

TREUIL DE BURQUIN A COMMANDE HYDROSTATIQUE

par O. de CROMBRUGGHE
et J. KERREMANS,

Service Etudes, Division Charbonnages
de la S.A. Espérance-Longdoz à Winterslag.

BINNENSCHACHTLIER MET HYDROSTATISCHE AANDRIJVING

door O. de CROMBRUGGHE
en J. KERREMANS,

Studiedienst, Afdeling Kolenmijnen
van de N.V. Espérance-Longdoz, te Winterslag.

RESUME

Le moteur électrique qui entraîne une machine peut être remplacé par un moteur hydrostatique à pistons, tournant à grande ou à faible vitesse, et de dimensions beaucoup plus réduites. Ce dernier est alimenté par une pompe volumétrique, à vitesse constante, actionnée directement par un moteur électrique et installée à une vingtaine de mètres de la machine.

Si le débit de la pompe est variable, on obtient ainsi un réglage de vitesse très souple, comparable à celui obtenu au moyen d'un groupe Ward Leonard. Le moteur électrique peut être choisi de dimensions plus petites, et est donc meilleur marché. Il démarre à vide, ce qui ne surcharge pas le réseau. L'appareillage électrique reste limité à un minimum.

L'article décrit, dans tous ses détails, l'application de la commande hydrostatique à un treuil de burquin, pour lequel on a prévu un service intense, tant avec charges montantes qu'avec charges descendantes.

En outre, l'installation présente les particularités suivantes :

- la machine se situe dans la coupole du burquin et le machiniste se trouve, à l'envoyage supérieur, 10 mètres plus bas;*
- les deux tambours du treuil sont débrayables l'un par rapport à l'autre, ce qui permet un réglage rapide de la position relative des cages;*
- les freins et le mécanisme d'accouplement sont verrouillés hydrauliquement et commandés à distance;*
- le déroulement des câbles est contrôlé au moyen d'interrupteurs magnétiques.*

Les pertes énergétiques du système sont analysées et chiffrées.

Le rendement de la transmission hydrostatique proprement dite, atteint 76,5 % (71,6 % avec les installations auxiliaires).

SAMENVATTING

De elektromotor die een machine aandrijft kan men door een veel kleinere hydrostatische, snel of langzaam lopende, zuigermotor vervangen. Deze wordt gevoed door een volumetrische pomp, op een konstant toerental rechtstreeks door een elektromotor aangedreven, en op ± 20 m van de machine opgesteld.

Indien het debiet van de pomp regelbaar is bekomt men hierdoor een zeer soepele snelheidsregeling, vergelijkbaar met die van een Ward-Leonard-schakeling. De elektromotor kan kleiner en goedkoper gekozen worden, en hij loopt leeg aan, waardoor het net ontlast wordt. De elektrische apparatuur beperkt zich tot een minimum.

Hier wordt de toepassing uitvoerig beschreven van de hydrostatische aandrijving op een binnenschachtlier waarvoor een intens bedrijf zowel voor opgaande als voor afdalende belastingen voorzien was. De installatie vertoont verder de volgende bijzonderheden :

- de machine zit in de binnenschachtkoepel, en de machinist op de bovenste laadplaats, 10 m lager;*
- de twee liertrommels zijn van elkaar ontkoppelbaar om de kooienstand snel te kunnen regelen;*
- de remmen en het koppelmechanisme worden hydraulisch vergrendeld en op afstand bediend;*
- de afwikkeling van de kabels wordt met magneetschakelaars gecontroleerd.*

De energetische verliezen van het systeem worden ontleed en becijferd. Het rendement van de eigenlijke hydrostatische overbrenging bedraagt 76,5 % (71,6 % met de hulpinrichtingen). Voor

Lors de la montée de la charge, le rendement est meilleur que celui obtenu au moyen d'une commande avec moteur à bagues, et limitation du courant par rhéostat pendant le démarrage et le ralentissement.

Pour les charges descendantes, la commande électrique était inacceptable du fait du dégagement de chaleur. Le système hydrostatique quant à lui renvoie de l'énergie au réseau.

L'installation n'a pas coûté plus cher que l'installation électrique la plus simple comparable. On peut même la considérer comme bien meilleur marché si on ne tient pas compte des frais de mise au point, inhérents à toute nouvelle technique.

Les diverses améliorations ou adaptations, apportées au moment du montage et pendant les premiers mois de service, n'ont pratiquement pas troublé l'exploitation. Elles ont pourtant donné naissance à quelques suggestions pour la conception d'une nouvelle installation éventuelle.

ZUSAMMENFASSUNG

Man kann elektrische Motoren als Antrieb einer Maschine durch einen hydrostatischen Kolbenmotor von weit kleineren Abmessungen mit hoher oder niedriger Drehzahl ersetzen. Der Motor wird von einer Pumpe mit konstanter Geschwindigkeit gespeist, die etwa 20 m von der Maschine installiert und ihrerseits von einem Elektromotor angetrieben wird. Durch Veränderung der Fördermenge der Pumpe lässt sich die Geschwindigkeit der Maschine sehr elastisch regeln, ähnlich wie bei Ward-Leonard-Schaltung. Der Elektromotor kann kleiner ausgelegt werden und ist daher billiger. Er läuft unbelastet an, so dass eine Ueberlastung des Netzes vermieden wird. Man kommt mit denkbar wenig elektrischen Einrichtungen aus.

Der Aufsatz beschreibt in allen Einzelheiten den hydrostatischen Antrieb eines Blindschachthaspels, an den hohe Anforderungen zur Förderung von Lasten in beiden Richtungen gestellt wurden.

Die Anlage zeichnet sich weiter durch folgende Besonderheiten aus :

1. Der Maschinist sitzt in Höhe des oberen Anschlags; der Haspel steht 10 m höher.
2. Eine der beiden Trommeln des Haspels lässt sich ausrücken, so dass man die relative Stellung der Gestelle rasch verändern kann.
3. Bremse und Kupplung sind hydraulisch verriegelt und ferngesteuert.
4. Die Abwicklung der Seile wird von Magnetschaltern überwacht.

Aufgrund einer Berechnung der Energieverluste in dem Fördersystem ergibt sich, dass die hydraulische Uebertragung im engeren Sinne

het optrekken van een belasting ligt dit hoger als dat van een aandrijving met sleeprijmotor en rheostatische stroombeperking gedurende de aanloop en de vertraging. Voor afdalende belastingen was de elektrische aandrijving, omwille van de warmteontwikkeling, onaanvaardbaar, terwijl het hydrostatische systeem energie naar het net terugstuurt.

De installatie heeft niet duurder gekost dan een vergelijkbare elektrische uitrusting, en kan zelfs als veel goedkoper beschouwd worden, indien de ontwikkelingskosten, eigen aan een nieuwe techniek, niet meegerekend worden.

De verschillende tijdens de montage en de eerste bedrijfsmaanden aangebrachte verbeteringen en aanpassingen hebben het bedrijf praktisch niet gestoord, maar geven aanleiding tot enkele voorstellen voor het ontwerpen van een nieuwe installatie.

SUMMARY

The electric motor driving a machine may be replaced by a fast or slowly running hydrostatic piston motor of compact size. Fluid under pressure is supplied by a volumetric pump driven directly at constant speed by an electric motor and set up about 20 yards away from the machine.

If the output delivery of the pump is variable, it becomes possible to adjust the speed of the driven machine very accurately, as is the case with a Ward-Leonard group. The electric motor may be smaller and of a more economic construction. It starts up idle, reducing the peak load on the mains. Electric equipment is reduced to a minimum.

The paper gives full details about the hydrostatic drive of a staple shaft hoist, designed for intense service, both for raising and lowering loads.

Furthermore, the equipment includes following peculiarities :

- The machine is installed in the dome of the stapleshaft, while the driver sits in the upper loading bay, some 10 metres beneath.
- The two drums of the hoist can be uncoupled one from the other, in order to adjust easily the position of the cages.
- The brakes and the coupling device are hydraulically interlocked and remote controlled.
- The unwinding of the cables is limited by means of magnetic switches.

The energy losses in the system are analysed and calculated. The efficiency of the hydrostatic trans-

einen Wirkungsgrad von 76,5 % erreicht; mit Einschluß der Hilfsanlagen sind es 71,6 %. Bei Förderung von Lasten in aufsteigender Richtung kommt man auf einen höheren Wirkungsgrad als bei Verwendung eines Schleifringläufermotors und Drosselung des Stroms durch einen Rheostaten bei der Anfahrt und beim Bremsen. Für Förderung in absteigender Richtung käme ein elektrischer Antrieb wegen der zu hohen Wärmeentwicklung nicht in Frage. Bei hydrostatischem Antrieb wird dagegen Energie in das Netz zurückgeleitet.

