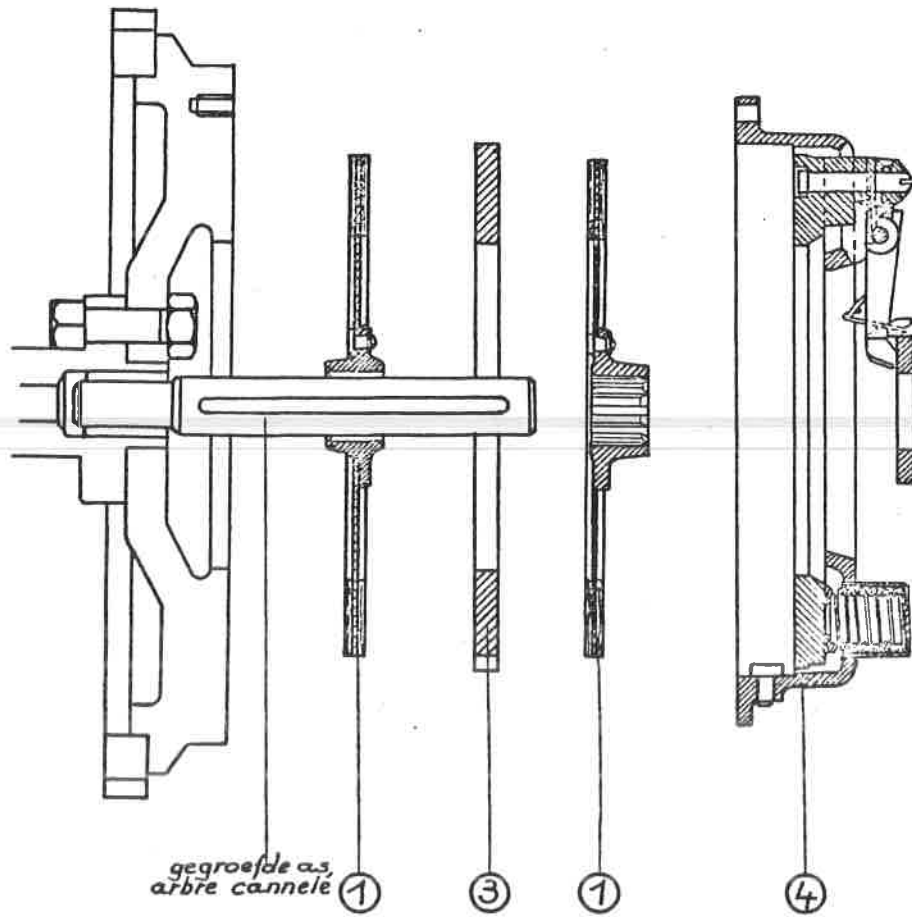


fig.101.

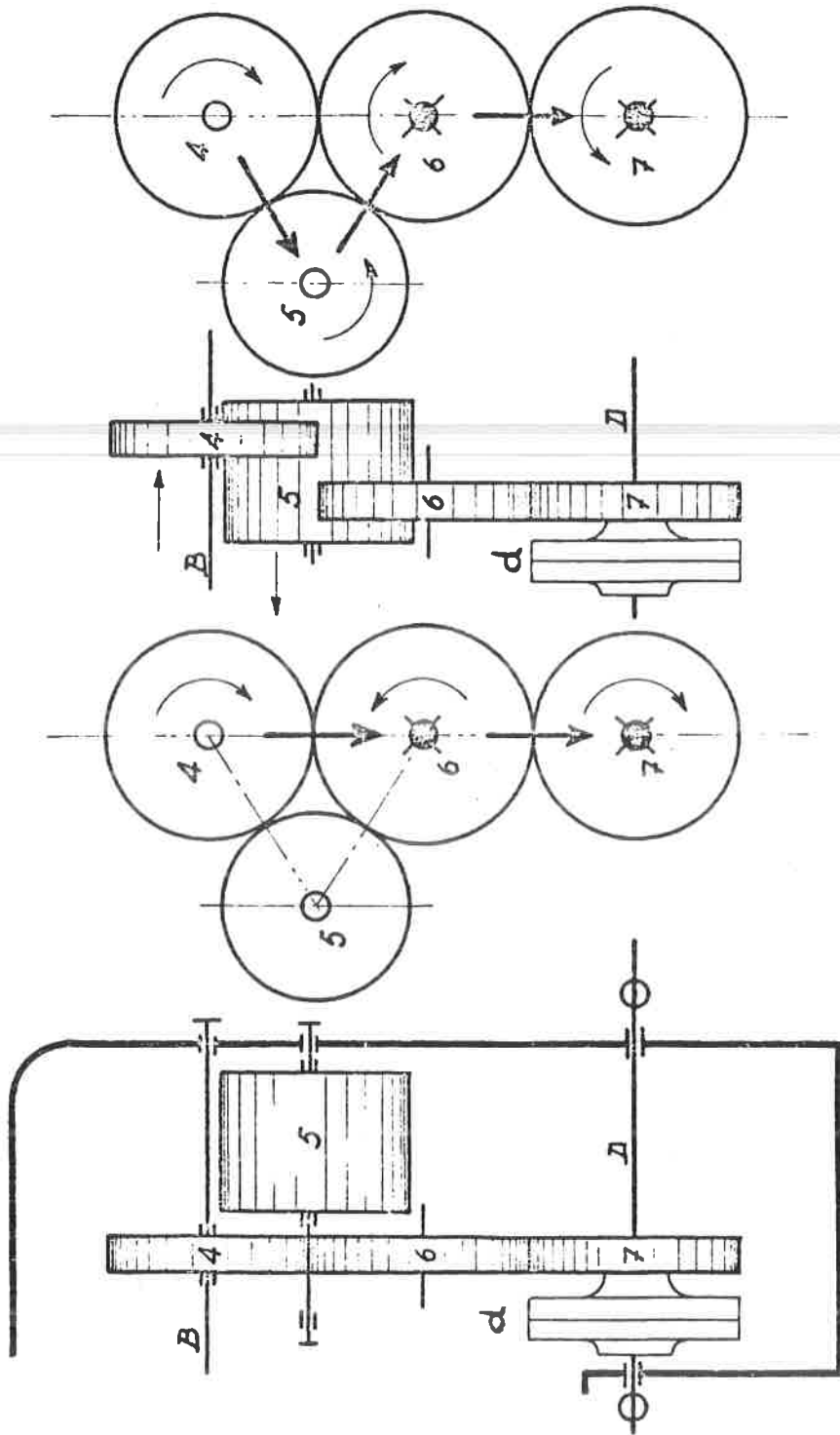


Fig. 102

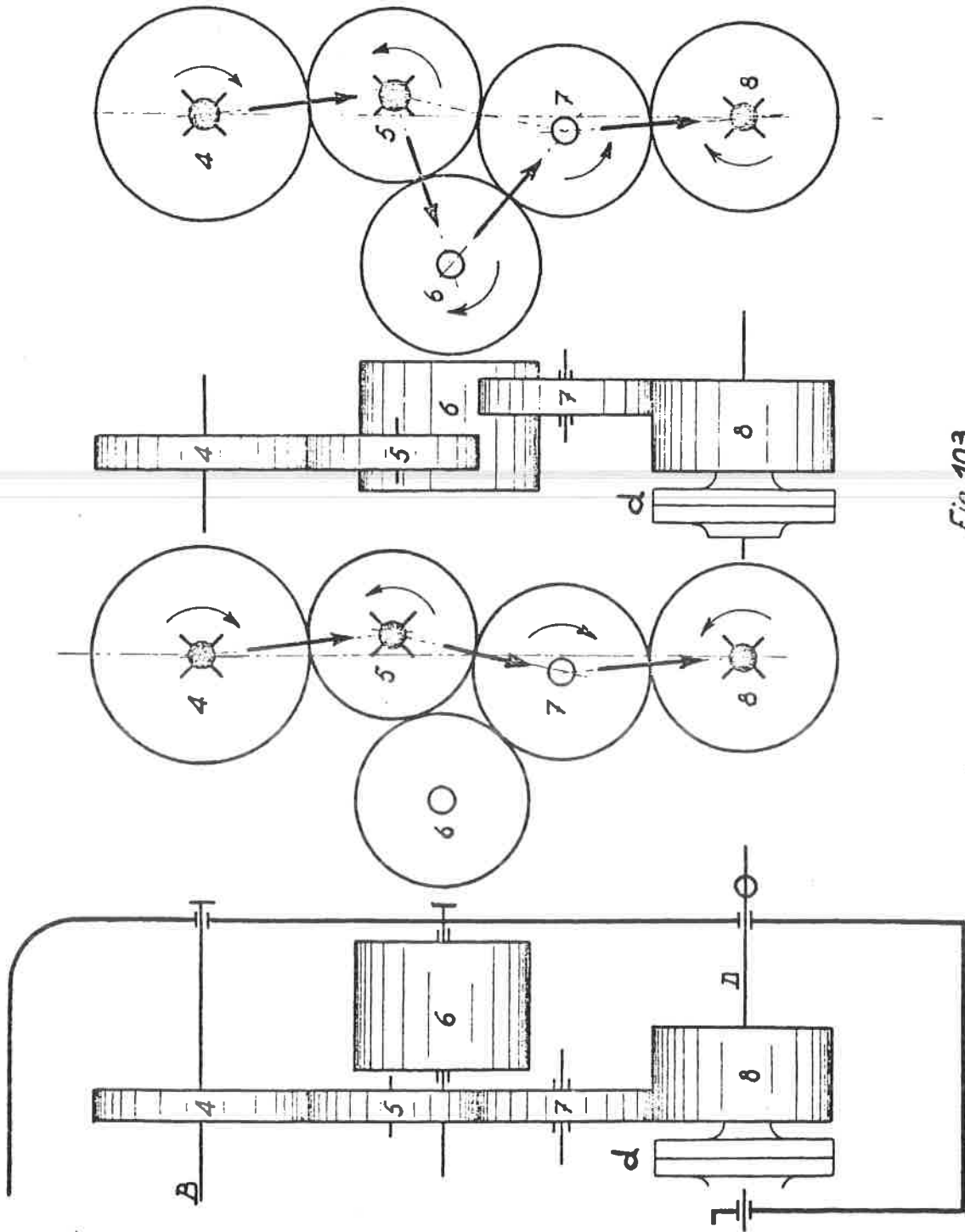


Fig. 103

C. 1271/2271
10³L

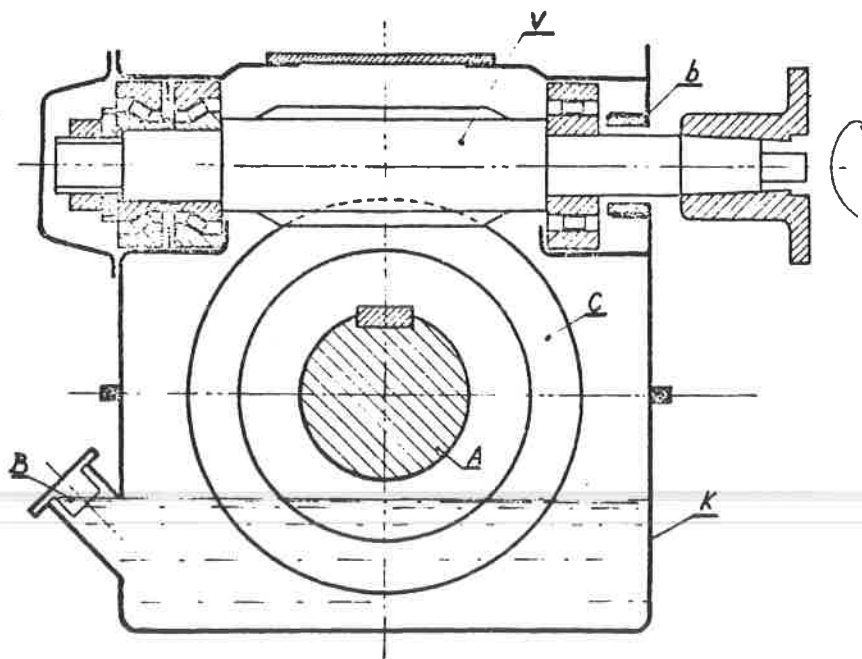


Fig. 104

C. 1271/2271.
10^aL.

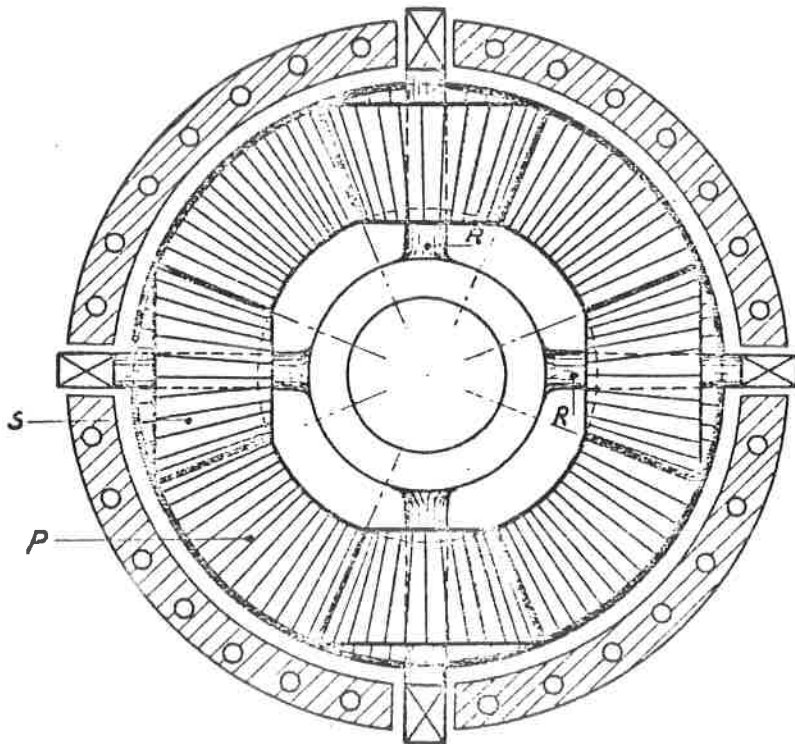
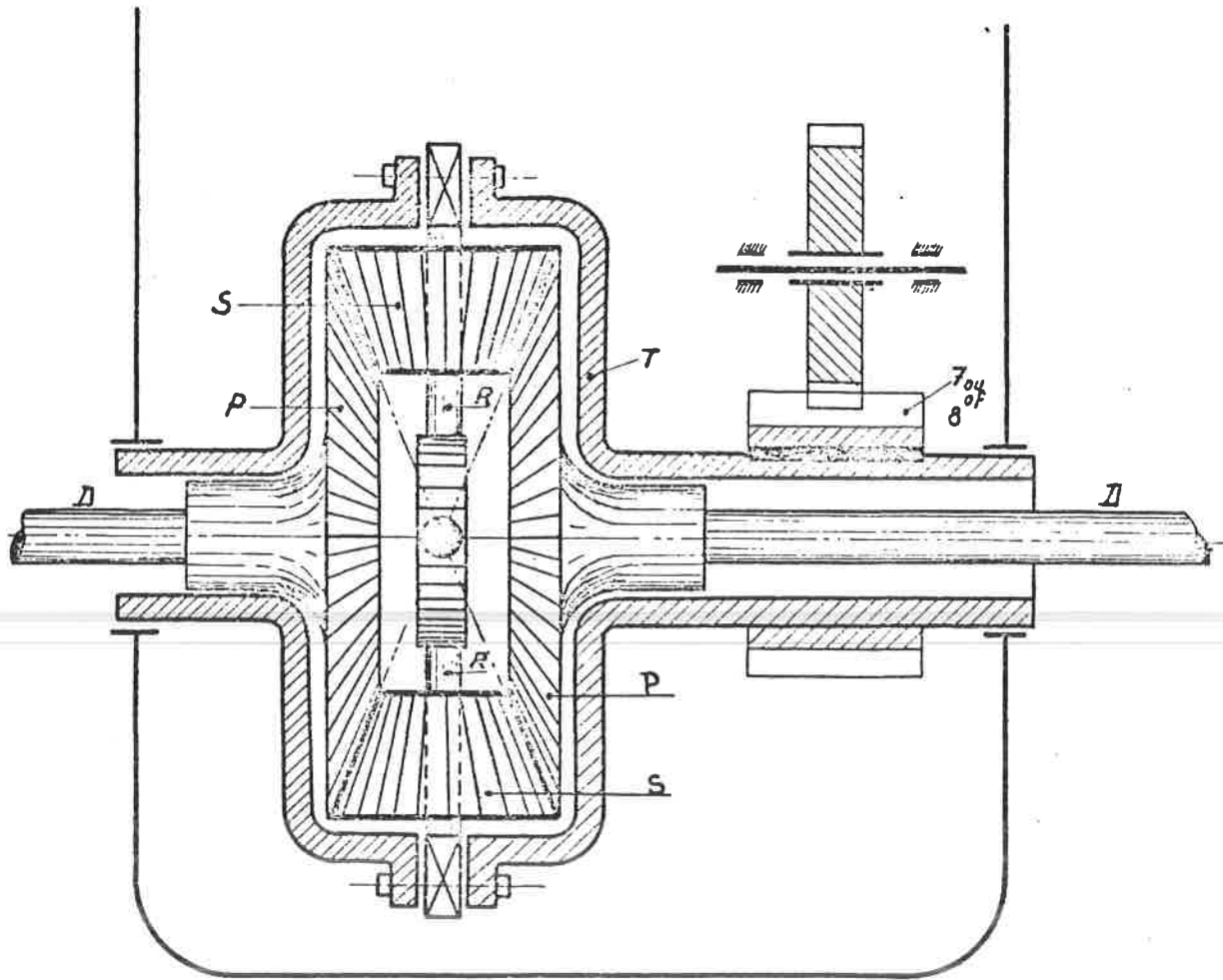


Fig. 105

C.1271/2271
10^eL.