Die Anlage stellt sich nicht teurer als der einfachste vergleichbare elektrische Antrieb. Sie ist sogar wesentlich billiger, wenn man die mit einer jeden neuen Technik verbundenen Entwicklungskosten unberücksichtigt läßt. Verschiedene Umstellungen und Verbesserungen während der Montage und der ersten Betriebsmonate hatten praktisch keinerlei Störungen des Betriebes zur Folge, gaben jedoch wertvolle Hinweise für den Bau einer neuen ähnlichen Anlage.

mission proper reaches 76.5 % (71.6 % if the ancillary equipment is taken into account).

When raising loads, the efficiency is better than that obtained by means of a slip-ring motor, with current limitation by rheostat during accelerating and decelerating periods.

For lowering loads, electric braking was not at all acceptable owing to the amount of heat to be dissipated. The hydrostatic system, on the contrary, returns power to the mains.

The cost of the equipment was not higher than that of an electric installation with comparable performance. It may even be considered much lower if the trial and engineering work inherent to any new technique is discounted.

The various improvements or adaptations made during the installation and the first months of operation, hardly disturbed the service at all. They did, however, give rise to some suggestions for the design of a new equipment.

TABLE DES MATIERES

- 0. Généralités au sujet des commandes hydrostatiques.
 - 0.1. Principe
 - 0.2. Pompes à pistons axiaux
 - 0.3. Moteurs hydrauliques
 - 0.4. Circuits ouverts et fermés
 - 0.5. Liquides hydrauliques
 - 0.6. Propriétés des commandes hydrauliques
 - 0.7. Application à un treuil de burquin
- 1. Caractéristiques du puits intérieur.
 - 1.1. Situation
 - 1.2. Jonction aux étages
 - 1.3. Service prévu
 - 1.4. Ventilation
 - 1.5. Creusement
 - 1.6. Section du burquin
- 2. Installations d'extraction.
 - 2.1. Cages
 - 2.2. Câbles d'extraction
 - 2.3. Treuil à tambours
 - 2.4. Attaque du treuil
 - 2.5. Organes de commande
- 3. Equipement hydraulique.
 - 3.1. Transmission hydrostatique
 - 3.2. Conduites principales
 - 3.3. Pompes auxiliaires et réservoir
 - 3.4. Appareillage et poste de commande
 - 3.5. Circuit principal (index 1 et 2)
 - 3.6. Circuit de gavage (index 3)
 - 3.7. Circuits de commande (index 4 à 7)
 - 3.8. Circuit de retour

INHOUDSTABEL

- 0. Hydrostatische aandrijvingen.
 - 0.1. Principe
 - 0.2. Axiaalzuigerpompen
 - 0.3. Hydrostatische motoren
 - 0.4. Open en gesloten kringlopen
 - 0.5. Hydraulische vloeistoffen
 - 0.6. Eigenschappen en toepassingsgebied
 - 0.7. Toepassing op een binnenschachtlier
- 1. Kenmerken van de binnenschacht.
 - 1.1. Ligging
 - 1.2. Aansluiting op de verdiepingen
 - 1.3. Voorziene dienst
 - 1.4. Ventilatie
 - 1.5. Delving
 - 1.6. Schachtdoorsnede
- 2. Ophaalinrichting.
 - 2.1. Kooien
 - 2.2. Ophaalkabels
 - 2.3. Trommellier
 - 2.4. Aandrijving
 - 2.5. Bedieningsorganen
- 3. Hydraulische uitrusting.
 - 3.1. Hydrostatische overbrenging
 - 3.2. Hoofdleidingen
 - 3.3. Hulppompen en tank
 - 3.4. Apparatuur en stuurstand
 - 3.5. Hoofdkring
 - 3.6. Voedingskring
 - 3.7. Stuurkringen
 - 3.8. Retourkring

4. Equipement électrique.

- 4.1. Moteur principal - démarrage
- 4.2. Asservissement et freins
- 4.3. Moteur de la pompe auxiliaire et protection
- 4.4. Contacts dans le puits
- 4.5. Signalisation
- 4.6. Réalisation matérielle

5. Conduite du treuil.

- 5.1. Pupitre de commande
- 5.2. Translation normale
- 5.3. Manœuvre de l'accouplement
- 5.4. Asservissements

6. Considérations énergétiques.

- 6.1. Diagramme d'extraction
- 6.2. Calcul des pertes
- 6.3. Balance énergétique
- 6.4. Dégagement de chaleur
- 6.5. Charge effective du moteur électrique et de la pompe
- 6.6. Comparaison avec un moteur à bagues

7. Conclusions.

- 7.1. Prix de revient
- 7.2. Expérience acquise en service
- 7.3. Modifications envisagées.
- 7.4. Conception d'une nouvelle installation
- 7.5. Remerciements.

0. GENERALITES AU SUJET DES COMMANDES HYDROSTATIQUES

01. Principe.

La transmission de *forces* élevées par la pression *statique* d'un liquide dans des cylindres constitue depuis longtemps une notion élémentaire (il suffit de penser à la presse hydraulique de tout cours de physique). Ces dernières années, ce type de transmission a été utilisé de plus en plus dans les mines, particulièrement pour la commande et le contrôle de mouvements de *translation* (pousseurs de berlines, vérins, cylindres de ripage, étauçons hydrauliques, soutènement mécanisé, etc...).

La transmission par voie hydraulique de *puissance* vers des machines *rotatives* est pourtant restée limitée en général, jusqu'à présent, au turbo-coupleur (Voith ou Vulcan-Sinclair); ici ce n'est pas la pression statique, mais bien la pression *dynamique* de l'huile en mouvement dans le coupleur, qui est utilisée.

Dans les commandes hydrostatiques, il s'agit de la transmission de *puissance* vers des machines *rotatives* au moyen de la pression *statique* du liquide fourni par une pompe. Dans ce cas, une pompe volumétrique est entraînée par un moteur électrique (ou un moteur à combustion). Par des

4. Elektrische uitrusting.

- 4.1. Hoofdmotor - aanloopprocedure
- 4.2. Beveiliging en remmen
- 4.3. Hulpmotor en beveiliging
- 4.4. Schachtkontakten
- 4.5. Signalisatie
- 4.6. Materiële uitvoering

5. Bediening.

- 5.1. Stuurbord
- 5.2. Normale translatie
- 5.3. Ontkoppeling
- 5.4. Beveiligingen

6. Energetische beschouwingen.

- 6.1. Ophaaldiagram
- 6.2. Berekening van de verliezen
- 6.3. Energiebalans
- 6.4. Warmte-ontwikkeling
- 6.5. Effectieve belasting van elektromotor en pomp
- 6.6. Vergelijking met sleepingmotor

7. Besluiten.

- 7.1. Kostprijs
- 7.2. Bedrijfservaring
- 7.3. Ontworpen wijzigingen
- 7.4. Opvatting van een nieuwe installatie
- 7.5. Dankwoord.

0. ALGEMEENHEDEN OVER HYDROSTATISCHE AANDRIJVINGEN

01. Principe.

De overbrenging van grote *krachten* door de *statische* druk van een vloeistof in cylinders is sedert lang een elementair begrip (denk aan de hydraulische pers van iedere cursus van natuurkunde) en wordt de laatste jaren ook in de mijnen meer en meer gebruikt waar *translatie* bewegingen verwekt of gecontroleerd moeten worden (wagenstoters, vizzels, ripcylinders, hydraulische stempels, schrijdende ondersteuning, enz...).

De overbrenging langs hydraulische weg van *energie* naar *draaiende* machines bleef echter tot nu toe in het algemeen beperkt tot de turbo-koppelingen (Voith of Vulcan-Sinclair) waar niet de statische, doch wel de *dynamische* druk van de in de koppeling rondgezwierde olie benut wordt.

Met hydrostatische aandrijvingen bedoelen wij de overbrenging van *energie* naar *draaiende* machines door de *statische* druk van de rondgepompte vloeistof. In dit geval wordt een volumetrische pomp door een elektromotor (of een verbrandingsmotor) aangedreven. De vloeistof wordt onder

tuyauteries, le liquide est envoyé sous haute pression (60 à 300 kg/cm²) vers un moteur hydraulique; ce moteur transforme l'énergie hydrostatique en mouvement de rotation et actionne la machine.

Si la cylindrée i du moteur (exprimée en litres par tour) est donnée, le nombre de rotations (tr/min) dépendra du débit de liquide Q (litres/min) que le moteur doit absorber :

$$Q = i \times n \text{ (litres/min).}$$

Par ailleurs, le couple moteur C (mkg), est en relation avec la pression du liquide P (en kg/cm²) (ou mieux encore avec la différence de pression entre l'admission et l'échappement du moteur); on obtient ainsi :

$$C = \frac{10 P \times i}{2 \times 3,14}$$

La puissance théorique N (en kgm/s ou en ch) résulte du produit du couple et de la vitesse ou de la pression et du débit :

$$N = \frac{2 \times 3,14 C n}{60} = \frac{P i n}{6} = \frac{P Q}{6} \text{ kgm/s}$$

$$= \frac{P Q}{450} \text{ ch.}$$

Lorsque le couple de la machine entraînée est modifié, la pression hydrostatique s'adapte spontanément, sans changement notable de vitesse; le moteur électrique qui entraîne la pompe est plus fortement chargé, mais du fait de la constance de sa vitesse, le débit de la pompe et la vitesse du moteur hydraulique restent aussi à peu près inchangés. Si le couple tendait à devenir trop grand, une soupape de sécurité dans le circuit hydraulique suffirait à limiter la pression et par conséquent la charge du moteur.

Si le couple devient négatif (freinage), à ce moment la pression à l'échappement du moteur est plus grande qu'à l'admission: le moteur hydraulique travaille comme une pompe, tandis que la pompe, agissant en moteur, entraîne le moteur électrique au-delà du synchronisme et restitue de l'énergie au réseau.

Si le débit de la pompe est réglable, sous l'action d'un dispositif mécanique modifiant sa cylindrée, le moteur reçoit un débit liquide modifié et la vitesse varie en proportion. La vitesse de la machine entraînée peut donc être facilement adaptée aux nécessités du service sans perte d'énergie ou dégagement de chaleur et indépendamment de la charge.

Une telle commande hydrostatique se compose donc d'un moteur asynchrone, d'une pompe hydraulique à débit réglable et d'un moteur hydraulique à vitesse réglable. On peut le comparer très valablement avec le montage électrique Ward-

hoge druk (60 tot 300 kg/cm²) langs leidingen naar een hydraulische motor gestuurd, die de hydrostatische energie in een draaiende beweging omzet en de machine aandrijft.

Bij een gegeven cylinderinhoud van de motor i (in liter per omwenteling uitgedrukt) zal het toerental (omw./min) afhangen van het vloeistof-debiet Q (liter/min) dat de motor te slikken krijgt :

$$Q = i \times n \text{ (liter/min).}$$

Het motor koppel C (mkg), anderzijds, staat in verhouding met de druk van de vloeistof P (in kg/cm²) (of beter gezegd met het drukverschil tussen motor in- en uitlaat) :

$$C = \frac{10 P \times i}{2 \times 3,14}$$

Het theoretisch vermogen N (in kgm/s of in pk) resulteert uit het produkt van koppel en snelheid, of van druk en debiet :

$$N = \frac{2 \times 3,14 C n}{60} = \frac{P i n}{6} = \frac{P Q}{6} \text{ kgm/s}$$

$$= \frac{P Q}{450} \text{ pk.}$$

Wanneer het koppel van de aangedreven machine gewijzigd wordt, dan past de hydrostatische druk zich spontaan aan, zonder noemenswaardige wijziging van de snelheid; de elektro-motor die de pomp aandrijft wordt zwaarder belast, doch gezien zijn snelheid constant blijft, blijven het debiet van de pomp en de snelheid van de hydraulische motor nagenoeg onveranderd. Moest het koppel te groot worden, dan volstaat een veiligheidsklep in de hydraulische omloop om de druk, en bijgevolg de motorbelasting, te beperken.

Moest het koppel negatief worden (afremming) dan wordt de druk aan de motoruitlaat groter dan aan de inlaat: de hydromotor werkt nu als pomp, terwijl de pomp, als motor, de elektromotor boven het synchronisme aandrijft en energie terug naar het net stuurt.

Is het debiet van de pomp, door mechanische wijziging van het cylindervolume ervan, regelbaar, dan krijgt de motor een gewijzigd vloeistofdebiet en wordt de snelheid in verhouding gewijzigd. De snelheid van de aangedreven machine kan dus gemakkelijk en zonder energieverlies of warmteontwikkeling, onafhankelijk van de belasting, aan de noodwendigheden van het bedrijf aangepast worden.

Zulke hydrostatische aandrijving, bestaande uit asynchrone motor, hydraulische pomp met regelbaar debiet en hydraulische motor met regelbare snelheid, kan dus, zoals in tabel I, best met een elektrische Ward-Leonard schakeling vergeleken

Leonard comprenant un moteur à courant triphasé, une génératrice à courant continu avec tension réglable et un moteur à courant continu à vitesse variable.

Le tableau I résume cette comparaison.

worden, met draaistroommotor, gelijkstroomgenerator met regelbare spanning, en gelijkstroommotor met veranderlijke snelheid.

TABLEAU I

<i>Electrique</i> (W — L)	<i>Hydraulique</i>	<i>Mécanique</i>
Tension U (volts)	Débit Q (litres/min)	Vitesse n (tour/min)
Intensité I (amp)	Pression P (kg/cm ²)	Couple C (kgm)
Puissance N _e = UI (kW)	Puissance N _h = PQ (ch)	Puissance N _m = Cn (ch)
Réglage d'excitation	Réglage du débit	Réglage de la vitesse
Pertes ohmiques RI	Pertes volumétriques Q _v	Glissement n _s — n
Fonctionnement en génératrice	Inversion de pression	Freinage par récupération

TABEL I

<i>Elektrisch</i> (W.L.)	<i>Hydraulisch</i>	<i>Mechanisch</i>
Spanning U (V)	Debiet Q (liter/min)	Snelheid n (omw./min)
Stroomsterkte I (A)	Druk P (kg/cm ²)	Koppel C (mkg)
Vermogen N _e = UI (kW)	Vermogen N _h = PQ (pk)	Vermogen N _m = Cn (pk)
Bekrachtigingsregeling	Debietregeling	Snelheidsregeling
Ohmse verliezen RI	Volumetrische verliezen Q _v	Slip n _s — n
Generatorwerking	Drukcomkering	Recuperatieremming

02. Pompes à pistons axiaux.

Pour les commandes hydrostatiques à vitesse réglable, c'est le type de pompe à pistons axiaux qui est le plus employé (fig. 1).

02. Axiaalzuigerpompen.

Voor hydrostatische aandrijvingen met regelbare snelheid is het axiaalzuigerpomptype het meest gebruikt (fig. 1).

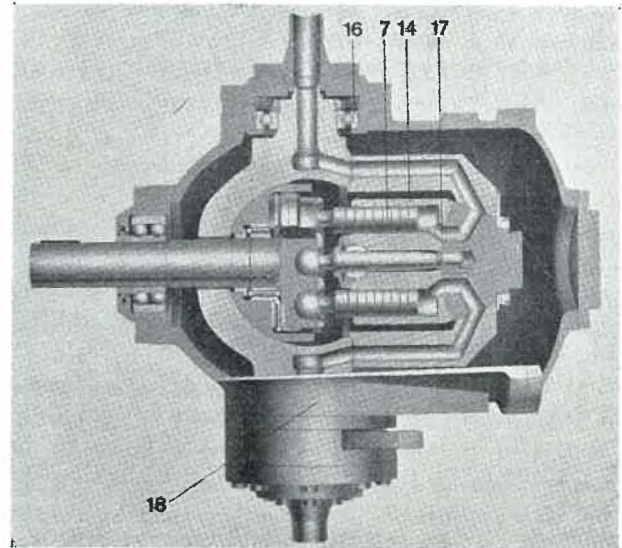
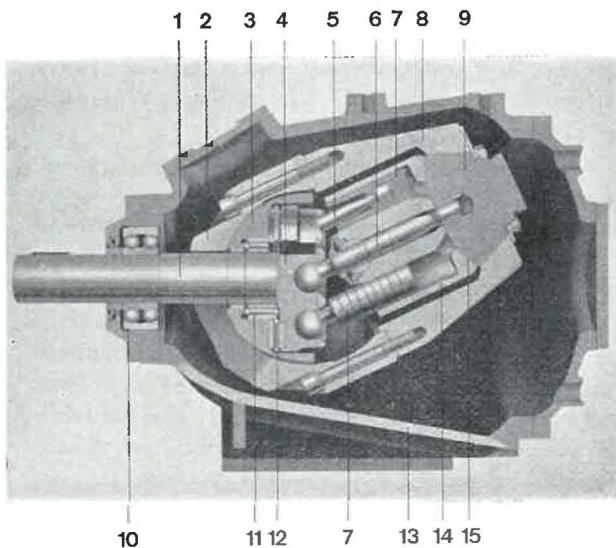


Fig. 1.