4 sheets

11ème leçon.

LES TRANSMISSIONS HYDRAULIQUES.

Organes constitutifs de la transmission hydraulique.

74. Dans la transmission hydraulique, la multiplication du couple moteur s'effectue à l'intervention de circuits hydrauliques, remplis d'une huile fluide, en l'occurrence de l'huile minérale de faible viscosité. Ces circuits hydrauliques sont contenus dans un organe dénommé "transmission hydraulique" ou "turbo-transmission". A l'inverse de la transmission mécanique qui ne permet de réaliser qu'un nombre restreint de rapports de démultiplication par des couples d'engrenages, la turbo-transmission permet de faire varier d'une façon continue le couple de l'arbre récepteur en fonction de la vitesse de rotation.
75. Considérée dans son ensemble, la transmission hydraulique présente une disposition similaire à la transmission mécanique pure. Elle comporte essentiellement les organes suivants :
- 1°) une transmission hydraulique ou "turbo-transmission" dans laquelle s'effectue la multiplication du couple moteur et la démultiplication de la vitesse du moteur.
 - 2°) un inverseur de marche, analogue en principe à celui utilisé dans les transmissions mécaniques.
 - 3°) un dispositif d'attaque des essieux moteurs, par arbres à cardans et ponts d'essieux.
 - 4°) le cas échéant, des commandes à distance.
76. Les circuits hydrauliques qui réalisent la multiplication du couple moteur portent le nom de transformateurs de couples.
- (1) Le transformateur de couple constitue l'élément fondamental de toute turbo-transmission.
77. Le transformateur de couple.

Le transformateur de couple comporte essentiellement les 3 éléments constitutifs ci-après (fig. 106).

- 1°) une roue de pompe centrifuge (1) dite roue d'impulsion clavetée sur l'arbre primaire (A) entraîné par le moteur Diesel.
- 2°) une roue de turbine (2) dite roue réceptrice, clavetée sur l'arbre secondaire (B) et à laquelle l'huile contenue dans le transformateur transmet l'énergie cinétique qui lui a communiquée la roue d'impulsion (1).

(1) ou encore amortisseurs de couple
(en anglais : torque couverter).

2.

3°) un aubage directeur fixe (3) ou stator, solidaire du carter (C) de la turbo-transmission, carter attaché lui-même au châssis de bogie ou du véhicule selon le cas.

78. C'est dans la présence de cet aubage fixe que réside la différence essentielle entre le transformateur de couple et l'accouplement hydraulique.

L'accouplement hydraulique ne comporte que 2 éléments: une roue d'impulsion (élément primaire) et une roue réceptrice (élément secondaire) de sorte que le couple transmis au secondaire est constamment égal au couple moteur (primaire).

Dans le transformateur de couple, au contraire, les aubages de l'élément directeur canalisent et redressent la direction d'écoulement de filets liquides en mouvement, ce qui a pour effet de donner naissance à un couple antagoniste. Grâce à ce couple antagoniste supporté par l'aubage fixe, il s'établit, à tout moment, une différence entre le couple transmis par l'arbre secondaire du transformateur et le couple imprimé à l'arbre primaire par le moteur Diesel.

Au moment du démarrage du véhicule ($n_2 = 0$) le couple C_2 peut atteindre 4 à 5 fois le couple constant C_1 développé par le moteur Diesel. A fur et à mesure que la vitesse de marche du véhicule s'accroît ($\frac{n_2}{n_1}$ augmente), le couple C_2 diminue; à partir d'une certaine vitesse, il devient même inférieur au couple C_1 développé sur l'arbre primaire, pour tendre vers une valeur nulle lorsque la vitesse de rotation de l'arbre secondaire B tend à devenir égale à celle de l'arbre primaire A, c.à.d. pour $\frac{n_2}{n_1} = 1$.

79. Les différentes types de transmissions hydrauliques.

- La transmission Voith T 45 à 3 transformateurs de couple (autorails type 670).
- La transmission S.E.M. GTC 4 à 1 transformateur de couple et 1 coupleur (autorails 602 - 603 - 630).
- La transmission Twin-Disc à 1 seul transformateur de couple et des embrayages mécaniques pour la prise directe (autorails 604 - 605).
- La transmission Voith L 37 U et L 37 Z équipant les locomotives de manoeuvre 250 - 252 - 253 - 272. Elle comporte un transformateur de couple et deux coupleurs.
- La transmission SEM DTTC 6 à 2 transformateurs de couple et un coupleur (loc. 271). La transmission est

double: il y a 1 transmission complète pour 1 sens de marche et 1 seconde, identique à la première, pour l'autre sens de marche. Il n'est ici pas besoin d'avoir un inverseur de marche.

La transmission hydraulique Voith T 45.

80. L'ensemble de la disposition moteur Diesel - transmission Voith - essieux est donnée à la fig. 107. Le moteur entraîne la turbo-transmission par l'intermédiaire d'un arbre muni de disques élastiques d'accouplement. La transmission est suspendue au bogie en 3 points seulement pour éviter toute torsion sur la transmission.

L'inverseur de marche est ici monté dans les ponts d'essieux et non dans la transmission même.

81. Description (fig. 108 et 109).

La transmission Voith T 45 comporte essentiellement quatre transformateurs représentés sur les figures 108 et 109 en I_a , I_b , II et III; I_a et I_b sont les transformateurs de couple utilisés lors du démarrage de l'auto-rail. Chaque roue turbine de I_a et I_b est reliée à un essieu du bogie (fig. 107). Le sens de circulation de l'huile est indiqué par des flèches. Les aubages des transformateurs de démarrage I_a et I_b sont construits de façon telle que le rendement le plus élevé est obtenu lorsque la roue turbine tourne à une vitesse moitié de celle de la roue pompe. Lorsque la roue turbine tourne plus vite à cause de la vitesse plus élevée du véhicule, le rendement tombe et l'on passe successivement aux coupleurs II et III. L'huile est amenée par les canaux annulaires 28 et 38 et s'échappe par des ouvertures ménagées à la partie inférieure du carter des transformateurs de couple.

82. Vu que lors du démarrage, le poids adhérent sur un essieu est trop petit pour transmettre l'effort de traction, on a prévu deux transformateurs de couple (transformateurs de démarrage). Lorsque la vitesse du véhicule grandit, le poids adhérent est suffisant vu que l'effort de traction diminue. C'est pourquoi les transformateurs de couple II et III ne travaillent que sur un essieu (II sur un essieu, III sur l'autre).
83. II et III ne peuvent évidemment pas être remplis d'huile lors du démarrage de l'auto-rail. La puissance est transmise comme suit :

1-2-3-5-8-9-12-23-24 (transformateurs du couple I_a) et
1-2-13-15-17-18-19-22-33-64 (" " " I_b) .

4.

I_a et I_b reçoivent l'huile fournie par la pompe de remplissage 42 via le distributeur 47 fonctionnant dans la position dessinée à la fig. D 4. - Lorsque la vitesse de l'auto-rail s'élève à 60 km/h, le tiroir 48 se déplace vers la gauche de sorte que I_a et I_b ne reçoivent plus d'huile et se vident immédiatement.

84. L'huile est maintenant envoyée vers le transformateur de couple II. La transmission de la puissance s'effectue comme suit :

1 - 2 - 3 - 6 - 11 - 63 - 12 - 23 - 24.

Le transformateur II est rempli par le canal annulaire 29. Il y a 2 circuits différents par lesquels l'huile peut retourner au carter : a) par une petite ouverture (non dessinée). Ceci afin de permettre un renouvellement de l'huile du transformateur. Cette huile s'échauffe notamment et doit donc pouvoir circuler afin d'être refroidie. L'ouverture considérée est petite et constamment ouverte.

b) par une soupape de vidange rapide (fig. 110). Elle n'intervient que lorsque le transformateur de couple est vidangé. Le fonctionnement est le suivant : la soupape de vidange rapide est montée sur le carter du transformateur de couple II. Lorsque ce dernier est rempli, de l'huile sous pression est envoyée par l'ouverture 102 dans la chambre 104 (huile de la pompe de remplissage). La membrane 105 s'appuie donc sur les sièges 106 - 107. Lorsque le transformateur est rempli, la pression d'huile s'exerce également sous la membrane mais vu que la surface est ici plus petite, la membrane reste appliquée sur ses sièges. Lorsque l'amenée d'huile est interrompue, l'huile s'échappe de la chambre 104 par l'ouverture 103. La membrane se soulève et l'huile contenue dans II s'échappe par 101 vers le carter de la transmission.

La soupape de vidange rapide se trouve dans la partie 5 du transformateur.

85. Lorsque la vitesse de l'auto-rail croît, vers 120 km/h le tiroir 50 (fig. 109) est repoussé vers la gauche. L'arrivée d'huile vers II est interrompue. La soupape de vidange rapide fonctionne et II est vidangé.

En même temps, III se remplit et la puissance est transmise par 1, 2, 13, 16, 21, 73, 22, 33, 64.

On voit donc que II et III entraînent chacun un essieu différent. La fig. 111 est une vue d'ensemble des diverses possibilités.

86. La puissance qui peut être transmise par la turbo-transmission croît rapidement avec la vitesse des parties

tournantes. C'est pourquoi on a introduit une multiplication de la vitesse, notamment les rapports de $\frac{2}{3}$ ou $\frac{2}{13}$ sont relativement grands. Par conséquent les dimensions des transformateurs diminuent, et donc le prix.

Les rapports $\frac{2}{3}$ et $\frac{2}{13}$ sont égaux, de sorte que lors du démarrage chaque transformateur de démarrage transmet la moitié de la puissance.

Les rapports $\frac{12}{23}$ et $\frac{22}{33}$ sont très différents. Il doit en être ainsi afin de donner à chaque transformateur de couple II et III son intervalle de vitesse.

87. Il n'y a aucune liaison rigide entre les arbres 24 et 64. Il ne peut donc se produire aucun effort nuisible dans les organes, provenant d'une différence de diamètre des roues des deux trains de roues.

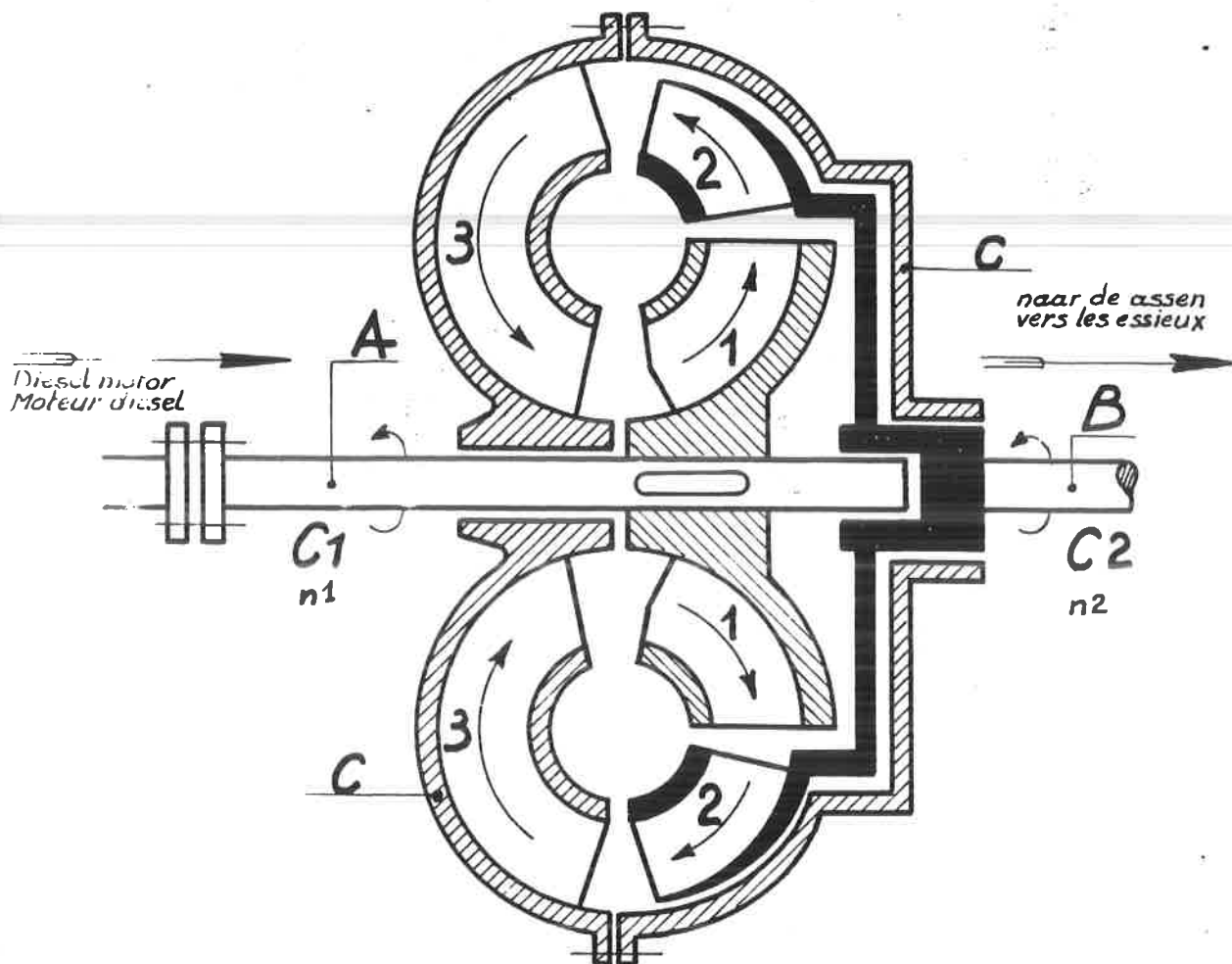
88. Vu qu'il n'y a pas d'organes animés de mouvements alternatifs, l'usure des diverses parties de la turbo-transmission est minime. Les organes qui s'usent sont surtout les roulements à billes et à rouleaux. Ces derniers devront être remplacés après un nombre déterminé de kilomètres; ce parcours dépend de la charge, de la vitesse et du type de roulement.

Chaque roulement à billes ou à rouleaux a donc une "durée de vie" bien déterminée. Après cette durée de vie, le roulement peut apparemment être encore en bon état, mais le risque est grand qu'il casse s'il est maintenu en service. La détermination de cette durée de vie fait l'objet d'études spéciales.

89. Remarque.

Les organes accessoires, tels que préistributeur, distributeur et les diverses pompes à huile ne sont pas décrits. Ils font l'objet de la leçon 21 du cours 1260 où leur fonctionnement est décrit.

KOPPELTRANSFORMATOR. TRANSFORMATEUR DU COUPLE.

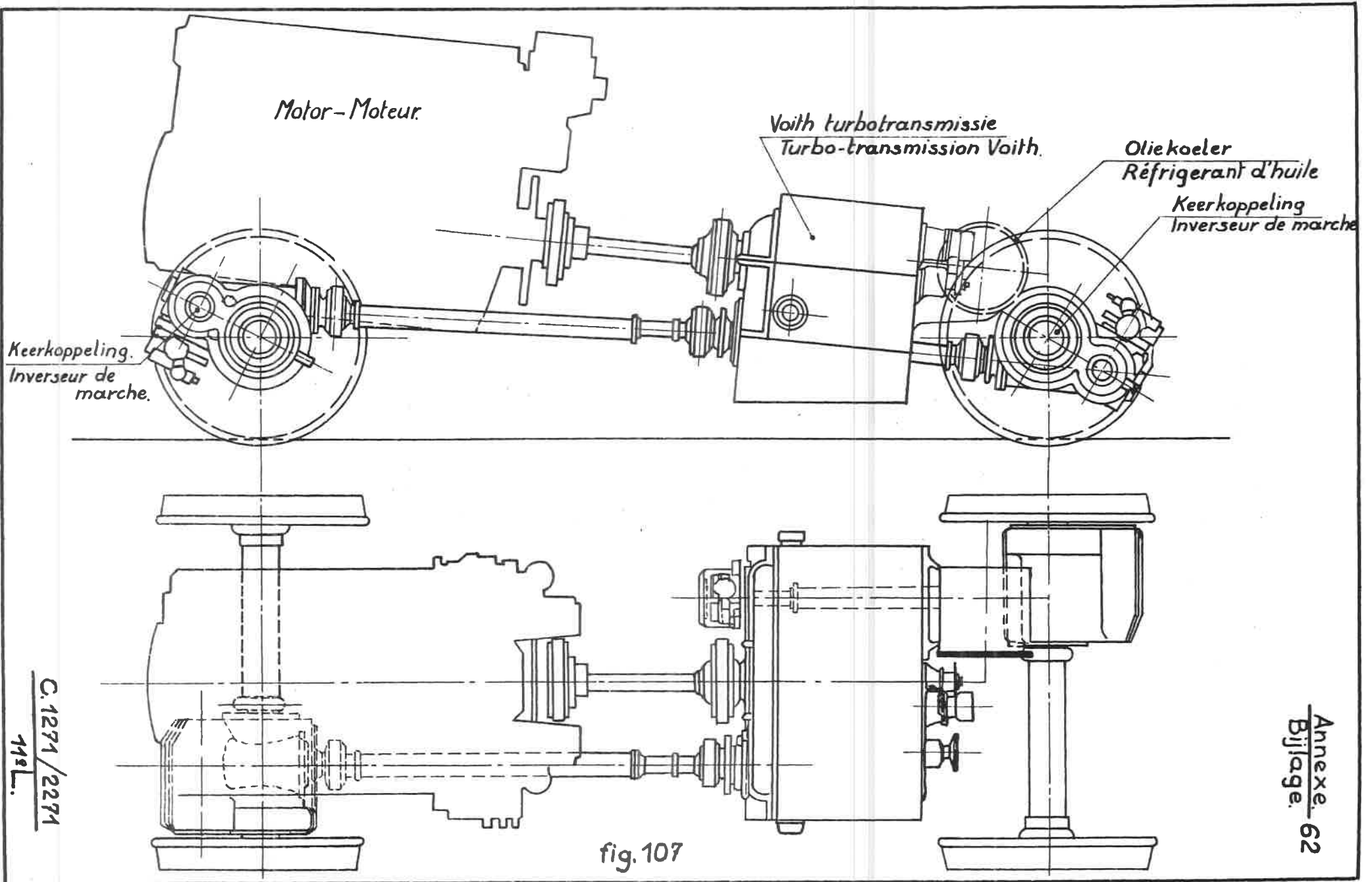


- A. Hoofdas.
Arbre primaire.
- B. Hulpas.
Arbre secondaire.
- C. Vast deel.
Partie fixe.