Pompe Mannesmann à pistons axiaux, Vue intérieure.
Mannesmann axiaalzuigerpompen. Binnenzicht.

1. Arbre de commande - Aandrijfsas. 2. Calotte - Kalot. 3. Rotule - Rotule. 4. Disque - Schijf. 5. Tige de piston - Zuigerstang. 6. Axe de guidage - Geleidingsas. 7. Piston - Zuiger. 8. Enveloppe en forme de poire - «Peer»-omhulsel. 9. Cône de distribution - Distributiekegel. 10. Palier d'entrée d'arbre - Ingangslager. 11. Palier radial - Radiaal leger. 12. Palier axial - Axiaal leger. 13. Carter extérieur - Uitwendige carter. 14. Barillet avec alésage de cylindres - Trommel met cylinderboringen. 15. Glace de distribution - Distributiespiegel. 16-18. Paliers de pivotement - Zwenklegers. 17. Canaux d'alimentation - Voedingskanalen.

La pompe comporte essentiellement un barillet avec 5, 7 ou 9 alésages, forés parallèlement à l'axe du barillet et répartis sur une circonférence. Dans ces alésages se déplacent de petits pistons avec leurs tiges. Les têtes sphériques de ces dernières sont logées dans un disque dont le plan est incliné par rapport à l'axe du barillet (25°). Lorsque barillet et disque tournent en synchronisme, les petits pistons subissent par conséquent des mouvements alternés de va-et-vient.

A l'arrière, le tambour s'appuie sur une glace de distribution. Des orifices y pratiqués relient les alésages alternativement aux côtés admission et échappement de la pompe.

Les différentes constructions se distinguent par le mode d'attaque (entraînement par le barillet ou par le disque), par l'élément (barillet ou disque) que l'on fait pivoter, afin d'obtenir l'angle nécessaire, par le système de distribution (glace ou soupapes), et par le procédé de reprise des réactions axiales qui prennent naissance entre le barillet et le disque. Il y a donc bon nombre de combinaisons possibles. Nous nous étendrons plus particulièrement ici sur la pompe et le moteur Mannesmann Meer qui équipent notre treuil de burquin.

La pompe Mannesmann HAP 40-7 réglable a 7 alésages avec 40 mm de diamètre et environ 51 mm de course. La cylindrée (i) atteint 0,45 litre, le débit à 1500 tr/min est de 675 litres/min, la pression de pointe peut atteindre 250 kg/cm^2 , la pression moyenne en charge continue environ 100 kg/cm^2 . A cette pression, le couple est de 72 kgm et la puissance de 150 ch.

La pompe est commandée du côté disque et le barillet oscille de 25° dans les 2 directions pour fournir le débit maximal. A l'arrière, elle s'appuie sur une glace de distribution sphérique, polie. Des ouvertures de forme arquée y constituent l'admission et l'échappement. Les parties pivotantes (barillet et glace) sont contenues dans une boîte ou « poire » qui est articulée sur l'arbre transversal de la machine au moyen de 2 roulements à billes.

Les canaux d'alimentation et de refoulement traversent ces deux paliers. La poire se ferme, autour du disque tournant, par un genre d'articulation à rotule, qui absorbe les réactions axiales de la pression hydraulique sur les surfaces de pistons. Le disque y est soutenu par une combinaison de paliers à aiguilles, radiaux et axiaux. Dans ces derniers, les aiguilles sont subdivisées afin de tenir compte des différences de vitesses périphériques.

Les différentes parties s'alignent d'elles-mêmes à cause de la surface sphérique de la glace et de la forme en rotule du logement du disque. En outre, le barillet lui-même est guidé par un axe central qui prend appui au centre de la glace et du disque.

De pomp bestaat hoofdzakelijk uit een trommel met 5, 7 of 9 cylinderboringen, evenwijdig met de trommelas gericht en over een cirkel verdeeld. In die boringen verplaatsen zich zuigertjes met zuigerstangen. De sferische koppen hiervan zijn in een schijf gelegd waarvan het vlak schuin staat (25°) ten opzichte van de as van de trommel. Wanneer trommel en schijf synchroon draaien, ondergaan bijgevolg de zuigertjes heen- en weergaande verplaatsingen.

Aan de achterkant steunt de trommel op een verdeelspiegel. De hierin aangebrachte openingen verbinden de cylinderboringen afwisselend met de in- en uitlaat zijde van de pomp.

De verschillende constructies onderscheiden zich door de aandrijving, die langs de trommel of langs de schijf geschiedt kan, door het element (trommel of schijf) dat gezwenkt wordt om tussen beiden de nodige hoek te bekomen, door het distributiesysteem (spiegel of kleppen), en door de wijze waarop de tussen trommel en schijf optredende axiale reacties opgevangen worden. Er zijn dus tal van combinaties mogelijk. Wij zullen het hier verder over de Mannesmann-Meerpomp en -motor hebben, die in onze binnenschachtlier ingebouwd zijn.

De Mannesmann HAP 40-7 regelbare pomp heeft 7 cylinderboringen met 40 mm diameter en ongeveer 51 mm slaglengte. De cylinder inhoud (i) bedraagt 0,45 liter, het debiet op 1500 tr/min is 675 liter/min, de piekdruk mag 250 kg/cm^2 bereiken, de gemiddelde druk (continu belasting) ongeveer 100 kg/cm^2 . Op deze druk is het koppel 72 mkg en het vermogen 150 pk.

De pomp wordt langs de schijfzijde aangedreven, en de trommel zwenkt over 25° in beide richtingen om het maximaal debiet te leveren. Zij steunt aan de achterzijde op een sferisch geslepen verdeelspiegel waarin boogvormige openingen de in- en uitlaat vormen.

De zwenkbare gedeelten (trommel en spiegel) zijn in een omhulsel of « peer » bevat, dat op de dwarse as van de machine met twee kogellegers gelegd is. De voedingskanalen zijn door die legers gevoerd. De peer sluit zich rond de draaiende schijf door een soort rotulegewricht dat de axiale reacties opneemt van de oliedruk op de zuigeroppervlakten. De schijf is hierin gelegd door een combinatie van radiale en axiale naaldlegers. In dit laatste zijn de naalden onderverdeeld om rekening te houden met de verschillen in omtreksnelheid.

Door de sferische spiegeloppervlakte en de rotule verbinding in de schijflegering lijnen de verschillende onderdelen zich vanzelf uit. Bovendien is de trommel zelf door een centrale as geleid die in de spiegel en in het middenpunt van de schijf gelegd is.

Du fait de l'inclinaison du barillet par rapport au disque, les tiges de piston décriraient des ellipses si elles étaient liées rigidement avec les pistons. C'est pourquoi, à leurs deux extrémités, les tiges de piston sont montées sur articulations. Un petit canal foré dans l'axe des tiges assure la lubrification de ces articulations.

Comme les alésages se situent parallèlement à l'axe du barillet, celui-ci ne doit reprendre aucun autre moment que ceux qui proviennent de ses propres frottements ou de son inertie. Ces faibles moments sont transmis via les tiges et les jupes de piston; c'est pourquoi celles-ci ont reçu une forme spéciale. L'axe médian est donc peu chargé.

Axialement, le barillet est aussi équilibré en grande partie: les pressions hydrauliques dans le barillet se compensent mutuellement, à la différence près existant entre les surfaces totales des pistons et celles des orifices pratiqués dans la glace. Ceux-ci doivent être calculés de sorte que le tambour soit appliqué sur la glace avec une force, suffisant tout juste à assurer l'étanchéité.

Dans la pompe réglable, la poire est supportée par des roulements à billes et est solidarisée avec un levier ou une roue dentée. Pourtant, du fait du poids de la partie inclinable, et du frottement existant dans la liaison à rotule à l'arrière de la poire, ce levier ne peut être manœuvré directement à la main. Lorsqu'on ne doit exécuter que des déplacements lents, la commande peut être transmise par une vis, soit à la main, soit via un petit moteur électrique, mais, pour une commande rapide, il est indiqué de disposer d'un servo-moteur hydraulique.

L'ensemble de la pompe est enfermé dans un carter (fig. 2). Celui-ci est monté sur pieds, et le servo y est bridé. Le carter lui-même n'est jamais sous pression. Les fuites d'huile inévitables y sont rassemblées et évacuées par une conduite spéciale. Le seul joint extérieur se situe à l'entrée de l'arbre de commande. On dispose ainsi d'un ensemble hermétique, qui peut être monté et transporté au fond tout comme un moteur électrique, dès que les deux conduites du circuit principal et celle des fuites sont déconnectées et que les ouvertures sont obturées avec des couvercles ou des bouchons.