- 1. Motorschoep (centr. pomp).
Aubage d'impulsion (pomp centr.).
- 2. Ontvangschoep.
Aubage récepteur.
- 3. Vaste schoep.
Aubage fixe (directeur).

fig. 106

(B) 20000.11.01.75)



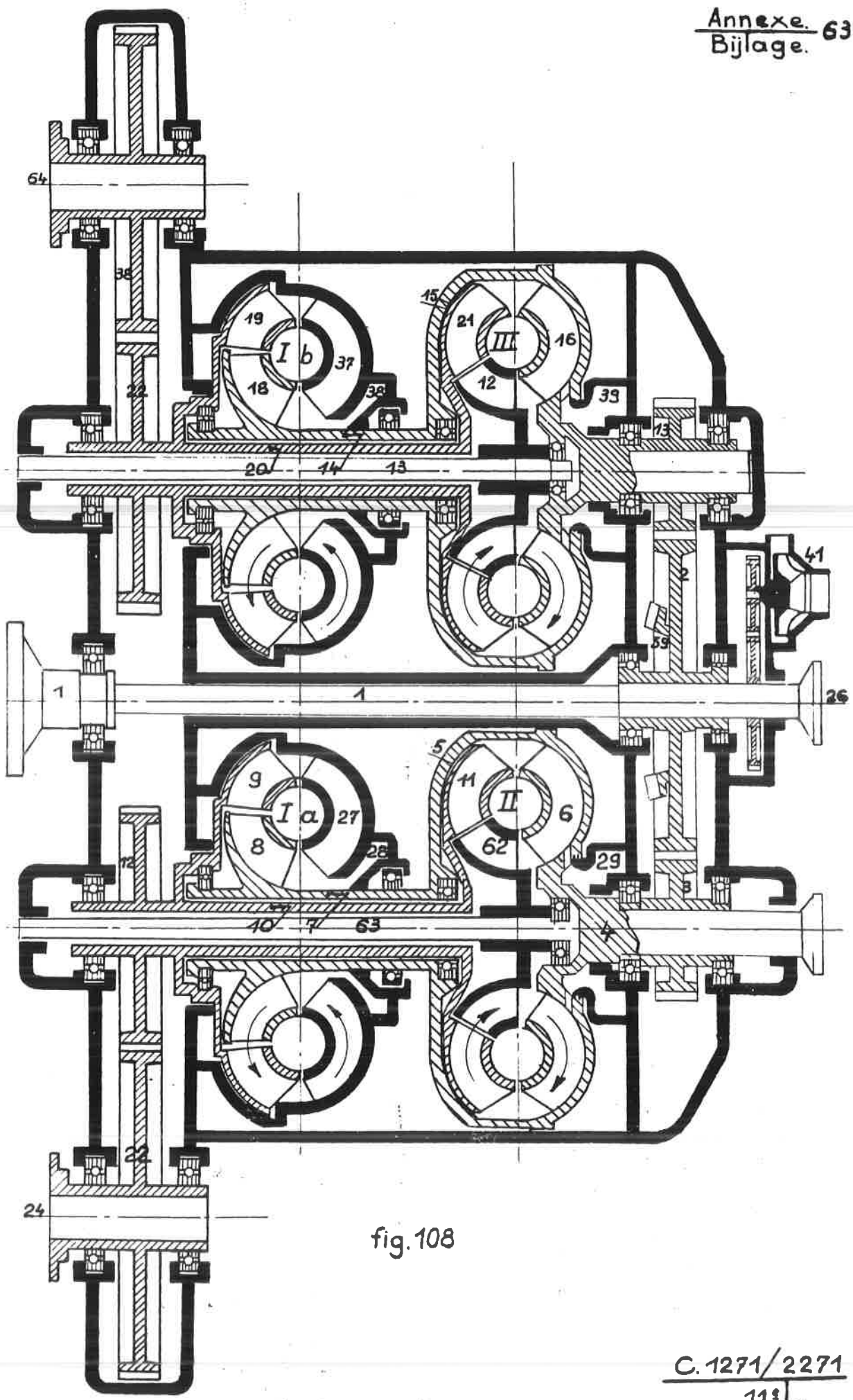


fig.108

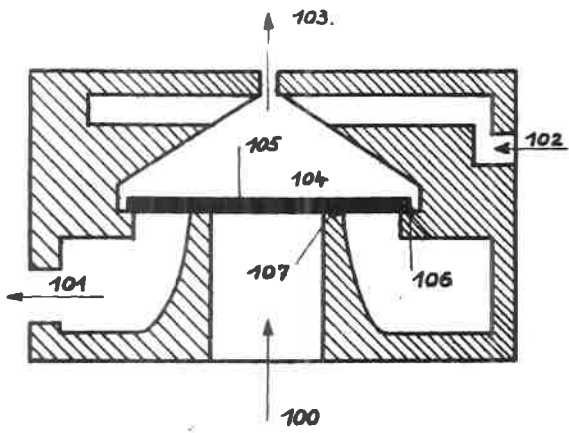


fig. 110

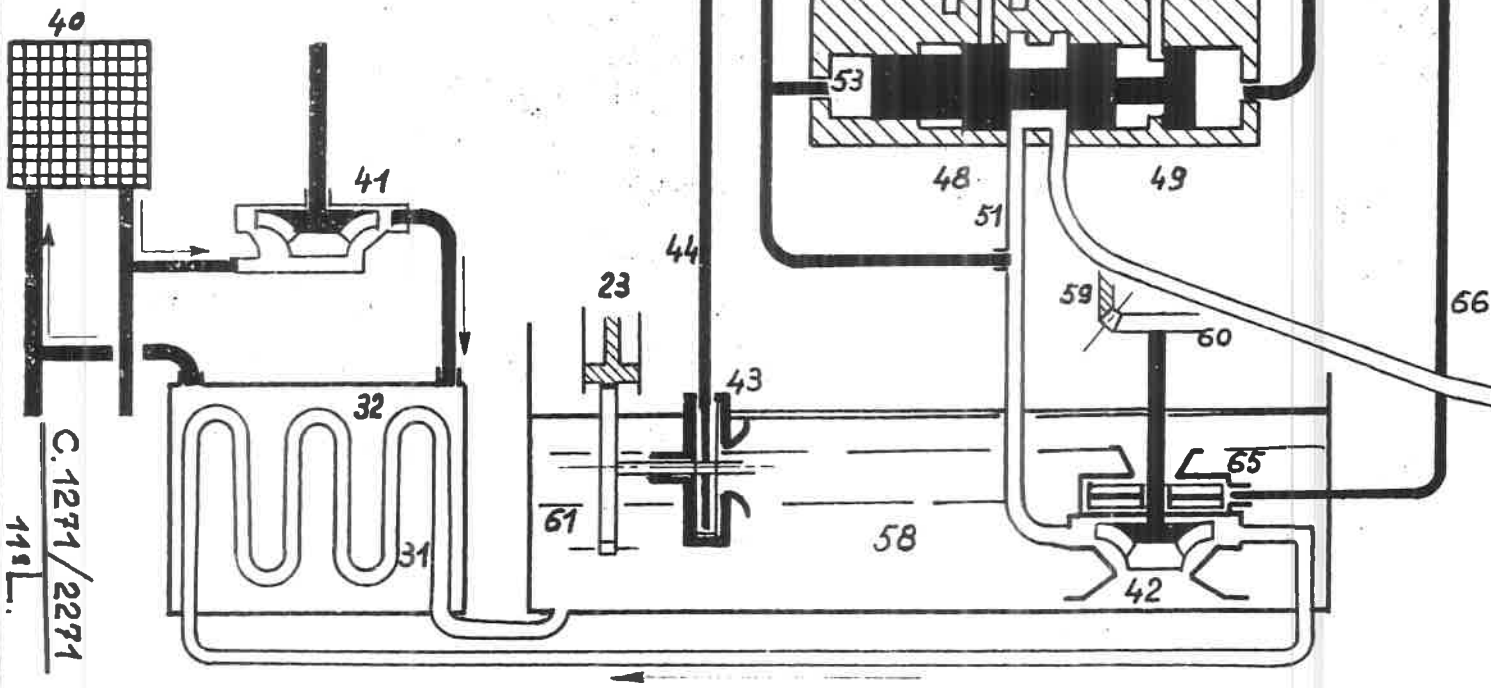


fig. 109

C. 1271 / 2271
118

Annexe. 64
Bijlage.

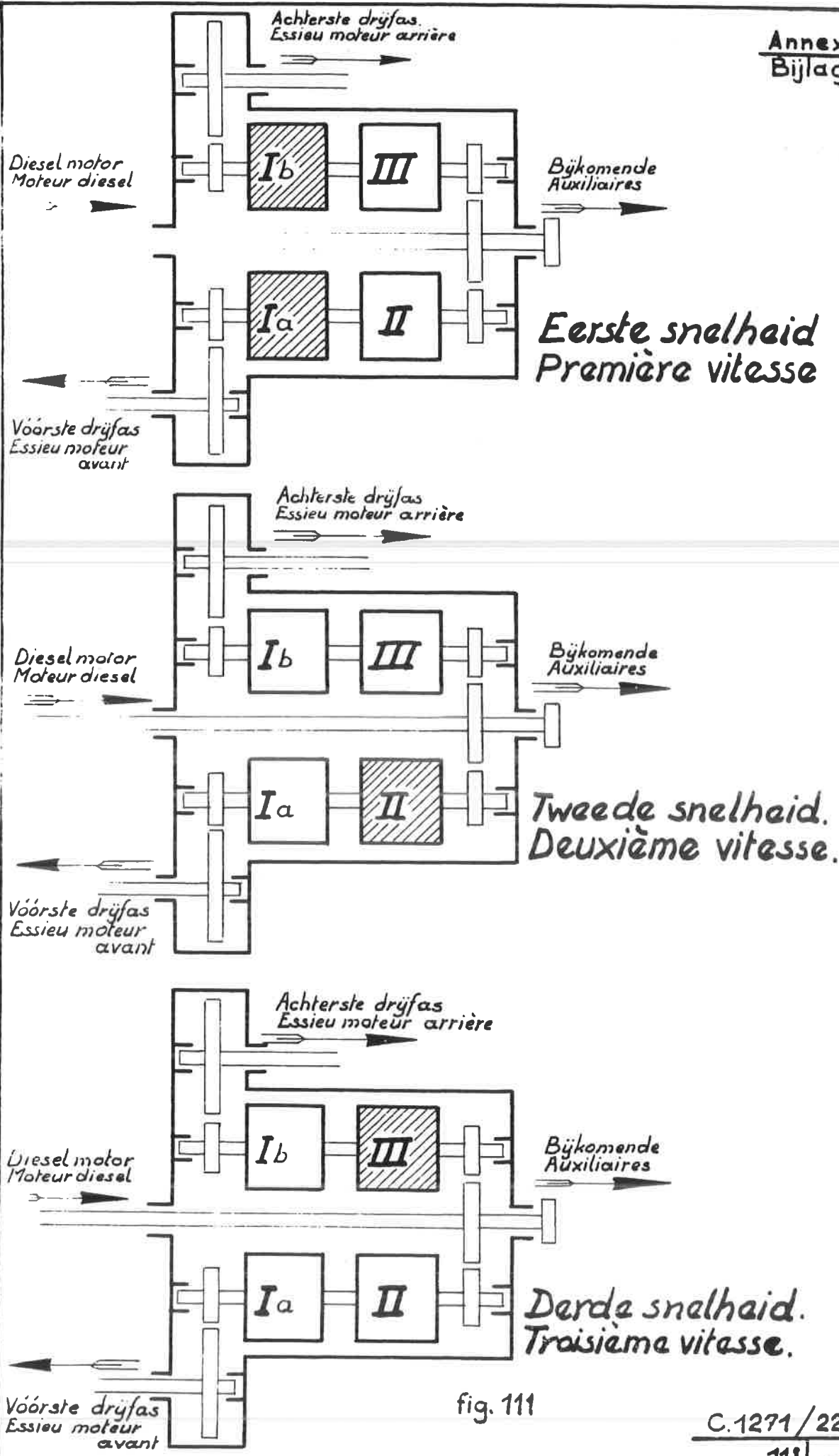


fig. 111

12e leçon.

Le transformateur de couple Twin-Disc.

90. Principe.

Le transformateur ou convertisseur de couple a pour but de multiplier le couple du moteur auquel il est accouplé. La charge ou résistance appliquée à l'arbre de sortie du convertisseur est une mesure de la quantité par laquelle le couple moteur (ou couple d'entrée) est multiplié. Lorsque la charge croît, le circuit du fluide subit une modification à l'intérieur du convertisseur, ce qui provoque l'accroissement du couple sur l'arbre de sortie. Comment cela se passe-t-il ?

91. Le convertisseur de couple Twin-Disc comprend 3 parties principales (fig. 112). La partie A (fig. 113), la pompe, est entraînée par l'arbre vilebrequin du moteur et comprend une couronne à aubes qui tourne dans le fluide remplissant le convertisseur de couple. La partie B (fig. 114), la turbine, comprend trois roues à aubes et est accouplée à l'arbre de sortie. La partie C (fig. 115), le stator ou carcasse de turbine, comprend 2 couronnes à aubes fixes (aubages directeurs).

Lorsque les aubages de la pompe (1) tournent dans le fluide, ils mettent d'abord en mouvement la première roue à aubes (2) de la turbine d'où le fluide est conduit dans la roue à aubes (3) du stator. Ces aubages dirigent le fluide vers la deuxième roue à aubes (4) de la turbine; on voit ainsi que le fluide circule à travers les 3 roues à aubes de la turbine.

92. Dans les conditions normales de fonctionnement, le fluide de la pompe rencontre sous un faible angle les aubages de la turbine qu'il traverse vite et facilement: la roue turbine tourne en effet presque librement. Mais lorsque la charge croît, la roue turbine ralentit, elle est en effet accouplée directement à l'arbre de sortie et le fluide rencontre sous un angle plus grand, les aubages de la turbine. Vu que les chocs du fluide se produisent successivement sur les aubages des 3 couronnes de la turbine, le couple de sortie grandit jusqu'à atteindre 5 fois le couple d'entrée.

Le couple de sortie grandit lorsque grandit l'angle sous lequel le fluide rencontre les aubages de la turbine. Le convertisseur Twin-Disc choisit donc le couple qui convient à chaque charge et opère automatiquement, ce qui se fait manuellement dans une transmission mécanique.

2.

Le circuit hydraulique (fig. 116).

93. Le convertisseur de couple étant toujours rempli d'huile pendant son fonctionnement, il est relié à un réservoir rempli d'huile. Ce réservoir sert, d'une part, de chambre d'expansion lors de l'augmentation de la température et compense les pertes d'huile par vaporisation et fuites.

Ce réservoir est relié à son point supérieur par une conduite de dégazage au point haut du réfrigérant d'huile. Le fluide en expansion peut ainsi s'échapper de la conduite principale et l'air éventuellement présent peut également s'échapper. Ce dernier se rassemble toujours au point haut du circuit au sommet du réfrigérant d'où il est poussé par le conduit de dégazage vers le réservoir d'huile et de là, à l'atmosphère.