03. Moteurs hydrauliques.

Comme la pompe Mannesmann ne travaille pas avec des soupapes, mais avec une glace de distribution, elle peut aussi être utilisée en tant que moteur.

La construction du moteur (barillet, pistons, disque, surface de distribution) est donc identique à celle de la pompe. Elle en diffère uniquement par le fait qu'il est inutile de modifier la cylin-

Gezien de schuinte van de trommel zouden de zuigerstangen ten opzichte van de schijf ellipsen beschrijven indien zij met de zuigers star verbonden waren. Daarom zijn die zuigerstangen aan beide uiteinden met gewrichten gemonteerd. Een langs de as van de stangen geboord kanaaltje zorgt voor de smering van die gewrichten.

Daar de cylinderboringen evenwijdig liggen ten opzichte van de trommelas moet aan de trommel zelf geen ander moment overgebracht worden dan degenen die door haar eigen wrijving of inertie ontstaan. Deze geringe momenten worden via de zuigerstangen en -mantels overgebracht, die daartoe een bijzondere vorm gekregen hebben. De middenas wordt dus weinig belast.

Axiaal is de trommel eveneens grotendeels ontlast: de hydraulische drukken in de trommel balanceren elkaar uit, op het verschil na tussen de gezamenlijke oppervlakten van de zuigers en die van de poortopeningen in de spiegel. Deze worden zodanig bemeten, dat de trommel juist genoeg op de spiegel aangedrukt wordt om de dichtheid te verzekeren.

Bij de regelbare pomp is de « peer » op kogellegers gelegerd en met een hefboom of een tandwiel verbonden. Gezien echter het gewicht van het zwenkbaar gedeelte, en de wrijving in de rotule verbinding aan de achterkant van de « peer », kan die hefboom niet rechtstreeks met de hand bediend worden. Wanneer slechts langzame bewegingen uitgevoerd moeten worden kan de bediening over een schroef aangedreven worden (met de hand of over een kleine elektromotor), maar voor snelle bediening is een hydraulische servo-motor aangezezen.

De ganse pompconstructie wordt in een carter ingesloten (fig. 2). Deze staat op poten, en de servo wordt er tegen aangeflenst. De carter zelf komt nooit onder druk. De onvermijdelijke lekken worden er samengebracht en door een bijzondere leiding afgetapt. De enige dichting naar de buitenkant is aan de ingang van de aandrijvingsas. Men bekomt dus een gans gesloten geheel, dat in de ondergrond zoals een elektrische motor gemonteerd of vervoerd kan worden, wanneer de beide toevoerleidingen en de lekleiding éénmaal afgekoppeld werden en de openingen met deksels of stoppen gedicht.

03. Hydraulische motoren.

Vermits de Mannesmann-pomp niet met kleppen, doch met een verdeelspiegel werkt, kan ze ook als motor gebruikt worden.

De bouw van de motor (trommel, zuigers, schijf, verdeelvlak) is ook identisch met die van de pomp. Hij verschilt ervan alleen hierdoor dat het onnodig is de cylinderinhoud van de motor te wijzigen.

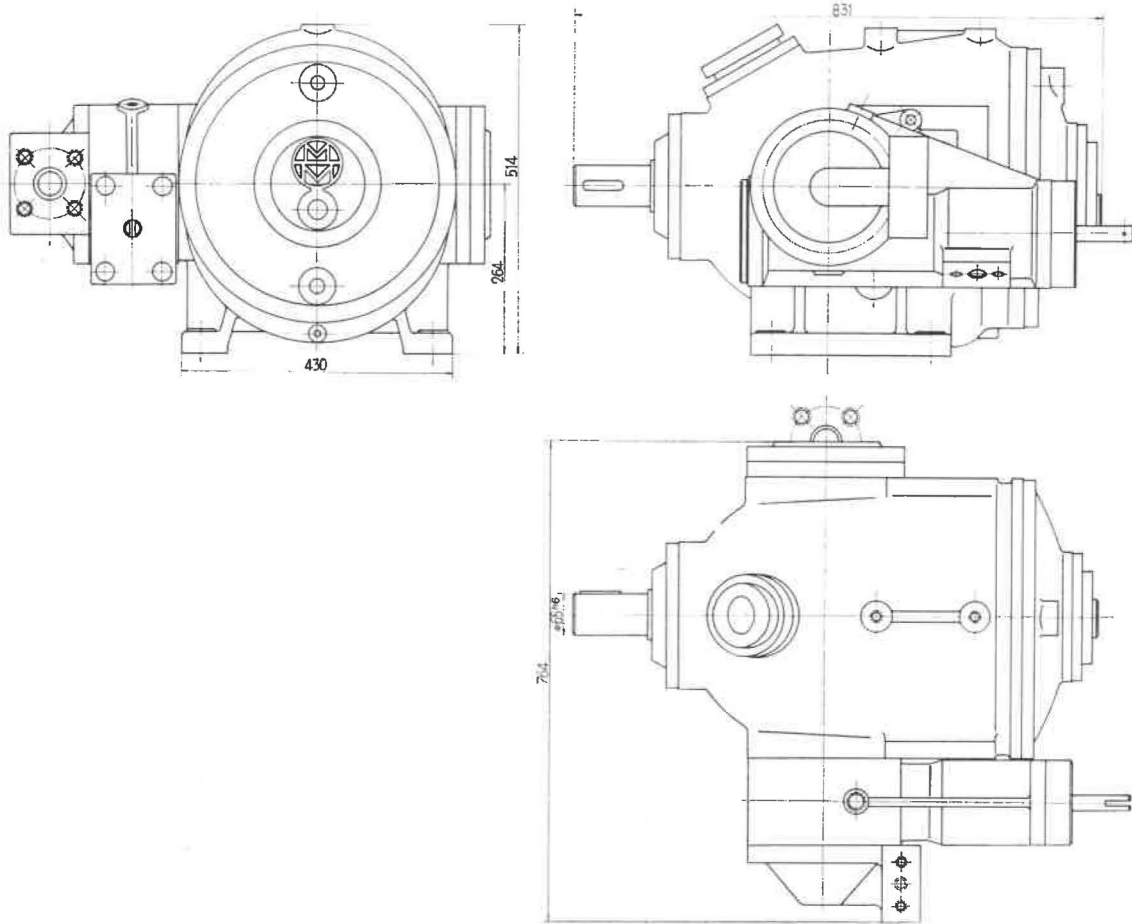


Fig. 2.
Pompe à pistons axiaux Mannesmann. Dimensions extérieures.
Mannesmann axiaalzuigerpomp. Uitwendige afmetingen.

drée du moteur. Le barillet est donc incliné, mais monté d'une manière fixe, et la poire et le carter forment un bloc, dans lequel le disque est monté directement sur roulements (fig. 3). Le moteur est

De trommel is dus schuin, doch vast gemonteerd, en de « peer » en carter vormen een enkel geheel waar de schijf rechtstreeks in gelegerd is (fig. 3). De motor is dus veel kleiner als de pomp en kan

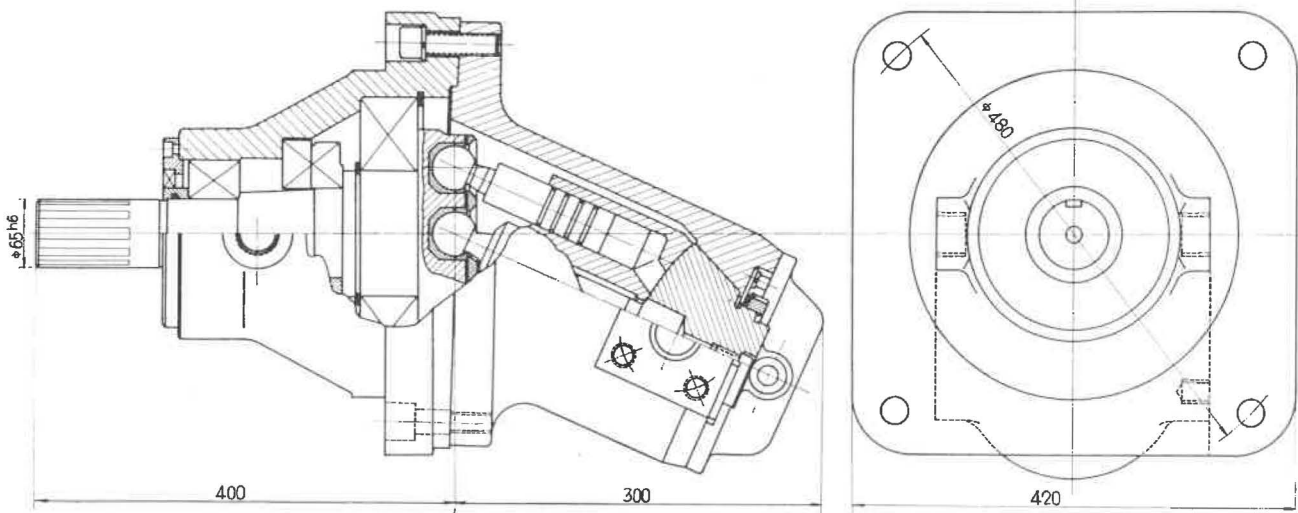
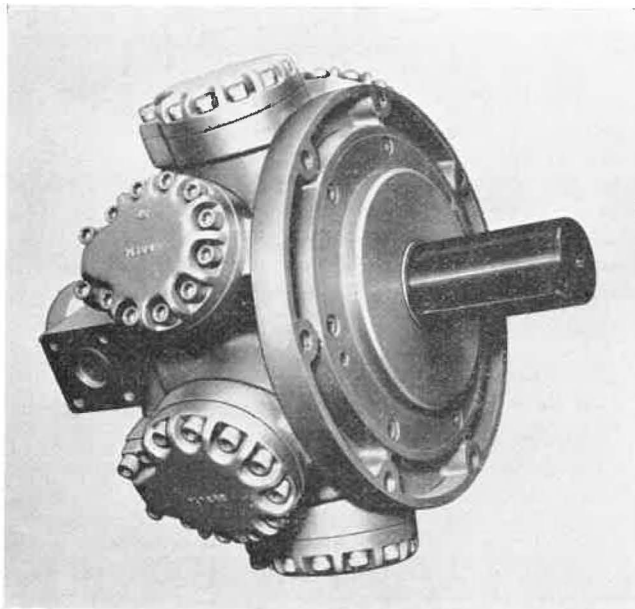


Fig. 3.
Moteur Mannesmann (voyez également photo fig. 10).
Mannesmann motor (zie ook foto fig. 10).

par conséquent beaucoup plus petit que la pompe et peut aisément se brider sur le réducteur de la machine entraînée. Tout comme la pompe, le moteur est raccordé à 2 conduites principales et à une conduite de fuites. En outre, une conduite de faible diamètre amène au palier d'entrée de l'axe, qui n'est pas en contact avec le liquide du circuit, un petit débit de fluide de lubrification.

Il est frappant de constater les faibles dimensions d'un moteur qui peut fournir 150 ch en continu (fig. 10). Ceci est, en effet, un des avantages les plus prononcés de l'hydraulique : un liquide sous une pression de 100 à 200 kg/cm² constitue une forme d'énergie très concentrée, et rend possible le développement de grandes puissances sous un faible volume.

Signalons en passant que, à côté des moteurs à pistons axiaux à grande vitesse, comme celui que nous venons de décrire, il existe également des moteurs à vitesse plus lente qui acquièrent, de plus en plus, droit de cité dans la mine (fig. 4). Ce sont



d'habitude des moteurs à pistons radiaux avec 7 cylindres, un alésage d'un ordre de grandeur de 100 mm de diamètre et une cylindrée de 5 litres.

Les pressions de travail peuvent atteindre 150 kg/cm² en régime et 250 kg/cm² en charge de pointe, les couples maxima atteignent 1800 mkg. Les vitesses vont de 70 à 150 tr/min. Ces moteurs sont naturellement beaucoup plus grands que les précédents (700 mm de diamètre extérieur), mais grâce à leur faible vitesse et à leur couple élevé, il est souvent possible de prévoir un réducteur de vitesse à un seul étage, ou même une attaque directe, au besoin en accouplant 2 moteurs en parallèle. A ce moment, l'encombrement total est beaucoup plus faible, ce qui crée de nouvelles

gemakkelijk op de tandwielkast van de aangedreven machine aangeflensd worden. Zoals de pomp wordt hij met twee toevoerleidingen en een aftapleiding aangesloten. Bovendien wordt een leiding met kleine doormeter naar het leger gevoerd van de asingang, die door de omlopende vloeistof niet bestreken wordt en bijgevolg een bijkomende smering moet krijgen.

Treffend zijn de kleine afmetingen voor een motor die 150 pk continu leveren kan (fig. 10). Dit is inderdaad een der meest uitgesproken voordelen van de hydraulika : een vloeistof onder druk van 100 tot 200 kg/cm² stelt een zeer geconcentreerde energievorm voor, en maakt het mogelijk grote vermogens onder een klein volume te ontwikkelen.

Wij willen hier terloops melden dat naast de snellopende axiaalzuigermotoren, zoals degene die zojuist beschreven werd, ook langzaamlopende motoren in de mijnbouw meer en meer ingang vinden (fig. 4). Het zijn gewoonlijk radiaalzuig-

Fig. 4.

Moteur lent Düsterloh, 1.800 mkg à 250 kg/cm², 150 tr/min, Ø extérieur 732 mm, cylindrée 5,25 litres.
Düsterloh langzaamlopende hydraulische motor (1.800 mkg bij 250 kg/cm², 150 tr/min). Buitendoormeter : 732 mm.
Cylinderinhoud : 5,25 liter.

germotoren met 7 cylindres, met een boring van de orde van grootte van 100 mm diameter en een cylinderinhoud van 5 liter. De werkdrukken kunnen tot 150 kg/cm² in regime en 250 kg/cm² bij piekbelasting stijgen, waardoor maximumkoppels van 1800 mkg kunnen bekomen worden. De snelheden gaan van 70 tot 150 tr/min. Deze motoren zijn natuurlijk veel groter als de vorigen (700 mm buitendiameter) doch, dankzij het laag toerental en het hoog koppel, wordt het dikwijls mogelijk de snelheidsreducteur met een enkele trap uit te voeren, of zelfs met een rechtstreekse aandrijving uit te komen, weze het dan soms met twee motoren in parallel te koppelen. Hierdoor wordt de totale benodigde ruimte veel kleiner, hetgeen voor blind-

possibilités, non seulement pour les treuils de puits intérieurs, mais surtout pour les commandes de transporteurs ou de convoyeurs de taille.

Ajoutons aussi qu'il ne doit pas nécessairement y avoir de rapport entre la construction du moteur et celle de la pompe, du moment que les débits et les pressions maxima correspondent. Une pompe à pistons axiaux par exemple, tournant à 1500 tr/min, peut très bien alimenter un moteur radial tournant à 100 tr/min.

04. Circuits ouverts et fermés.

Le liquide qui est envoyé, sous pression, de la pompe au moteur, retourne à la pompe après être passé dans ce dernier, soit directement par une conduite sous faible pression (circuit fermé), soit en passant par un réservoir d'où il est aspiré par la pompe (circuit ouvert).

Dans le premier cas, pompe et moteur restent accouplés rigidement l'un à l'autre, par les deux conduites. Si la pompe peut débiter dans les deux directions, il suffit par exemple de faire passer l'angle d'inclinaison de $+25^\circ$ à -25° pour inverser également le sens de rotation du moteur et pour passer de la vitesse maximale dans un sens, à la vitesse maximale dans l'autre sens. Toutefois, pour compenser les pertes inévitables, pour renouveler le liquide et pour écarter tout danger de cavitation, il faut adjoindre continuellement au circuit fermé, un débit déterminé et, même, maintenir dans la conduite de retour une pression modérée (6 à 8 kg/cm²). C'est le rôle de la pompe d'alimentation qui, via les soupapes anti-retour, injecte constamment, côté basse pression du circuit principal, un débit qui représente environ 10 % du débit général. Ce débit de gavage provient du réservoir et traverse les filtres et les refroidisseurs qui conditionnent le liquide.

En circuit ouvert, c'est toujours la même conduite qui reste à pression atmosphérique; elle peut donc être exécutée plus légèrement. Lors des changements de sens de rotation ou de couple, il est cependant nécessaire d'inverser chaque fois le courant au moyen d'un distributeur de commutation à 4 voies. Afin de prévenir la cavitation dans la pompe principale, il faut la plonger dans le réservoir et, de ce fait, elle est difficilement accessible. On peut aussi la placer plus bas que le réservoir. Enfin, on peut prévoir une pompe d'alimentation qui devra fournir le débit total, mais à très faible pression. En outre, les appareils de conditionnement (filtres, échangeurs de chaleur) doivent être dimensionnés pour le débit principal.

Pour un treuil de burquin, où couple et sens de rotation varient souvent, il est intéressant de rendre le freinage indépendant d'une soupape d'inversion. Le circuit fermé mérite sûrement la préférence.

schachtlieren, doch vooral voor transportband- of pijlerpanzeraandrijvingen nieuwe mogelijkheden schept.