La pompe de refoulement soutire l'huile du réservoir et l'envoie à travers le filtre dans le convertisseur. Une soupape de sûreté réglée à 45-60 psi (3,15 — 4,55 Kg/cm²) est ménagée dans la pompe afin d'éviter toute pression exagérée dans le convertisseur. L'expansion normale du fluide est notablement inférieure à ce que peut laisser passer le conduit de dégazage; il s'ensuit que, continuellement, une certaine quantité de fluide est soutirée du convertisseur et envoyée dans le réservoir.

C'est la quantité d'huile aspirée par la pompe de refoulement et qui retourne par les filtres vers le convertisseur de couple. Toute l'huile du convertisseur passe donc périodiquement par ce by-pass et le filtre correspondant.

Il a été prévu des joints en caoutchouc pour garder les graisses et huile de lubrification dans leurs espaces propres. Des joints circulaires rectifiés empêchent les fuites du fluide lors du convertisseur par les arbres d'entrée et de sortie. Ces fuites d'huile sont recueillies par des conduits d'évacuation entre les joints rectifiés et les joints en caoutchouc.

94. Refroidissement.

Le fluide du convertisseur de couple est refroidi dans un réfrigérant séparé. La conduite de refroidissement part de la périphérie du convertisseur (où la pression est la plus forte) vers l'orifice d'entrée du réfrigérant; l'huile repart de cet échangeur vers le milieu du convertisseur où la pression est la plus basse. La différence de pression entre les orifices d'entrée et de sortie est suffisante pour assurer une circulation constante du fluide dans les conduits et le réfrigérant.

95. Température de fonctionnement.

Température normale: 160° - 220° F (71 - 104° C)
 " maximum à
 fonctionnement constant: 250° F (121° C)

Circuit du fluide du convertisseur.

96. Le circuit proprement dit: le fluide est aspiré du réservoir d'huile par la pompe de remplissage et refoulé dans le convertisseur de couple. Pendant la circulation du fluide du convertisseur vers le réfrigérant, une petite quantité s'échappe par le conduit de dégazage où elle remplace l'huile soutirée par la pompe de remplissage.

97. La pompe de remplissage.

Elle a un double but:

- a) Elle remplit le circuit du convertisseur à la pression de 45-65 psi. Cette pression empêche les phénomènes de cavitation dans les aubages. Ces tourbillons ont comme conséquence: échauffement et perte de puissance; une circulation homogène assure un rendement maximum, sans échauffement;
- b) Elle compense le soutirage de fluide par le conduit de dégazage.

98. Filtres d'huile.

Il y a habituellement trois filtres:

- a) Le filtre d'aspiration de la pompe de remplissage. Lors du nettoyage on enlève l'ensemble. On obtient de cette façon un nettoyage complet et, ce qui est important, on a un meilleur contrôle des fuites lors du remontage. Des fuites dans ce filtre provoquent des rentrées d'air dans le circuit et par conséquent des échauffements et une perte de rendement;
- b) Le filtre dans la conduite de refoulement de la pompe, purifie l'huile avant son arrivée dans le convertisseur;
- c) Le filtre dans la conduite de dégazage retient toutes les particules qui pourraient obstruer cette conduite de soutirage. L'ouverture de dégazage est très petite et demande donc beaucoup d'attention. Lors du nettoyage toute la prise de soutirage est enlevée; le filtre et l'orifice calibré sont soigneusement visités.

Remarque. Les filtres doivent être nettoyés régulièrement: normalement toutes les 1.000 heures; dans les régions poussiéreuses, beaucoup plus souvent. Le réservoir d'huile doit également être nettoyé périodiquement.

4.

99. Circuit du convertisseur.

Le fluide est constamment tenu en circulation à travers les aubages de la turbine et du stator par la pompe du convertisseur. Remarquons bien que la pression de base, soit de 45 à 65 psi, la pression au diamètre extérieur de la roue turbine est voisine de 100 psi (7,03 kg/cm²) à cause du fonctionnement de la pompe du convertisseur.

100. Refroidissement.

Le refroidissement est assuré par circulation continue du fluide à travers l'échangeur de chaleur. Cette circulation est assurée en plaçant le conduit d'échappement à l'endroit de la plus forte pression; l'admission est placée à l'endroit de la plus faible pression, c.à.d. près de l'axe de la pompe du convertisseur. La circulation est indépendante de la vitesse de pompe et de la turbine; elle peut atteindre 100 gallons par minute (378,5 l/min.) à travers un conduit de 1 $\frac{1}{4}$ " de diamètre intérieur.

101. Groupe de dégazage.

Il a un double but:

- a) Etant placé au point haut du circuit, tout l'air du circuit va s'y rassembler. Cet air s'échappe par le conduit de dégazage vers le réservoir et de là, va à l'atmosphère. Si cet air ne pouvait s'échapper du circuit, il y aurait échauffement et perte de puissance;
- b) Par l'ouverture calibrée (050" ou 1,27 mm) s'écoule environ 40 gallons de fluide par heure (151,40 l/h). Il y a donc renouvellement continu de l'huile du circuit.

102. Conduites d'évacuation des fuites.

Les conduites d'évacuation servent à collecter les fuites éventuelles d'huile par les joints. Dans un convertisseur DF (1), il y a trois joints d'étanchéité pour l'huile. Les fuites provenant de chacun d'eux sont collectées par un conduit d'échappement commun, à l'arrière et à gauche du carter du convertisseur. Cet échappement reste habituellement ouvert parce que le fluide pourrait, en cas de fuite continue, être refoulé dans les conduites d'huile du graissage. On tolère au maximum 6 gouttes distinctes par minute et par joint d'étanchéité.

103. Pression et température.

La pression dans le convertisseur est normalement 45-65 psi.

(1) Le Twin-Disc des autorails 604-605 est un convertisseur DF.

- a) Une pression inférieure indique une insuffisance de fluide, un filtre bouché, la présence d'air, le mauvais fonctionnement de la pompe de remplissage;
Résultat: échauffement et perte de rendement.
- b) Une pression élevée indique le calage de la soupape de surpression de la pompe de remplissage. Résultat: usure exagérée de la rondelle d'étanchéité en charbon du groupe d'étanchéité;
- c) La température est normalement 160 à 220° F.

L'échauffement est la conséquence de:

- 1. Insuffisance de fluide;
 - 2. Présence d'air;
 - 3. Refroidissement insuffisant;
 - 4. Fonctionnement de trop longue durée en surcharge ou survitesse;
 - 5. Pression de base trop faible.
-
- d) Les manomètres et thermomètres doivent être vérifiés et éventuellement être remplacés immédiatement. Ils permettent en effet de tester à tout instant le fonctionnement du convertisseur et de prendre éventuellement les mesures adéquates contre toute avarie possible.

Les embrayages.

104. Les autorails 604, 605 possèdent, le premier, un et le second, deux Twin-Disc. Le type 605 est plus léger que le 604 mais le fonctionnement en reste identique, sauf en ce qui concerne les embrayages.

105. Les embrayages type 604.

La fig. 117 donne le schéma de principe de l'ensemble du transformateur de couple. 1 est l'arbre d'attaque, 2 l'arbre de sortie.

E1, E2 et E3 sont des embrayages.

Lorsque E2 et E3 sont embrayés, la transmission de la puissance s'effectue comme suit: arbre 1 - embrayage E2 de la roue pompe, transformateur de couple, embrayage E3 de la roue turbine, inverseur de marche, arbre 2.

On dit que l'autorail fonctionne sur transformateur.

Lorsque E1 est embrayé, la puissance est transmise par: arbre 1, embrayage E1, arbre 3 - inverseur de marche - arbre 2. Le convertisseur n'intervient pas; on dit que l'autorail marche en prise directe.

6.

106. Dans le type 604, les embrayages sont commandés hydrauliquement; une pompe à engrenages refoule de l'huile vers un distributeur à 3 positions:

A: neutre - aucun embrayage accouplé;
B: convertisseur: E2 et E3 embrayés;
C: prise directe: E1 embrayé.

L'huile part du distributeur vers les différents embrayages. Ceux-ci comportent une succession de disques en acier et en bronze. Lorsque l'huile est introduite dans l'embrayage, un piston pousse les disques les uns contre les autres jusqu'à ce qu'ils forment bloc. Vu que les disques en acier sont calés sur l'arbre d'attaque et les disques en bronze sur l'arbre de sortie de l'embrayage, les 2 arbres sont ainsi accouplés.

107. L'huile des embrayages sert également de lubrifiant pour les parties frottantes du convertisseur et de l'inverseur de marche. La pression d'huile est normalement 130 psi (9 kg/cm²). La pompe à huile est entraînée par l'arbre d'attaque du Twin-Disc.

108. Les embrayages type 605.

La fig. 118 donne la disposition des moteurs, embrayages convertisseurs et inverseurs de marche des autorails 605.

E sont les embrayages. Lorsque ceux-ci prennent la position 2, l'autorail fonctionne sur convertisseur; en position 1, on a la prise directe.

109. L'embrayage est un accouplement à friction du type sec. Il est commandé par un servo-moteur qui donne les 3 positions:

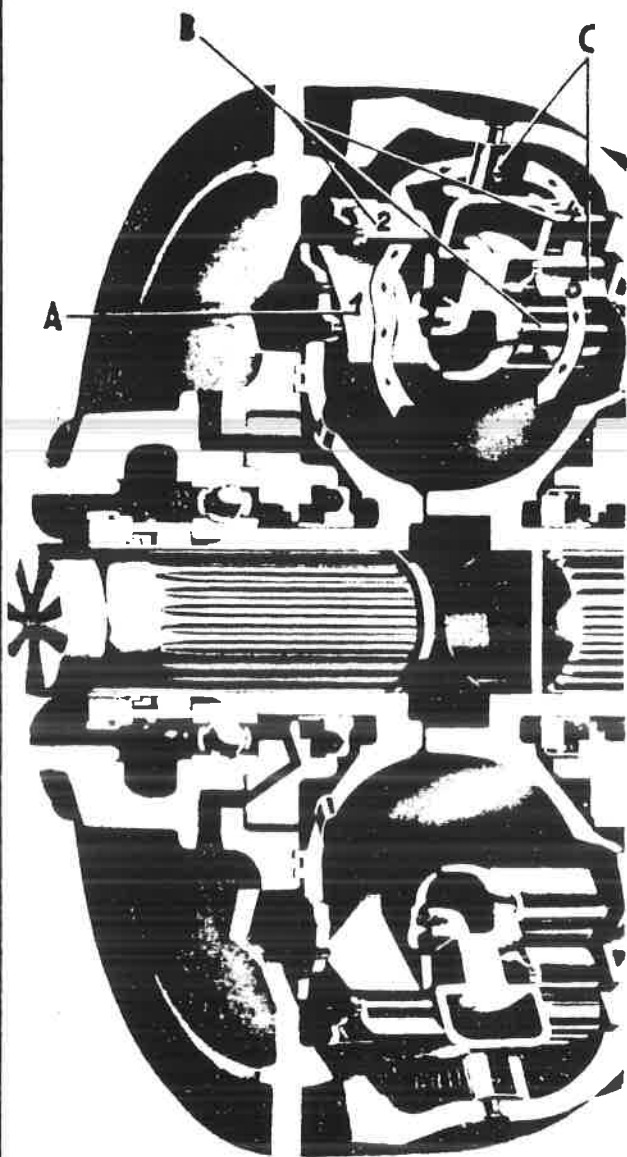
A: neutre
B: marche en transformateur
C: prise directe

110. Les inverseurs de marche.

Voir cours 1260, leçon 22 où leur description est donnée en détail.

Cours 1271.

12^e leçon.



Doorsnede van de TWIN-DISC.
Coupe du TWIN-DISC.

fig.112

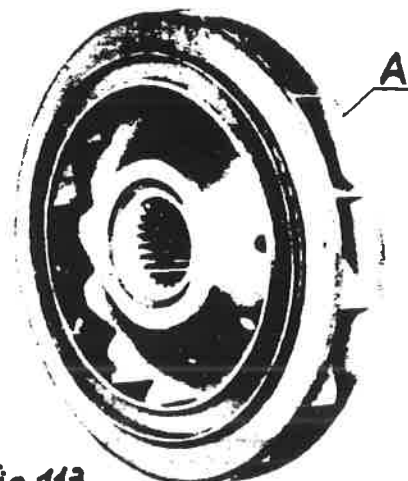


fig.113

Pomp.
Pompe.

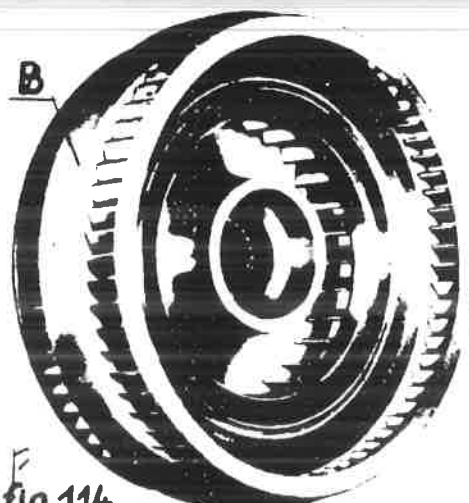


fig.114

Turbinewiel.
Roueturbine.

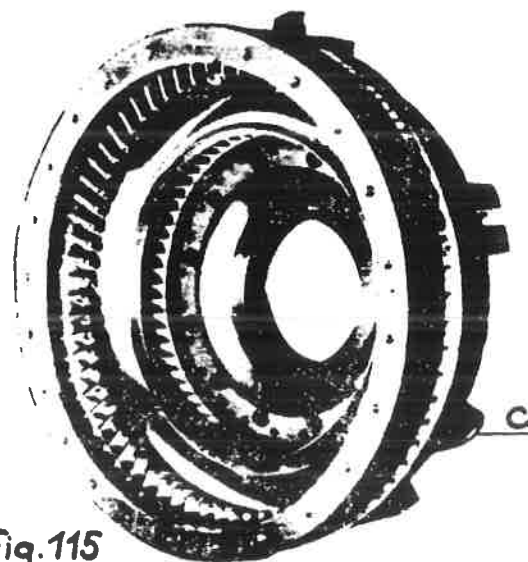
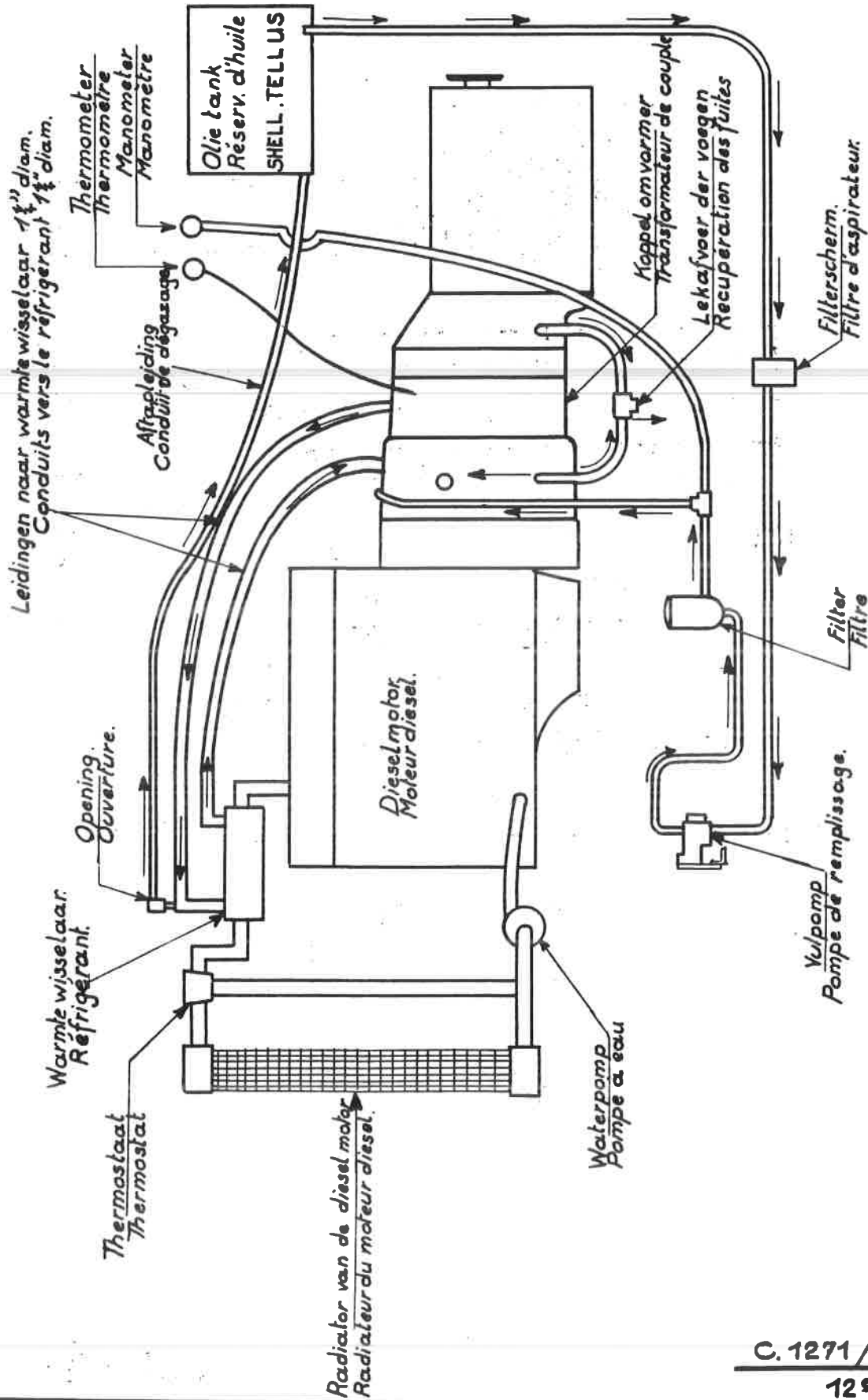


fig.115

Stator of Turbinehuis.
Stator ou Carcasse de turbine.