Laten wij ook melden dat er tussen de constructies van pomp en motor geen noodzakelijk verband bestaat; als de maximale debieten en drukken op elkaar afgestemd zijn kan bv. een axiaalzuigerpomp op 1500 tr/min heel goed een radiale motor voeden op 100 tr/min.

04. Open en gesloten kringlopen.

De vloeistof die onder druk van de pomp naar de motor gevoerd wordt kan, na door de motor verwerkt geweest te zijn, ofwel langs een leiding onder geringe druk rechtstreeks naar de pomp terug gaan (gesloten omloop), of naar een tank aflopen, waaruit zij terug door de pomp aangezogen wordt (open omloop).

In het eerste geval blijven pomp en motor bij middel van leidingen aan elkaar star gekoppeld. Indien de pomp in beide richtingen debiteren kan volstaat het, bijvoorbeeld, de zwenkhoek van $+25^\circ$ tot -25° om te keren om de draaizin van de motor ook om te keren en van de maximale snelheid « voorwaarts » naar de maximale snelheid « achterwaarts » over te schakelen. Om echter de onvermijdelijke lekken te compenseren, de vloeistof te verversen, en ieder gevaar voor cavitatie te vermijden, moet aan het gesloten systeem bestendig een bepaald debiet toegevoegd worden, en zelfs in de retourleiding een gematigde druk gehandhaafd worden (6 tot 8 kg/cm²). Dit is de rol van een voedingspomp die, over terugslagkleppen, bestendig in de lagedrukzijde van de hoofdkring een debiet injecteert dat ongeveer 10 % uitmaakt van het hoofddebiet. Dat debiet komt uit de tank en gaat door de filters en koelers die de vloeistof « conditioneren ».

Bij open omloop blijft een der hoofdleidingen steeds drukloos: zij kan dus lichter uitgevoerd worden. Bij draaizin- of koppelomkering echter is het noodzakelijk de stroming telkens door een vierwegenomschakelventiel om te keren.

Om in de hoofdpomp cavitatie te vermijden moet deze in de tank gedompeld worden (waarvoor zij moeilijk toegankelijk wordt), ofwel lager als de tank geplaatst worden, ofwel moet er een voedingspomp voorzien worden die het gans debiet, weze het dan op zeer kleine druk, verwerken moet. Bovendien moeten de conditioneringsapparaten (filtres, warmtewisselaars) voor het hoofddebiet bemeten worden.

Voor een binnenschachtlier, waar koppel en draaizin dikwijls wisselen, is het interessant de remwerking onafhankelijk te maken van een omkeerventiel. De gesloten omloop verdient zeker de voorkeur.

Pour une commande de transporteur, les 2 solutions ont leurs avantages et leurs désavantages. L'avantage du circuit ouvert est, dans ce cas, que tout le liquide est filtré une fois par cycle et que les impuretés qui ont été introduites dans le circuit, par exemple par un découplage de la conduite, sont immédiatement éliminées. Ces filtres sont cependant encombrants.

05. Liquides hydrauliques.

L'appareillage hydraulique sous haute pression, est très généralement prévu pour fonctionner avec des fluides hydrauliques ayant une viscosité de 5° E à 50°C, un bon pouvoir lubrifiant (essai à 4 billes ou essai Timken), une bonne résistance contre le vieillissement par élévation de température ou par étranglement, et une faible tendance au moussage. Les garanties de service ne sont accordées qu'avec un liquide présentant les qualités voulues.

Dans les mines, et plus précisément dans les puits et les burquins, l'emploi d'huile est exclu pour des raisons réglementaires. L'Organe Permanent pour la Sécurité dans les Mines (CECA) a promulgué les critères d'agrément, pour la sélection de liquides de substitution. Ces critères ont été officiellement acceptés par les différentes stations d'essais nationales. Les critères posés ont été très sévères, dans le but d'admettre uniquement des liquides qui seraient utilisables sans distinction pour toutes les applications possibles. Dès lors, le nombre de produits agréés est limité et leur prix est assez élevé (FB 50/litre environ).

Les prescriptions de la CECA distinguent 4 groupes de liquides hydrauliques. Les groupes A et B sont des émulsions d'huile dans l'eau (A) ou d'eau dans l'huile (B). Ces produits sont relativement peu coûteux, mais on n'a guère de certitude concernant leur stabilité et on ne dispose d'aucune expérience sur le comportement des pompes à pistons axiaux à grande puissance avec ces liquides. De ce fait, les constructeurs ne peuvent accorder aucune garantie.

Le groupe C comprend les solutions de polyglycols dans l'eau. Quoique différentes installations fonctionnent depuis longtemps déjà avec de tels liquides, tous les constructeurs de pompes à pistons axiaux ne fournissent pas des garanties vis-à-vis de ces solutions de polyglycols. La durée de vie des paliers à aiguilles paraît être un facteur critique. Les pressions de travail admissibles doivent être réduites d'environ 1/3 vis-à-vis de l'huile. Du fait de l'évaporation et du danger de cavitation, la température doit rester inférieure à 65° aux points les plus chauds, ce qui, selon certains constructeurs, correspond à 45° à l'entrée de la pompe. Des problèmes de corrosion peuvent surgir, principalement dans les espaces vides au-dessus de la surface du

Voor een transporteur aandrijving hebben beide oplossingen hun voor- en nadelen: voordeel van de open omloop is, in dat geval, dat al de vloeistof eenmaal per cyclus gefiltreerd wordt, en dat onzuiverheden die, bv. bij een ontkoppeling van de leiding, in de omloop gebracht worden, onmiddellijk geëlimineerd worden; die filters zijn echter omvangrijk.

05. Hydraulische vloeistoffen.

De hydraulische apparatuur onder hoge druk wordt zeer algemeen voor hydraulische olie voorzien met een viscositeit van 5° E op 50° C, goed smeervermogen (4 kogels test of Timkentest), goede weerstand tegen veroudering door temperatuurverhoging of door smoring, en weinig neiging tot schuimen. De bedrijfswaarborgen worden slechts met een degelijke vloeistof gegeven.

In de mijnen, en meer bepaald in schachten en binnenschachten, is het gebruik van olie om reglementaire redenen uitgesloten. Het Permanent Orgaan voor de Veiligheid in de Mijnen van de E.G.K.S. heeft voor de selectie van vervangingsvloeistoffen, aannemingscriteria uitgevaardigd, die door de verschillende nationale keuringsorganismen officieus aanvaard werden. Daar de criteria zeer streng gesteld werden, met de bedoeling alleen vloeistoffen te keuren die voor alle mogelijke toepassingen ononderscheidelijk bruikbaar zouden zijn, is het aantal aangenomen produkten beperkt, en hun prijs is zeer hoog (F 50/liter ongeveer).

De E.G.K.S. voorschriften onderscheiden 4 groepen hydraulische vloeistoffen. Groepen A en B zijn emulsies van olie in water (A) of van water in olie (B). Die produkten zijn betrekkelijk goedkoop, maar men heeft weinig vertrouwen in hun stabiliteit en men heeft geen ervaring over de gedraging van snellopende axiaalzuigerpompen met die vloeistoffen, zodat de constructeurs hier geen garantie verlenen kunnen.

Groep C omvat oplossingen van polyglycols in water. Alhoewel verschillende installaties sedert geruime tijd met zulke vloeistoffen lopen, geven niet alle constructeurs van axiaalzuigerpompen waarborgen met polyglycol-oplossingen. Kritisch schijnt de levensduur van de naaldlegers te zijn. De toelaatbare werkingsdrukken moeten met ongeveer 1/3 verminderd worden ten opzichte van olie. De temperatuur moet, omwille van verdamping en cavitatiegevaar, beneden 65° op de warmste plaatsen blijven, hetgeen, volgens sommige constructeurs, met 45° aan de pompinlaat overeenkomt. Corrosie problemen kunnen ontstaan, namelijk in

liquide. Les joints en Vulkollan ne peuvent être utilisés. Les solutions de glycol coûtent environ 50 FB par litre.

Un produit de cette classe, mais bien meilleur marché, donne pourtant, dans certaines installations, de bons résultats, quoiqu'il ne satisfasse pas à certains essais de laboratoire. On peut donc espérer que le prix signalé plus haut pourra être sensiblement réduit dans l'avenir. Jusqu'à présent, 4 produits portant des dénominations différentes ont été agréés.