C.1271/2271

12°L.



Schema van de hydraulische kringloop.
Schema du circuit hydraulique.

fig. 116.

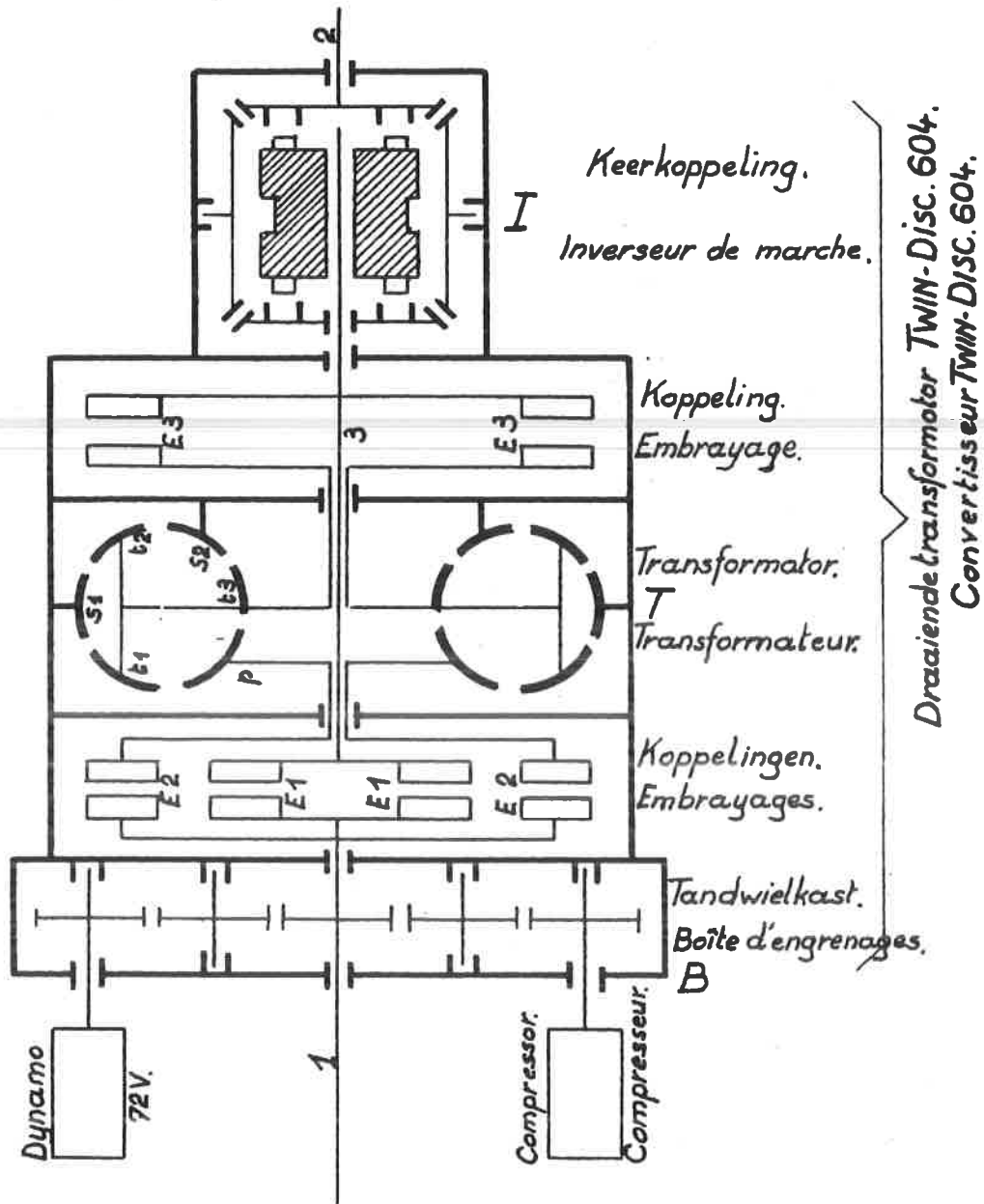


fig.117

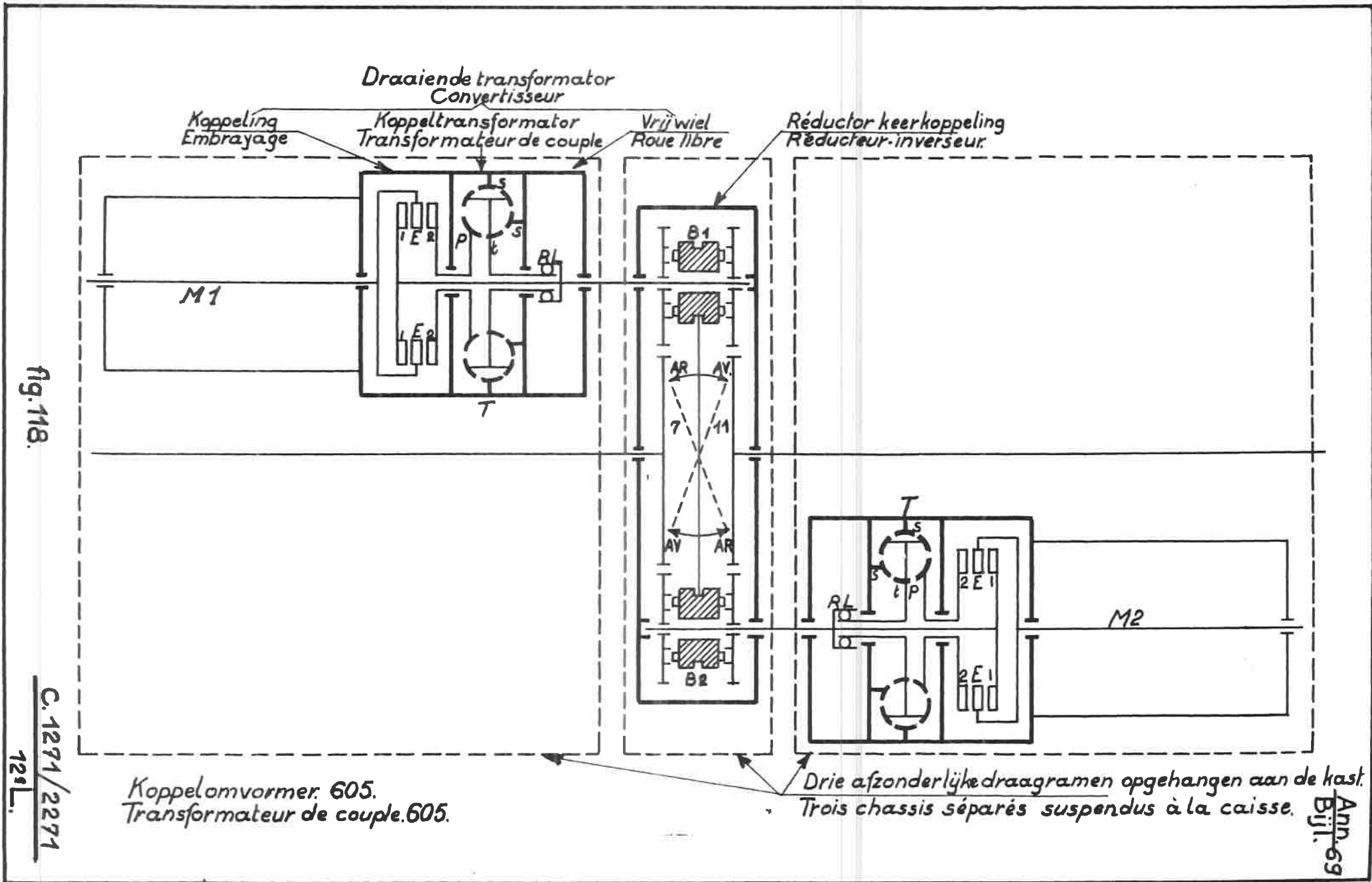


fig. 118.

C. 1271/2271

128 L.

Ann. 69
Bijl. 69

13ème leçon.

La transmission hydraulique SEM GTC 4 des autorails 602 et 603.

111. La transmission hydraulique GTC 4 comprend :

- 1°) un transformateur de couple T
- 2°) un coupleur hydraulique C
- 3°) un inverseur de marche à pignon baladeur.

Elle est prévue pour une puissance maximum de 400 CV.

112. Le transformateur de couple T (fig. 119).

Le transformateur de couple T comprend :

- 1°) une roue pompe Tp, faisant office de pompe centrifuge, entraînée par l'arbre (3). Cet arbre (3) est entraîné par l'intermédiaire des engrenages (5) et (6) par l'arbre (4) lui-même entraîné par le moteur Diesel. La vitesse de la roue pompe Tp est donc toujours proportionnelle à celle du moteur Diesel.
- 2°) une roue turbine Tt qui transmet l'effort par le carter (10) à l'arbre creux (8) et au pignon intermédiaire (9).
- 3°) des aubages directeurs fixes ou stator Ts (11) (fixé au carter de la transmission). Il absorbe la différence entre le couple d'entrée de Tp et le couple de sortie de Tt.

L'huile est amenée dans le transformateur de couple T par le canal (130) alimenté par le distributeur de la transmission.

Un orifice (13) situé à la partie basse du carter fixe (1) permet une fuite continue d'huile et assure ainsi le renouvellement de l'huile travaillant dans le transformateur afin qu'elle n'atteigne pas une température excessive.

Elle s'écoule dans le fond du carter de la transmission d'où elle est reprise par la pompe de circulation et envoyée dans le circuit de refroidissement. Le stator (1) est muni d'une cavité (14) parcourue par l'eau de refroidissement du Diesel. Cette eau est amenée par la conduite (12) raccordée au réfrigérant d'huile.

113. Le coupleur hydraulique (fig. 119).

Le coupleur C comprend :

- 1°) Une roue pompe Cp faisant office de pompe d'énergie, entraînée par l'arbre (3)

Cours 1271.

2.

2°) une roue turbine Ct, fixée à l'arbre (8) et à l'engrenage intermédiaire (9).

Contrairement au transformateur T, il n'y a pas d'aubages directeurs fixes, donc pas de multiplication de couple.

Une fuite continue est prévue par un orifice calibré (17) à la périphérie du carter du coupleur. Elle permet le renouvellement de l'huile ainsi que l'évacuation des calories provoquées par la perte de puissance dans les aubages.

L'huile est amenée dans le coupleur par le canal (18) la chambre annulaire (19) et les ouvertures (20). Le canal (18) est alimenté par le distributeur à soupape (DS) commandé par le régulateur de changement de vitesse (RCV).

Le carter (10) assure la liaison entre la turbine Ct du coupleur, la turbine Tt du transformateur T et l'arbre creux (8).

La vidange s'effectue par une soupape spéciale "soupape de vidange rapide" dont le fonctionnement est le même que dans le Voith T 45.

L'inverseur de marche (fig. 119 - 120 et 122).

114. Fonctionnement.

1) Lorsqu'on excite l'électrovalve EVA, on place par l'intermédiaire du S.I. (servo-moteur d'inversion) l'inverseur de marche dans la position de marche avant.

2) L'inverseur est mis dans la position de marche arrière lorsqu'on excite l'électrovalve EVR.

115. Marche "avant".

L'électrovalve EVA étant excitée, la soupape (97) s'abaisse à l'encontre du ressort de rappel (98). L'air comprimé, venant des canalisations (99) et (100), cette dernière prévue dans le corps du S.I., est admis par le canal (101) sur le piston (102). Ce piston se déplace vers la gauche entraînant la tige (103) sur laquelle il est monté.

Une fourche (105) est montée entre deux épaulements (104) prévus au milieu de la tige; elle forme l'extrémité d'un levier basculant non représenté sur la figure. A l'autre extrémité du levier, se trouve un patin engagé dans la gorge circulaire du manchon baladeur à griffes (59).

Un déplacement du levier (105) est donc suivi d'un déplacement du manchon baladeur (59).

Lorsque le piston (101) se déplace, il appuie sur l'épaule de droite (104) et sur la fourche (105); le manchon baladeur (59) s'approche du pignon (52) tout en glissant dans les cannelures (49).

Si les griffes ne se trouvent pas dans la position d'engrènement, le manchon baladeur et le pignon restent en contact par les faces extérieures de leurs griffes. Une légère rotation du pignon (52) suffit pour que sous l'action de la pression du piston, les griffes s'embrayent complètement.

Le manchon baladeur entraîne donc l'arbre (49) dans le sens "Avant" par rapport au sens de marche de l'auto-rail.

116. Marche arrière.

Le même processus se répète lorsqu'on excite l'électrovalve EVR; l'air comprimé est toutefois admis sur le côté gauche (108) du piston double et le manchon baladeur est repoussé dans la direction opposée vers le pignon (48). Ce pignon tournant, par suite du pignon de renvoi (46) en sens inverse du pignon (52), l'arbre (49) tournant donc dans le sens "arrière".

117. On a le contrôle, dans chaque poste de conduite, de la position du manchon baladeur. Le déplacement du levier oscillant du manchon baladeur ferme, à fin de course, un contact électrique qui met sous tension les lampes de contrôle (une lampe par poste de conduite) et cela pour chaque sens de marche.

En cas d'interruption dans les circuits électriques, le manchon baladeur reste dans la position qu'il occupait. On le maintient dans le sens de marche désiré en bloquant l'EVA ou l'EVR; un verrouillage permet d'immobiliser le manchon baladeur en position neutre lorsque l'autorail est remorqué. Ce point est d'une importance capitale.

118. Le coupleur hydraulique de commande des ventilateurs "CV" FIG. 119.

Le coupleur CV est de construction identique au coupleur de traction C mais de dimensions plus réduites et de structure plus simple.

Il comprend :

- 1°) une roue-pompe CVp, calée sur l'arbre (61), entraînée par l'arbre (4) et des engrenages (6) et (67) .

4.

2°) une roue turbine CVt dont le prolongement porte le flasque d'accouplement (74) sur lequel vient se monter le flasque de l'arbre à cardans d'entraînement des ventilateurs, l'huile est amenée à la roue CVp par le canal (75) alimenté à l'intervention d'une soupape oléopneumatique contrôlée par une électrovalve commandée par les thermostats de l'eau de refroidissement et de compartiment de la voiture.

L'huile est évacuée par l'orifice (76) ouvert en permanence à l'atmosphère. Le temps de vidange étant ici sans importance, ce coupleur n'est pas muni d'une soupape de vidange rapide.

Les thermostats TEV (placés dans le circuit d'eau de refroidissement du moteur) et TEC (thermostat de compartiment influencé par la température ambiante à l'intérieur de l'atorail) ont leurs contacts connectés en série.

Ces contacts sont fermés tant que la température qu'ils contrôlent tombe sous leur limite de réglage. En position fermée, ces contacts excitent l'électrovalve.

L'air est admis dans la valve oléopneumatique. L'arrivée d'huile dans la canalisation (75) est interrompue et le CV est vidangé. L'entraînement des ventilateurs cesse. En même temps, une conduite d'air alimente les servo-moteurs des volets des radiateurs. Ces volets se ferment.

Dès que la température dépasse le point de réglage des thermostats TEV ou TEC, l'électrovalve cesse d'être excitée. L'air n'arrive plus aux servo-moteurs des volets qui s'ouvrent. D'autre part l'arrivée d'air à la valve oléopneumatique est interrompue et l'huile arrive de nouveau par le canal 75 au CV : les ventilateurs se remettent en marche.

Faisons remarquer que lorsque le véhicule n'est pas chauffé par l'eau du Diesel, le contact TEC est court-circuité par l'interrupteur de la poignée du robinet Westinghouse à 4 directions du chauffage. Le thermostat TEC n'a alors plus aucune influence sur le ventilateur.

119. Frein hydraulique de préchauffage "FP" (fig. 114).

Le frein hydraulique de préchauffage ne peut être mis en service que pendant l'arrêt de l'atorail.

Son but est d'activer le préchauffage de l'eau de refroidissement du moteur, par temps froid et après un arrêt prolongé, afin de l'amener rapidement à sa température de régime.

Il alimente également le circuit de chauffage de l'autorail.

Le F.P. comprend une roue pompe Fp, calée sur l'arbre (61) (entraîné par les engrenages (6) (67) et l'arbre (4). La roue turbine Fps est fixe et fait corps avec le carter de la transmission.

Lorsque ce coupleur est rempli d'huile, il constitue un frein puissant; la chaleur due au frottement de l'huile dans les aubages est transmise à l'eau de refroidissement, comme décrit ci-dessous.

L'huile est amenée via le canal (87) par la valve oléopneumatique du chauffage (VOP.C) placée sous le contrôle de l'électrovalve EVC.

L'excitation de l'EVC, commandée du poste de conduite, envoie de l'air comprimé, venant de l'électrovalve du CV, vers la valve oléopneumatique du chauffage (VOP.C).

L'air comprimé venant par la canalisation (88) sur la face supérieure du piston (89) de la VOP.C repousse ce dernier vers le bas à l'encontre du ressort (90).

Un passage aménagé dans la tige du piston, relie alors les orifices (91) (92), permettant à l'huile sous pression de la canalisation (85) de se rendre par la canalisation (93) vers le conduit (87) d'alimentation du frein.

120. L'huile chargée des calories développées dans les aubages est évacuée par l'orifice (147), toujours ouvert et tombe dans le carter de la transmission. Elle est reprise par la pompe P.C. (fig. 121) et envoyée par les conduites (120) (138) vers un filtre FSD muni d'une soupape d'expansion (94) et d'un élément filtrant (95). Du filtre, l'huile pénètre dans le réfrigérant d'huile par la conduite (149), ce réfrigérant est parcouru par l'eau de refroidissement du moteur; l'eau prend les calories de l'huile et s'échauffe.

L'huile retourne alors par la conduite (150) au carter de la transmission; une dérivation d'huile (148) assure le graissage des pièces tournantes du volant amortisseur de vibrations.

Si la température dépasse le point de réglage d'un des thermostats TEV ou TEC, l'excitation de l'électrovalve du CV est coupée, l'arrivée d'air à la VOPC prend fin, le piston (89) est rappelé vers le haut par son ressort. L'huile n'est plus admise au FP qui est vidangé par l'ouverture (147).

6.

La soupape 94 , réglée à $1,5 \text{ kg/cm}^2$ montée dans le filtre à soupape FSD, règle la quantité d'huile admise au réfrigérant d'huile REH.

Cours 1271
13e leçon

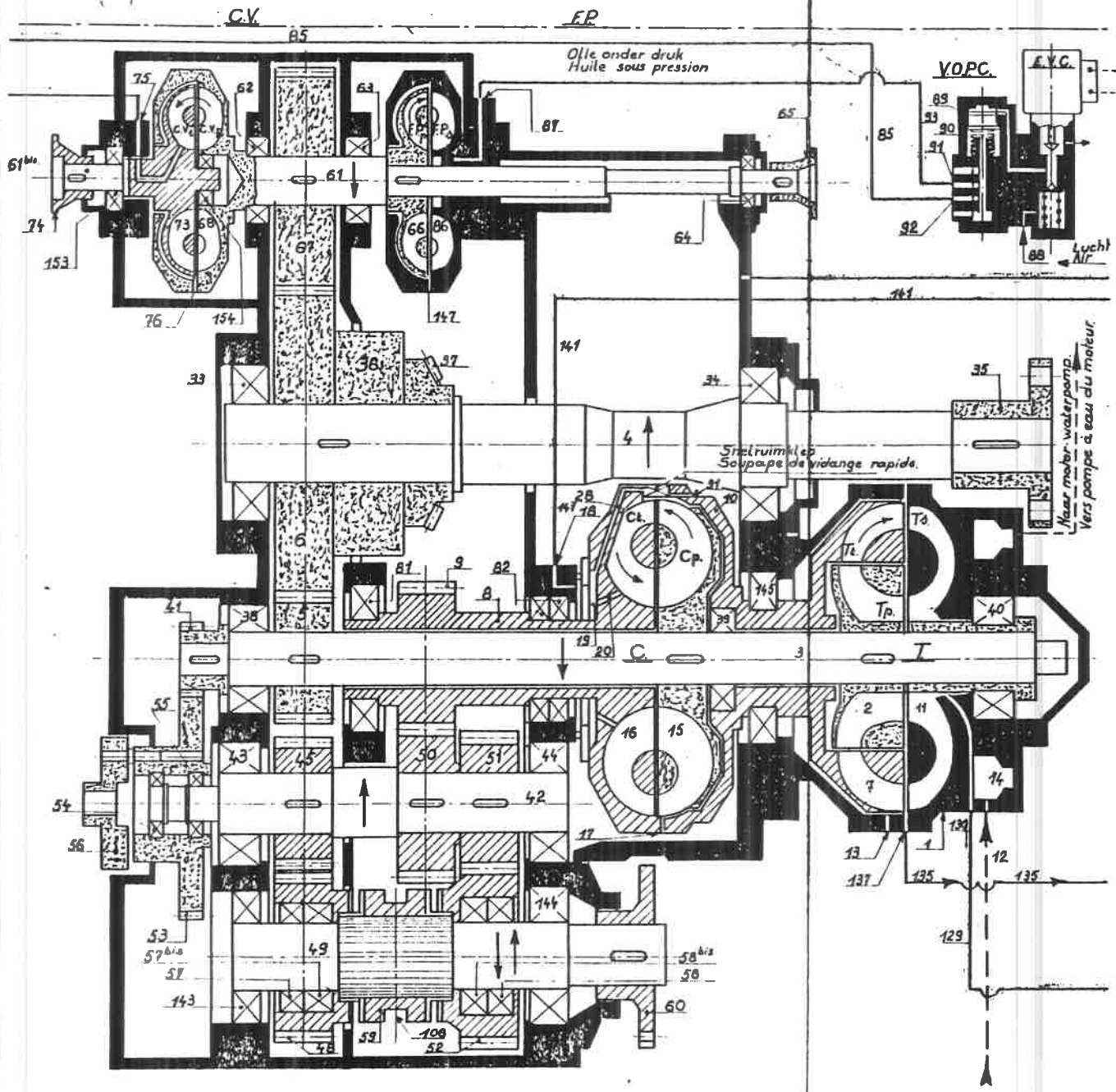


fig. 119

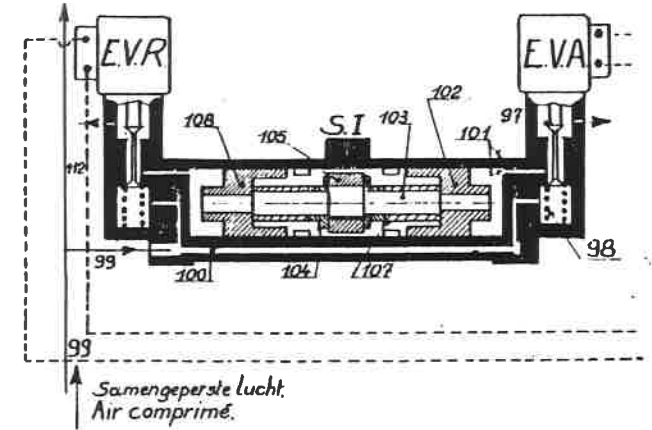


fig. 120

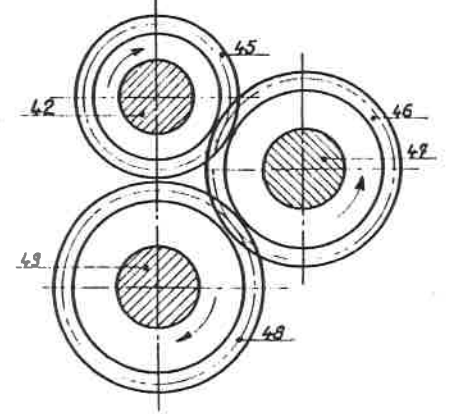


fig. 122

274 222 11 60 (12)

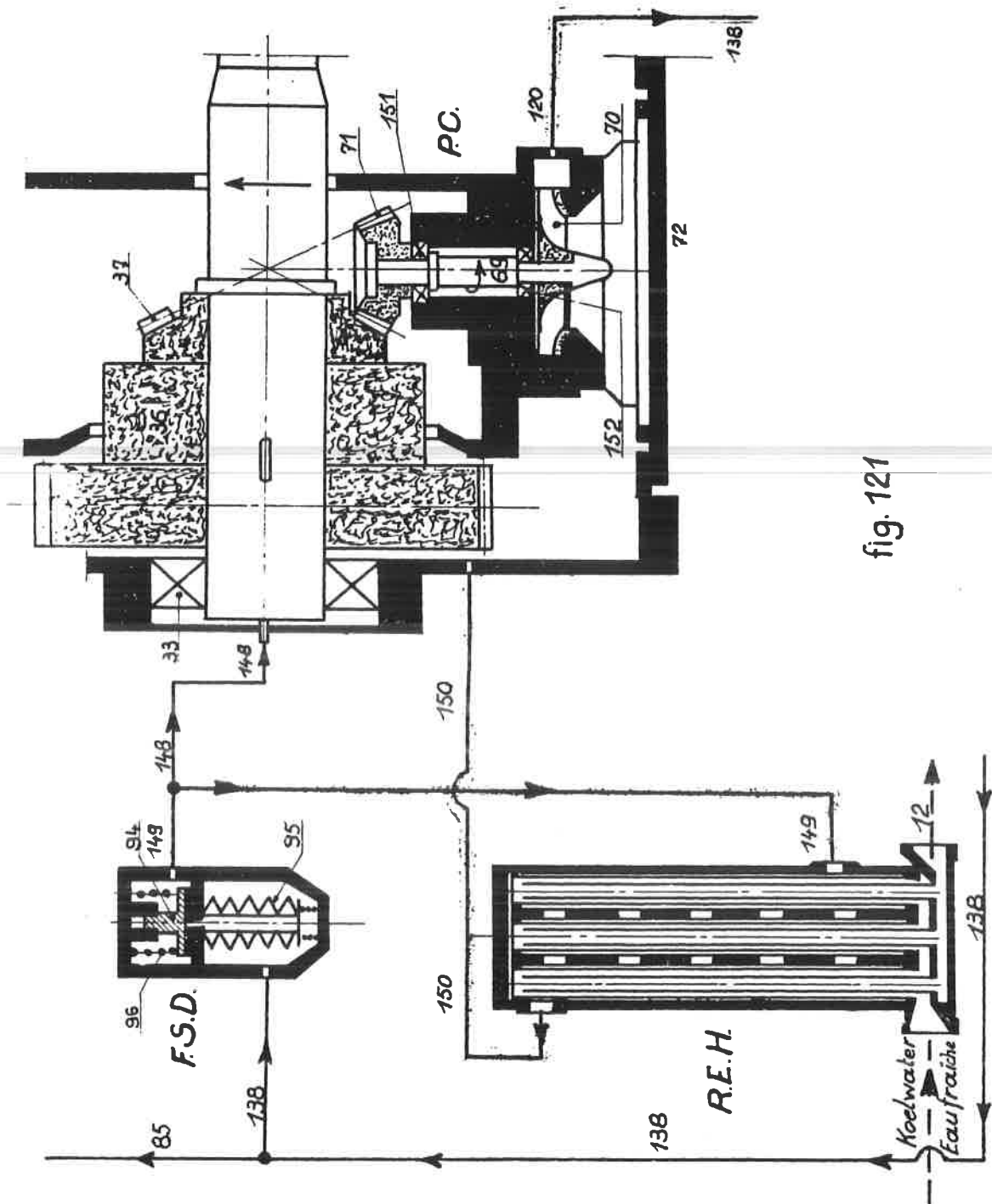


fig. 121

14e leçon.

La transmission hydraulique GTC 4 (suite).

121. Les arbres (fig. 119 - 122).

L'arbre moteur (4).

L'arbre moteur (4) tourne dans des paliers à rouleaux (33) et (34). Il porte à une extrémité le flasque d'accouplement (35) sur lequel vient se fixer l'arbre de transmission le reliant au moteur Diesel.

A l'autre extrémité, il porte l'amortisseur (36) de vibrations (à friction) et les pignons ((37) et (6)

122. L'arbre des roues pompes (3).

L'arbre (3) tourne dans les paliers à rouleaux (38), (39), (40). Sont calés sur cet arbre : la roue pompe (2) du transformateur TC, la roue pompe (15) du coupleur C et les pignons (9) (41). Le pignon (41) entraîne le flasque (56) par l'intermédiaire du pignon (53); ce flasque est fixé à l'extrémité de l'arbre vilebrequin du compresseur.

123. Arbre primaire de l'inverseur de marche (42).

L'arbre (42) tourne dans les paliers à rouleaux (43) (44). ont calés sur cet arbre :

- a) Le pignon (45), engrenant par l'intermédiaire du pignon de renvoi (46), porté par l'arbre (47), avec le pignon (48) tournant fou sur l'arbre (49).
- b) Le pignon (50) engrenant avec le pignon (9) de l'arbre (8)
- c) Le pignon (51) engrenant avec le pignon (52) tournant fou sur l'arbre (49).

A l'extrémité de l'arbre (42), un pignon (58) tournant fou par les roulements (54) (55) sur l'arbre (42), entraîne le flasque (56) d'accouplement au compresseur d'air (freinage e servitudes). Le pignon (53) reçoit son mouvement du pignon intermédiaire (41) de l'arbre (3).

124. Arbre intermédiaire de l'inverseur de marche (47).

L'arbre (47) également monté sur paliers à rouleaux (non représentés sur les fig.) porte le pignon (46).

125. L'arbre cannelé (49).

L'arbre (49) tourne dans les paliers à rouleaux (143) (144). Les pignons (48) (52) tournent fou par les roulements (57) (57bis) (58) (58bis) sur l'arbre (49). Le manchon baladeur (59) muni de griffes latérales, glisse dans les rainures de l'arbre (49) et peut être entraîné par les griffes d'entraînement prévues sur les faces latérales des moyeux des pignons (48) (52).

2.

Le flasque (60) fixé à l'extrémité de l'arbre (49) est accouplé au flasque monté sur l'arbre à cardans d'entraînement de l'essieu.

126. Arbre moteur d'entraînement des ventilateurs et du chauffage.

L'arbre (61) tourne dans les paliers à rouleaux (62) (63) (64). Son calés sur cet arbre :

- a) Le flasque (65) d'accouplement au flasque de l'arbre à cardans d'entraînement de la dynamo.
- b) La roue pompe (66) du frein de préchauffage.
- c) Le pignon (67) engrenant avec le pignon (6).
- d) La roue pompe (68) du coupleur CV.

127. Arbre récepteur du CV (61bis).

L'arbre (61bis) tourne dans les paliers à rouleaux (153) (154); il porte à une extrémité la roue turbine (73) du CV et à l'autre, le disque d'accouplement (74) de l'arbre à cardans d'attaque des ventilateurs.

128. Arbre des roues turbines du T et du C.

Cet arbre formé par la turbine 7, le carter 10 et l'arbre creux 8, tourne dans les paliers (81) (82) et (145).

129. La pompe centrifuge PC (fig. 121).

La pompe P.C., du type centrifuge, comprend un arbre (69) supportant une roue à aubes (70). L'arbre (69) tournant sur les roulements (151) (152) est entraîné par l'arbre (4) commandé par le moteur Diesel par l'intermédiaire des pignons coniques (37) (71). La pompe tourne en même temps que le moteur, que l'autorail soit à l'arrêt ou en marche.

L'huile est aspirée au fond du carter de la transmission.

La pompe PC alimente :

- 1° Le graissage général,
- 2° Le transformateur TC, les coupleurs C, CV le frein de préchauffage, le réfrigérant d'huile R.E.H.
- 3° Les circuits de contrôle comprenant :
 - Le distributeur,
 - Les soupapes oléopneumatiques :
 - a) La soupape oléopneumatique du ventilateur
 - b) La soupape oléopneumatique du chauffage (VOPC).

La pompe P.C. est aisément accessible et peut être enlevée par une ouverture. Cette ouverture est prévue à la partie basse du carter de la transmission et est normalement fermée par un couvercle (72) boulonné.

Les locomotives de manoeuvre Diesel-hydrauliques.

130. Il y a plusieurs types de locomotives Diesel-hydrauliques de manoeuvre :
- La locomotive type 250, avec moteur A.B.C., 6 DUS, transmission hydraulique Voith L 37 U et inverseur de marche Mylius SWB 37.
 - La locomotive type 251, avec moteur SEM 6 B 3 et transmission hydraulique SEM DTTC 6. La transmission hydraulique est double, c.à.d. que tous les circuits hydrauliques sont dédoublés : un pour le sens avant et un pour le sens arrière. Il n'y a donc pas d'inverseur de marche mécanique.
 - La locomotive type 252 avec moteur SEM 6 B 3, transmission hydraulique Voith L 37 U et inverseur de marche SEM.
 - La locomotive type 253 avec moteur Cockerill BLH 695E, transmission hydraulique Voith L 37 U et inverseur de marche Cockerill.
 - La locomotive type 271 avec moteur SEM 6 B 3 S et transmission hydraulique L 37 Z et inverseur de marche Mylius SWB 37 Z.

Les quatre premiers types ont 3 essieux, les 2 derniers en ont quatre. La puissance du moteur Diesel est de 550 CV pour les 4 premiers et de 750 ch pour les 2 derniers.

131. L Les locomotives types 250, 251, 252 et 253 ont, pour des raisons de standardisation, les organes de roulement, la suspension, le châssis, les organes de choc et de traction analogues.

Il en est de même pour les locomotives types 271 et 272.

La locomotive type 250.

132. Il y a 25 locomotives de ce type. Elles sont pourvues d'un moteur ABC 6 DUS d'une puissance de 550 ch, d'une transmission Voith L 37 U et d'un inverseur de marche Mylius SWB 37. Cet inverseur de marche permet d'obtenir 2 vitesses maximum de régime, soit 33 km/h en service de manoeuvre et 50 km/h en service de route.
133. On trouve dans la caisse de la locomotive (fig. 124-125);
- Un radiateur (1) avec ventilateur (2) entraîné par courroies,
 - Le moteur Diesel (3),
 - Le groupe constitué de la transmission (4) et de l'inverseur de marche (5). Ce groupe est suspendu en 3 points. L'accouplement entre le moteur et la transmission est du type "Metalastik" (voir plus loin).

Cours 1271.
14e leçon.

4.

- Un échangeur de chaleur pour l'huile de la transmission hydraulique.
- Des réservoirs d'air pour le frein et un compresseur haute pression pour l'air comprimé de lancement du moteur. Ces deux compresseurs sont entraînés par courroie.
- Une cabine pour le machiniste. Ce dernier a 2 équipements de conduite, un à gauche et un à droite. Le machiniste peut donc occuper la place la plus adéquate pour la conduite.

134. Partie mécanique de la locomotive.

Le châssis est un ensemble rigide comprenant deux longerons de 30 mm d'épaisseur, deux traverses de tête, une série de traverses intermédiaires et la tôle de plancher de 15 mm d'épaisseur. L'ensemble est soudé et porte les accessoires de la motorisation, la caisse avec la cabine de conduite et les divers réservoirs.

Les organes de choc et de traction sont du type standard. L'enveloppe ^{est} constituée d'une ossature de profilés soudés. Cette ossature est recouverte de tôles et de portes donnant accès à la motorisation. Le toit amovible permet l'enlèvement du moteur Diesel.

La cabine est fixée par boulons à la tôle de plancher et a deux portes. Les parois et le plancher sont recouverts d'une couche de laine de verre assurant l'insonorisation.

Les organes de roulement comprennent 3 essieux avec des roues de 1260 mm. Chaque essieu a 2 boîtes d'essieux situées entre les roues. Les boîtes d'essieux sont munies de roulements à rouleaux SKF.

L'embiellage comprend deux manetons fixés sur le faux arbre de l'inverseur de marche et décalés l'un par rapport à l'autre de 90° et 6 bielles à coussinets garnis de métal blanc.

135. Courbe de l'effort de traction.

La fig. 125 donne l'effort de traction à la jante en fonction de la vitesse de la locomotive, pour le service de manoeuvres (vitesse max. 33 km/h) et pour le service de route (vitesse max. 50 km/h).

136. Fixation du moteur Diesel au châssis.

Le moteur Diesel est fixé au châssis par 6 appuis élastiques représentés à la fig. 126. L'élément (1) est fixé au châssis, (2) est fixé au moteur.

L'élément (3) est en caoutchouc et relie les éléments (1) et (2). Le moteur Diesel est donc suspendu élastiquement. Ceci empêche que les vibrations du moteur soient transmises au châssis.

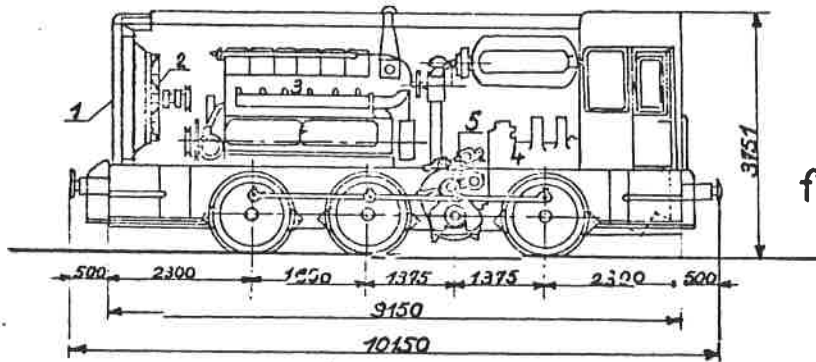


fig. 123

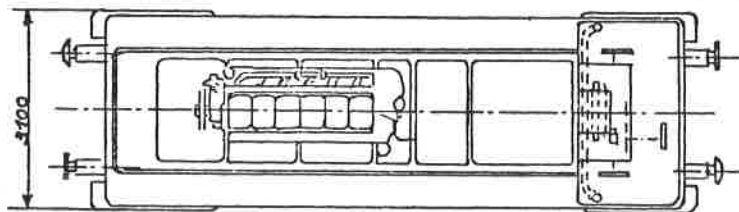


fig. 124

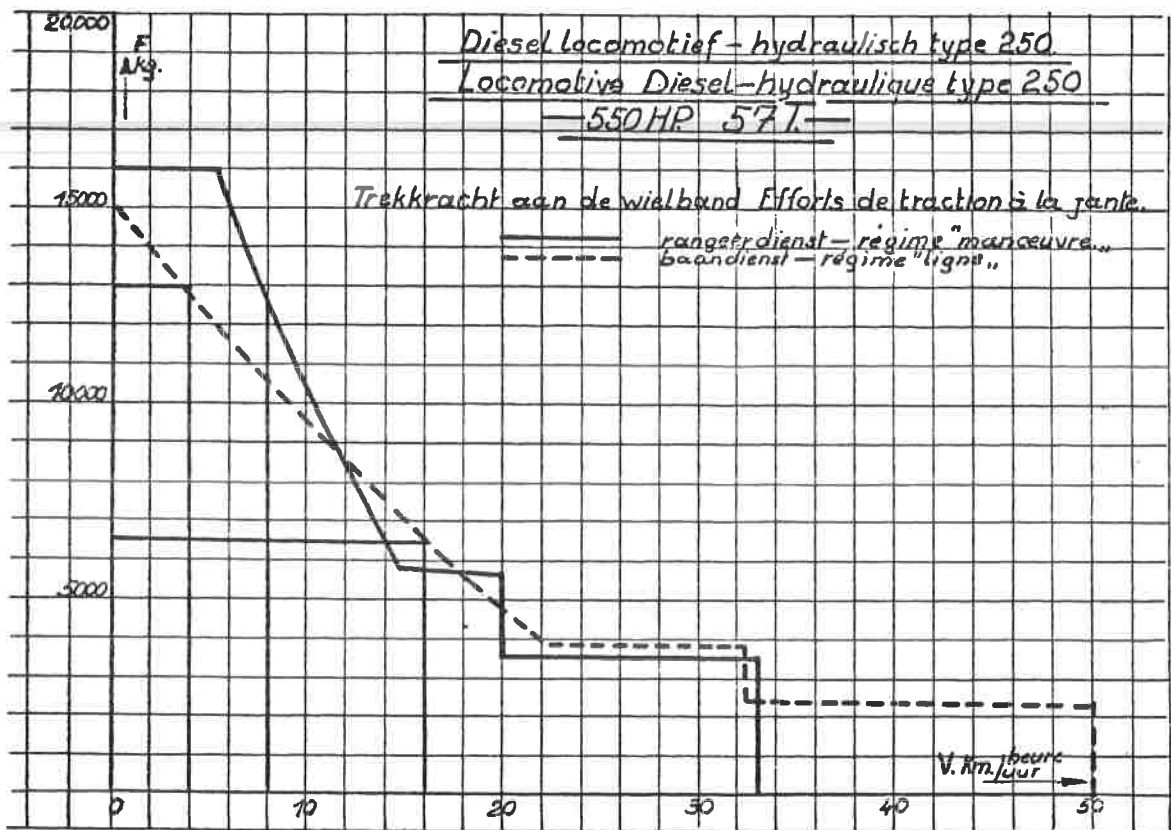


fig. 125.

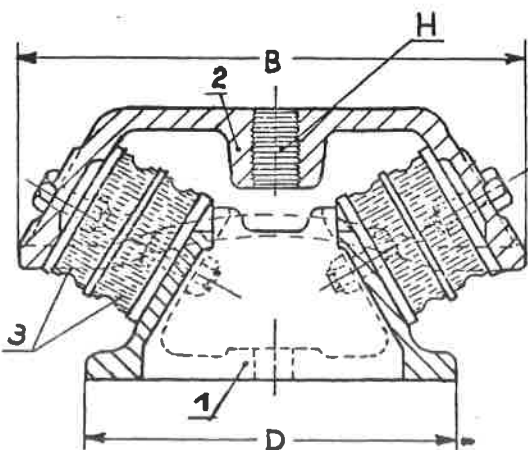
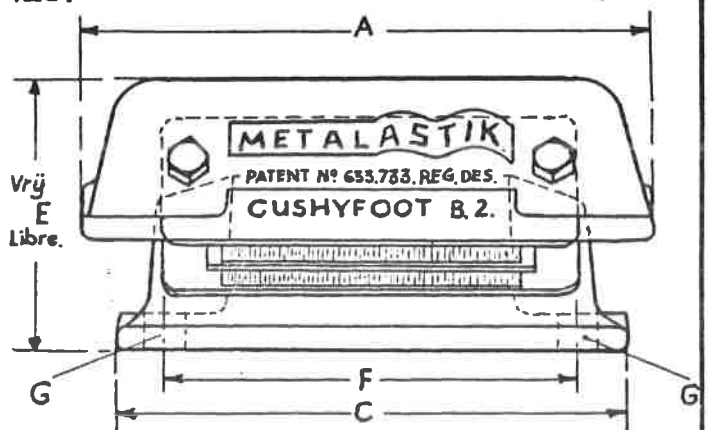


fig. 126.



C. 1271 / 2271

14^e L.

La transmission hydraulique L 37 U et L 37 Z.

137. Généralités.

La turbo-transmission Voith est composée de transmissions hydrauliques assurant la transmission des puissances, par emploi de l'énergie cinétique résultant de l'accélération de masses liquides dans l'organe récepteur de la puissance à transmettre, c'est-à-dire une pompe centrifuge et du freinage de ces masses liquides dans l'organe transmetteur de la puissance, c'est-à-dire la turbine. L'énergie mécanique produite par le moteur Diesel est donc transformée en énergie cinétique dans la pompe, et reconvertie en énergie mécanique dans la turbine. Les éléments utilisés dans la turbo-transmission sont des circuits hydrauliques conçus suivant le principe de Föttinger, à savoir d'un convertisseur de couple pour la gamme I des vitesses et de deux coupleurs hydrauliques pour les gammes II et III. Chaque circuit assure la transmission de la puissance dans une zone bien déterminée de l'intervalle de variation de la vitesse de la locomotive; celui des circuits assurant à un moment donné la transmission optimum de puissance, se trouve à ce moment automatiquement en service. La mise "en" ou "hors" service d'un circuit se fait par remplissage ou vidange du liquide moteur (huile minérale), elles sont assurées automatiquement par un régulateur centrifuge en fonction de la vitesse de la locomotive. Les accouplements à friction ou à griffes, de même que les verrouillages de toutes sortes sont de par ce fait totalement exclus. Ce mode de fonctionnement entièrement hydraulique de la turbo-transmission Voith, assure une sécurité de fonctionnement absolue.

138. Description générale (voir fig. 127).

L'arbre 1 entraîné directement par le moteur, attaque par la paire d'engrenages 2 et 3, l'arbre primaire 4. Cet arbre est solidaire des roues-pompes 5, 6 et 7 équipant respectivement le convertisseur I et les coupleurs II et III.

Dans la gamme I des vitesses, le convertisseur est rempli et les coupleurs II et III étant vides, tournent sans transmettre aucune puissance. Le couple créé dans la roue-turbine 8 du convertisseur, se transmet en passant par le carter 9 de la roue-turbine 10 du coupleur II et la paire d'engrenages 11 et 12 à l'arbre de sortie 13. Celui-ci attaque le faux-essieu au moyen d'un inverseur à engrenages coniques.

Dans la gamme II des vitesses, le convertisseur et le coupleur III sont vides, alors que seul le coupleur II

est rempli. Le couple créé dans la roue-turbine 10 de ce coupleur est transmis par la paire d'engrenages 11 et 12 à l'arbre de sortie 13.

Dans la gamme III des vitesses, le coupleur III est rempli, tandis que le convertisseur I et le coupleur II sont vides. Le couple de la roue-turbine 14 est transmis à l'arbre de sortie 13 par la paire d'engrenages 15 et 16.

Les coupleurs II et III transmettent des couples inchangés, seules les puissances sont réduites de la valeur du "glissement". Les trains d'engrenages assurant la transmission de ces couples vers l'arbre de sortie doivent donc avoir des rapports différents. Les rapports des paires d'engrenages 11, 12 et 15, 16 sont choisis de telle manière que la courbe des efforts de traction de la locomotive soit aussi favorable que possible.

La différence marquante entre transmission mécanique et hydraulique réside dans le fait que le passage d'un rapport d'engrenage à un autre est assuré par remplissage et vidange simultané des circuits hydrauliques qui les commandent. Il en résulte un passage sans interruption de l'effort de traction, doux et sans à-coups par suite de la suppression de tous accouplements à griffes ou à friction.

Distribution. (fig. 127 et 129).

139. Les organes de distribution sont:

La pompe: celle-ci entraînée par l'arbre primaire 4, par l'intermédiaire des engrenages cylindriques 17 et des engrenages coniques 18, alimente en huile, par la tuyauterie 20, le distributeur général et par la tuyauterie 30 la soupape d'enclenchement et le tiroir de distribution.

La soupape d'enclenchement et le tiroir de distribution: ceux-ci sont disposés dans un même boîtier.

La soupape d'enclenchement placée verticalement permet à l'intervention volant d'accélération d'assurer par enclenchement (position supérieure) et déclenchement (position inférieure) respectivement le démarrage de la locomotive et la marche à vide de la turbo-transmission.

Le tiroir de distribution placé horizontalement, commande le passage aux gammes de vitesses II et III. Son déplacement est automatiquement assuré par les masselottes d'un régulateur centrifuge. Celles-ci sont entraînées par l'arbre secondaire 13, par l'intermédiaire des engrenages cylindriques 16 et 34. Lorsque la vitesse secondaire augmente, les masselottes du régulateur centrifuge s'écartent de leur axe de rotation entraînant avec elles le tiroir de distribution vers la

gauche. Celui-ci met ainsi en communication les tuyauteries concordantes. Lorsque la vitesse secondaire diminue, le tiroir de distribution est ramené vers la droite par un ressort de rappel.

Le distributeur général est composé d'un boîtier dans lequel se déplacent trois pistons superposés 33, 33a et 21. Le déplacement du piston supérieur 33 est commandé depuis le tiroir de distribution par envoi d'huile sous pression dans la tuyauterie 32. Ce distributeur qui est alimenté en huile directement par la pompe (tuyauterie 20) a pour rôle d'assurer l'acheminement de cette huile, soit vers le distributeur annexe (tuyauterie 39), soit vers le convertisseur (tuyauterie 23); il permet en outre la vidange rapide du convertisseur par la tuyauterie 26. Le retour des pistons vers les positions supérieures est assuré par un ressort de rappel.

Le distributeur annexe est composé d'un boîtier dans lequel se déplace un piston. Le déplacement du piston est réalisé par envoi d'huile sous pression depuis le tiroir de distribution par la tuyauterie 38. Il est alimenté en huile par le distributeur général (tuyauterie 39) et assure l'acheminement de l'huile vers les coupleurs II ou III.

Le réservoir d'huile: celui-ci est constitué par le fond du carter de la turbo-transmission.

140. Vidange du convertisseur et des coupleurs, évacuation des calories en excès.

Le convertisseur est muni d'une ouverture 27, par laquelle pendant la mise en service de celui-ci, l'huile fait constamment retour au réservoir, ce qui permet d'évacuer d'une manière très simple, sous forme d'huile chaude, la chaleur due aux pertes de puissance. Lors du passage de la gamme I à la gamme II, le convertisseur se vide très rapidement par la tuyauterie 26. D'autre part, le rendement hydraulique des coupleurs s'élevant à 95,5 - 98 %, un faible écoulement de l'huile sera suffisant pour évacuer la chaleur due au glissement et dans ce but de petits orifices sont prévus à la périphérie du carter des deux coupleurs. Ces orifices étant bien entendu insuffisants pour assurer une vidange rapide du coupleur, lors des changements de gamme, il a été prévu à cet effet des soupapes de vidange rapide 42. Ces soupapes, dont la conception est visible à la fig. 127, s'ouvrent automatiquement dès que l'arrivée d'huile par les tuyauteries 24 ou 25 est stoppée; elles se referment de même dès que le coupleur se remplit à nouveau. Ces soupapes sont disposées à la périphérie extérieure des coupleurs. Chaque coupleur en possède 3.

4.

141. Description d'une soupape de vidange rapide: chacune de celles-ci ne comprend qu'un seul élément mobile: une fine membrane trempée 43. Cette membrane flotte librement dans la chambre de la soupape. Elle est déplacée uniquement par pression de l'huile, cette pression étant soit celle de la pression d'alimentation dans le cas du coupleur plein, soit celle due à la force centrifuge appliquée aux particules d'huile contenues dans les canaux du coupleur lorsque ce dernier se vide. Lors du remplissage du coupleur par le canal annulaire d'amenée, de l'huile se rend en premier lieu par le canal 45 dans la chambre de soupape et appuie la membrane sur le siège inférieur de la chambre, obturant ainsi l'orifice de vidange du coupleur. Lorsque le coupleur est rempli, et tant que l'huile continue à affluer par les tuyauteries 24 ou 25, la membrane est collée à ce siège inférieur, étant donné que sa surface inférieure exposée à la pression de l'huile présente une surface beaucoup plus réduite que celle de sa surface supérieure soumise à la même pression. Elle est donc pressée vers le bas. Le bouchon à vis de recouvrement de la soupape possède une petite ouverture 46, par laquelle un peu d'huile s'écoule en permanence. Dès que l'arrivée d'huile vers le coupleur est interrompue, le canal 45 se vide par cet orifice 46, et la pression régnant au-dessus de la membrane devient inférieure à celle régnant au-dessous de celle-ci, la membrane se trouve alors soulevée par la pression centrifuge et appliquée contre le siège supérieur de la chambre de soupape permettant ainsi au coupleur de se vider très rapidement par le canal d'évacuation à grande section 44.

142. Fonctionnement.

A l'arrêt du moteur, tous les circuits sont vides et les tuyauteries d'huile exemptes de pression. Les organes de distribution ont à ce moment la position figurée à la fig. 127. Dès que le moteur tourne au ralenti, les pressions d'huile nécessaires sont créées dans les pompes de remplissage et de distribution 19 et 19a et les tuyauteries 20 et 30 se remplissent. L'huile de commande amenée par la tuyauterie 30 à la soupape d'enclenchement est au préalable purifiée dans le filtre 47; elle est maintenue à la pression désirée de 8 à 12 atm par la soupape de trop plein. Pour provoquer le démarrage, on place la soupape d'enclenchement sur la position "marche", ce qui assure le remplissage et la mise sous pression de la tuyauterie 32 vers le distributeur général, dont le piston 33 est refoulé vers le bas, poussant devant lui les pistons 33a et 21. Lorsque le piston 33 vient buter contre son siège, le piston 21 se trouve dans la position où les tuyauteries 20 et 23 sont en communication, et de par ce fait le convertisseur I se remplit. La locomotive démarre et parcourt la gamme I des vitesses. Lorsque la vitesse secondaire atteint le point de passage de la gamme I

à la gamme II, les masselottes du régulateur centrifuge entraînent le tiroir de distribution vers la gauche à la position où les tuyauteries 37 et 38 se remplissent d'huile sous pression, tout en maintenant également sous pression la tuyauterie 32. Par ce fait, dans le distributeur général, le piston 33 conserve sa position; le piston 33a, sous l'action de la pression d'huile amenée par la tuyauterie 37, est refoulé vers le bas, poussant devant lui le piston 21 dans la position où la tuyauterie d'amenée d'huile 20 est mise en communication avec la tuyauterie 39 qui assure l'alimentation du distributeur annexe. D'autre part, l'alimentation (tuyauterie 23) du convertisseur est coupée, et la tuyauterie 26 se trouvant en face des orifices 40, le convertisseur se vide par les orifices se trouvant à la partie inférieure du distributeur général. En même temps la tuyauterie 38 amène par le tiroir de distribution vers l'orifice inférieur du distributeur annexe, de l'huile sous pression, qui refoule le piston à sa position supérieure, mettant ainsi en communication les tuyauteries 39 et 24; le coupleur II se remplit.

Dans cette position des organes de distribution, la locomotive parcourt la gamme II des vitesses.

Le passage de la gamme II à la gamme III est assuré de la même manière par les masselottes du régulateur centrifuge, qui entraînent le tiroir de distribution à sa position extrême gauche, dans laquelle restent seules sous pression les tuyauteries 32 et 37, la tuyauterie 38 étant mise hors pression.

Les pistons du distributeur général restent donc dans la même position et seul le piston 22 du distributeur annexe est ramené, par un ressort de rappel, à sa position inférieure pour laquelle la communication entre tuyauteries 39 et 24 est coupée et la communication entre tuyauteries 39 et 25 établie; le coupleur III se remplit pendant que le coupleur II se vide par ses soupapes de vidange rapide. Dans cette dernière position des organes de distribution la locomotive parcourt la gamme III des vitesses.

Lorsque la locomotive ralentit, la gamme des vitesses est automatiquement parcourue dans le sens inverse, les pistons du distributeur annexe étant ramenés vers le haut par un ressort de rappel jusqu'au moment où la locomotive étant revenue à la gamme I des vitesses (convertisseur), la marche à vide est commandée par la soupape d'enclenchement à l'intervention du volant d'accélération.

143. Refroidissement.

Lorsque le moteur tourne, la pompe centrifuge 19 refoule par la tuyauterie 28 une certaine quantité d'huile à travers le dispositif de refroidissement. Un diaphragme placé dans la tuyauterie 28 permet de réduire au maxi-

4-
6.

mum la quantité d'huile évacuée. Cette évacuation est réglée de manière à éliminer, même par service intensif, les calories en excès, afin de maintenir la température de l'huile aux environs de 80 à 100° C. Cet étranglement permet d'utiliser la plus grande partie du débit de la pompe au remplissage et aux changements rapides des circuits de la turbo-transmission.

144. Lubrification.

Les différents engrenages et roulements de la turbo-transmission sont lubrifiés par l'excédent d'huile filtrée et envoyée par la pompe 19a dans la tuyauterie 30. Celle-ci est prélevée dans la tuyauterie de lubrification 49 de la soupape de trop-plein 48. Quelques papiers sont également lubrifiés par des poches collectant l'huile giclant dans le carter. L'efficacité de la lubrification dépend de l'état de propreté du filtre 47. Dans ce but, ce filtre rotatif sera actionné une fois par jour et sera régulièrement nettoyé.

Dans l'état normal des choses, dès que la locomotive doit être remorquée, moteur stoppé, sur une longue distance, la commande d'inversion de l'inverseur-réducteur doit être verrouillée dans sa position médiane neutre.

Dans des cas particulier (notamment quand deux turbo-transmissions se trouvent sur une seule locomotive) une deuxième pompe de lubrification peut être prévue. Elle sera entraînée par la partie secondaire et assurera en marche une bonne lubrification, même par moteur se trouvant à l'arrêt.

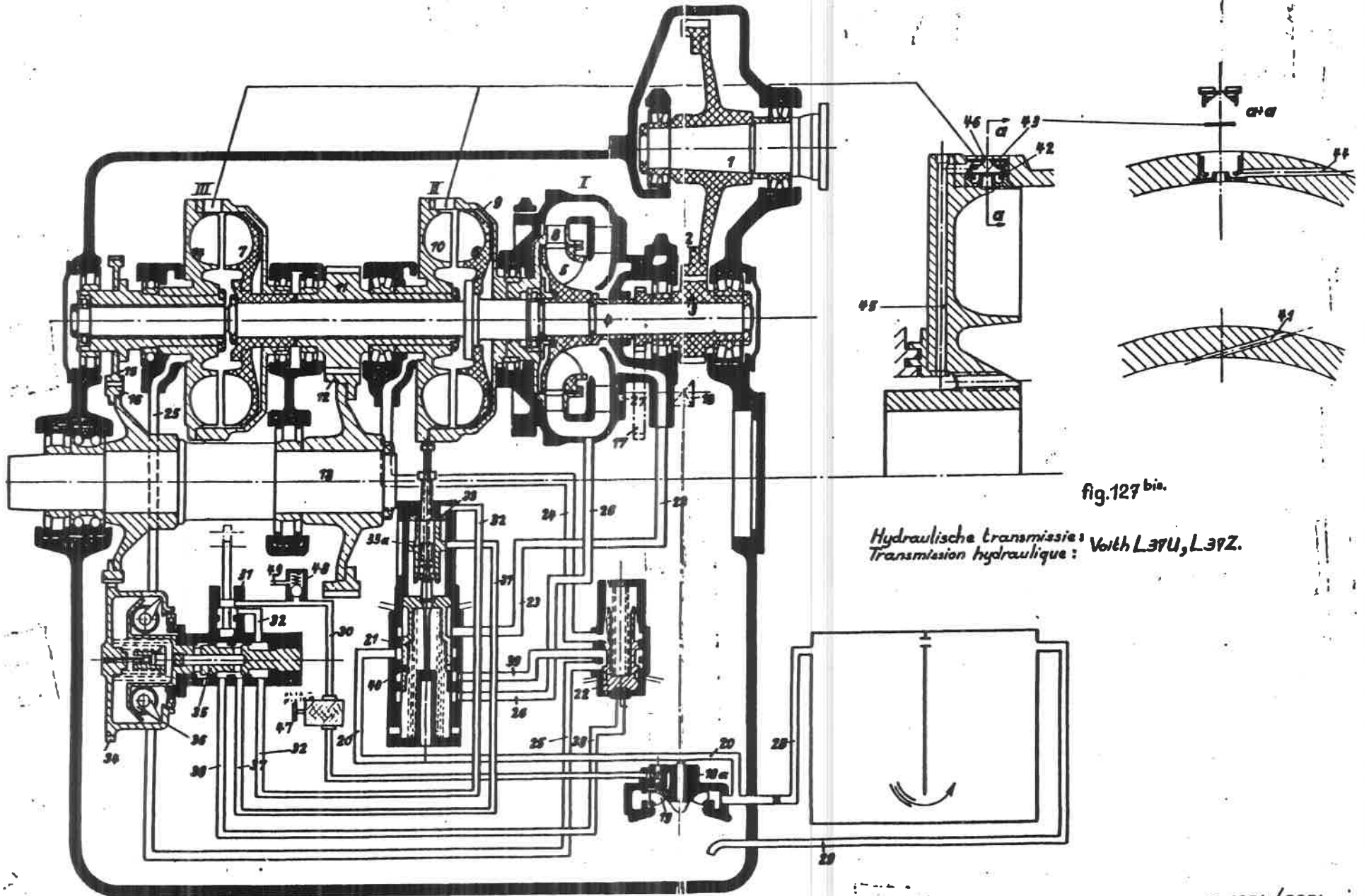


fig.127

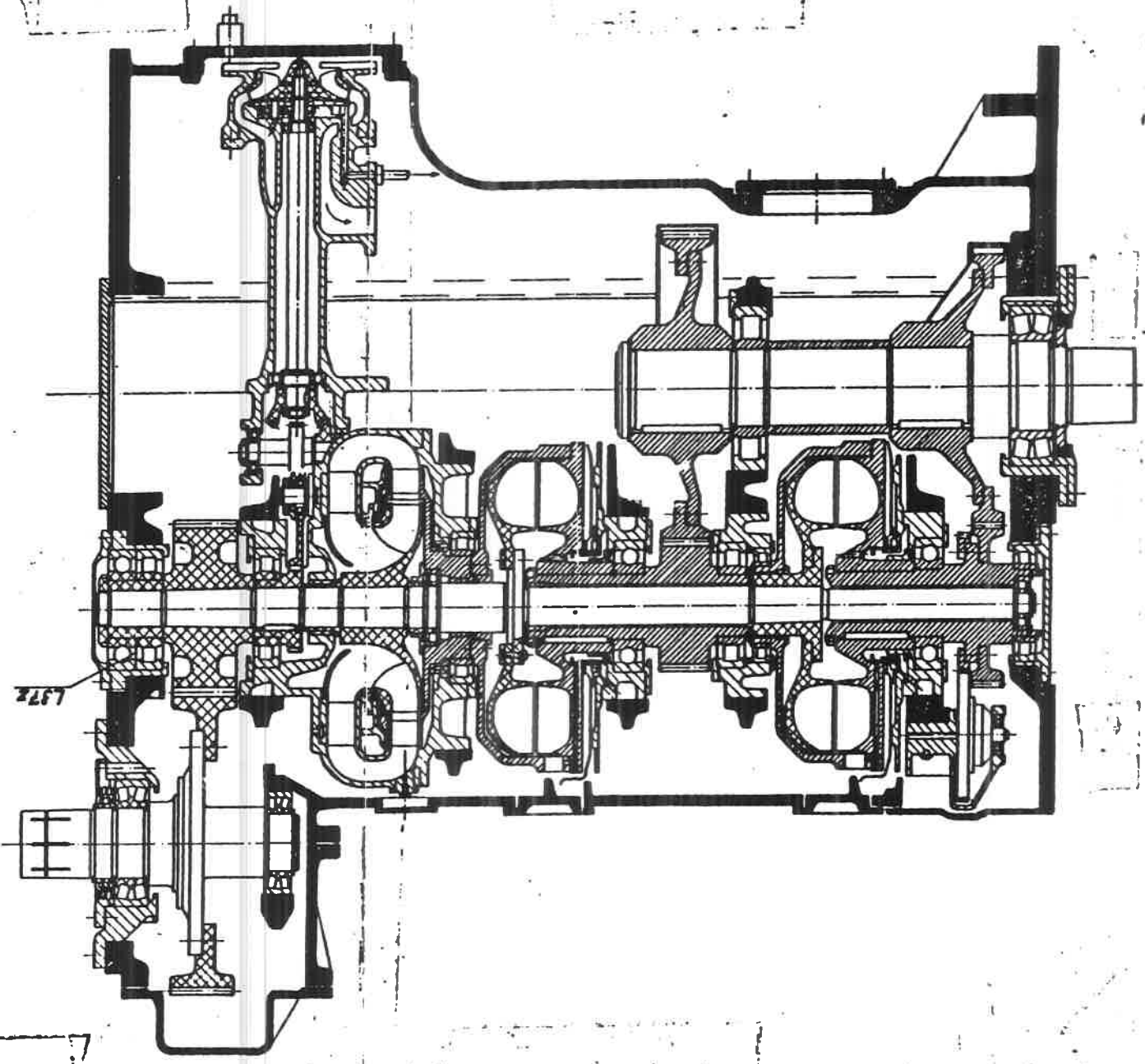
fig.127 bis.

(C) 1948, T. 68 (77)

C. 1271 / 2271
151 L.

Fig. 128

Secondaire
Primaire



Annexe 24
Bijlage

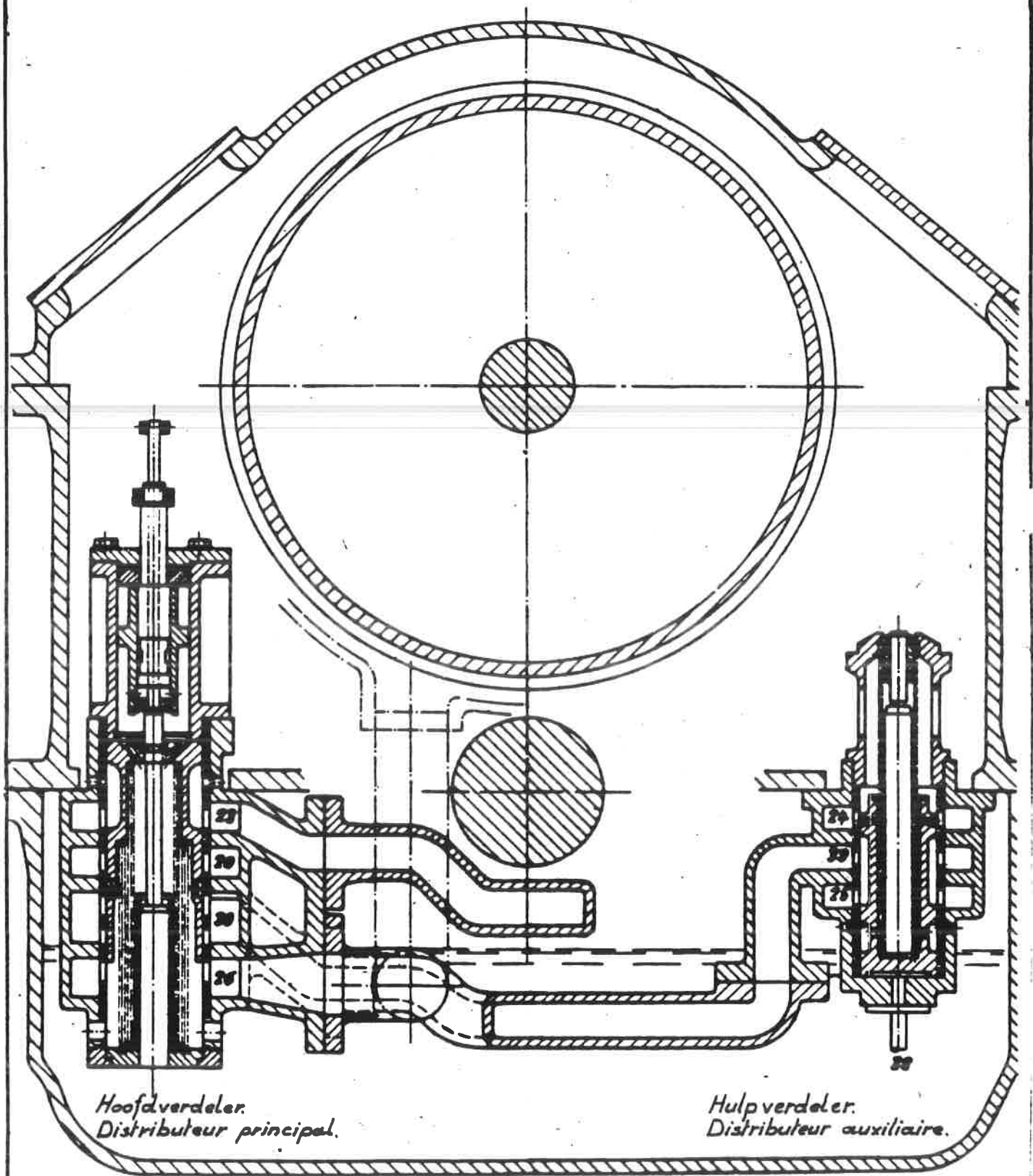


fig. 129