Le groupe D comporte des liquides synthétiques, la plupart du temps des esters phosphatés ou des esters phosphatés chlorés. On obtient avec ceux-ci des propriétés lubrifiantes qui sont pratiquement équivalentes à celles fournies par l'huile, et les constructeurs donnent ici des garanties pour les mêmes pressions et les mêmes températures que pour l'huile. Les joints doivent être réalisés en Teflon, Viton ou Silicone, car toutes les autres matières sont attaquées et ont tendance à gonfler, aux températures usuelles de service.

Pour notre installation, nous avons choisi le fluide Hydran 37 FR de Purfina, qui se compose principalement de phosphate de tricrésyle. Parmi les produits disponibles en 1962, c'était lui qui possédait les meilleures propriétés technologiques. Il paraissait aussi être suffisamment « ininflammable ». Entretemps, les conditions d'agrément se sont précisées. Le liquide doit être chauffé à 65°C et pulvérisé à 70 kg/cm² de pression. Le jet ne peut pas allonger la flamme d'un brûleur à acétylène jusqu'à un écran placé à 1,75 m. L'essai a lieu en local fermé et non en plein air. Les esters phosphatés purs ne satisfont pas à cet essai. Ce sont donc seulement les esters chlorés ou les produits mixtes, avec de moins bonnes propriétés lubrifiantes, un index de viscosité moins favorable et un poids spécifique plus élevé, qui sont actuellement susceptibles d'être agréés. Il existe pour le moment 2 produits agréés, chacun sous 2 dénominations différentes. Le prix par litre oscille aussi aux environs de 50 FB. Il paraît vraisemblable que, pour ces produits synthétiques, le prix ne pourra être comprimé aussi facilement que pour les liquides au glycol.

06. Propriétés des commandes hydrauliques.

Des considérations précédentes, nous pouvons déduire les principales propriétés de la commande hydrostatique et en même temps en souligner les avantages pour les applications minières :

1. Le moteur électrique d'entraînement démarre à vide; il suffit, en effet, de maintenir la pompe en position zéro jusqu'à ce que le moteur ait atteint sa pleine vitesse. De plus, ce moteur ne

de lege ruimten boven het vloeistofoppervlak. Vulkollan dichtingen mogen niet gebruikt worden. Die glycoloplossingen kosten in het algemeen rond 50 F/liter.

Een veel goedkoper produkt van het zelfde soort geeft echter in bepaalde installaties goede uitslagen, alhoewel het aan sommige laboratoriumtesten niet voldoet. Men mag dus hopen dat de hoger vermelde prijs in de toekomst gevoelig gedrukt zal kunnen worden. Een viertal produkten onder verschillende benamingen zijn tot nu toe aangenomen.

Groep D bestaat uit synthetische vloeistoffen, meestal fosfaatesters, of gechloteerde fosfaatesters. Men bekomt hiermee smeereigenschappen die praktisch met die van olie gelijkwaardig zijn, en de constructeurs geven hiervoor waarborgen voor dezelfde drukken en temperaturen als voor olie. De dichtingen moeten uit Teflon, Viton of Silicone vervaardigd worden, daar alle andere stoffen op de gebruikelijke bedrijfstemperaturen aangetast worden en beginnen te zwellen.

Voor onze installatie hebben wij het fluidum Hydran 37 FR van Purfina gekozen, dat hoofdzakelijk uit tricresylfosfaat bestaat en, tussen de in 1962 voorliggende produkten, de beste technologische eigenschappen bezat. Het bleek ook voldoende « onbrandbaar » te zijn. Intussen zijn de testvoorwaarden nader bepaald geworden: de vloeistof wordt op 65°C verwarmd, en op 70 kg/cm² verstoven. De straal mag de vlam van een acetyleenbrander tot op een scherm op 1,75 m niet verspreiden. De proef geschiedt in een lokaal, en niet in de buitenlucht. Hieraan voldoen de zuivere fosfaatesters niet, zodat slechts gechloteerde esters of mengprodukten, met iets minder goede smeereigenschappen, slechtere viskositeitsindex, en groter soortelijk gewicht, aangenomen worden. Voor het ogenblik zijn een tweetal produkten, ieder onder twee verschillende handelsbenamingen, erkend. De prijs per liter schommelt ook rond F 50/liter. Het schijnt waarschijnlijk dat voor deze synthetische produkten de prijs niet zo gemakkelijk zal kunnen gedrukt worden als voor de glycolvloeistoffen.

06. Eigenschappen van hydraulische aandrijvingen.

Uit de voorgaande beschrijvingen kunnen wij de voornaamste eigenschappen van de hydrostatische aandrijving afleiden en meteen de voordelen ervan voor toepassingen in de mijn aanstippen.

1. De aandrijvende elektromotor loopt leeg aan: het volstaat inderdaad de pomp in nulstand te houden totdat de motor zijn volle snelheid bereikt heeft. Die motor moet ook maar éénmaal

doit être démarré qu'une seule fois par poste, vu qu'il suffit de ramener le régulateur de la pompe au point mort pour arrêter la machine. Le démarrage charge donc beaucoup moins le réseau, et le moteur peut être équipé avec induit à court circuit, alors qu'autrement, un rotor bobiné avec bagues aurait été nécessaire.

2. Un moteur électrique avec commande directe, doit être conçu à la fois pour la vitesse maximale et pour le couple maximal de la machine entraînée. Sa puissance nominale est donc souvent de loin supérieure à la puissance réelle moyenne. Là où il n'est pas nécessaire que la machine entraînée fournisse en même temps sa vitesse maximale et son couple maximal (par ex. commande de rabot, de panzer, treuil de transport), l'entraînement hydraulique permet de dimensionner le moteur électrique selon la puissance réelle et de travailler, aux faibles vitesses, à plus forte pression et avec un couple plus élevé qu'à pleine vitesse, en limitant l'inclinaison de la pompe.

3. Au démarrage de la machine, le débit de la pompe est très petit. On peut donc, presque indépendamment de la puissance du moteur électrique, travailler à une pression qui est uniquement limitée par les propriétés du système hydraulique, et par conséquent disposer à la machine d'un couple de démarrage très élevé.

Il faut pourtant remarquer que « le couple d'arrachement » d'un moteur hydraulique est de 10 à 30 % inférieur au chiffre théorique, du fait des mauvaises conditions de graissage au repos et des propriétés de la distribution.

4. Avec un moteur asynchrone, la vitesse ne peut être réglée que par la mise en circuit de résistances rotoriques, ce qui va de pair avec une grande perte d'énergie et un dégagement de chaleur (égal au produit du couple de la machine par la différence entre la vitesse synchrone et la vitesse réelle). Avec un entraînement hydrostatique, ce réglage est réalisé sans autres pertes que celles qui correspondent au régime de travail normal. En outre, la vitesse établie est pratiquement indépendante de la charge (tout comme avec le montage Ward Leonard).

5. Le freinage par récupération décrit plus haut, freinage sans dégagement de chaleur, peut être réalisé pour chaque vitesse et, de ce fait, on peut arrêter complètement la machine, sans devoir employer le freinage mécanique. Un moteur électrique peut freiner en hypersynchronisme, mais seulement à la vitesse maximale. Pour ralentir, on doit freiner à contre-courant, avec un dégagement de chaleur qui peut atteindre trois fois l'énergie freinée.

6. La commande hydraulique se prête parfaitement, au moyen de soupapes de sécurité et de servorégulateurs, à la limitation automatique des cou-

per post starten, vermits het volstaat de pomp-regelaar op nul terug te brengen om de machine stil te zetten. De aanloop belast dus veel minder het net, en de motor kan met kortsluitanker uitgevoerd worden waar anders een bewikkelde rotor met slepringen nodig was.

2. Een elektromotor met rechtstreekse aandrijving moet tegelijkertijd voor de maximumsnelheid en het maximumkoppel van de aangedreven machine bemeten worden. Zijn nominaal vermogen is dus dikwijls veel hoger dan het werkelijk gemiddeld vermogen. Waar het niet nodig is dat de aangedreven machine tegelijkertijd haar maximale snelheid en koppel zou leveren (bv. schaaaf of panzeraandrijving, vervoerlieren), laat de hydraulische aandrijving toe de elektromotor naar het werkelijk vermogen te bemeten, en bij kleinere snelheid, met geringe uitzwenking van de pomp, op een hogere druk en met een sterker koppel te werken als op volle snelheid.

3. Bij het starten van de machine, is het pomp-debiet zeer klein. Men kan dus, bijna onafhankelijk van het vermogen van de elektromotor, op een druk werken die slechts door de eigenschappen van het hydraulisch systeem beperkt is, en bijgevolg een zeer hoog aanloopkoppel op de machine aanleggen. Men moet echter aanmerken dat het « losrukkoppel » van een hydraulische motor, omwille van de slechtere smeringsverhoudingen in rusttoestand en van de eigenschappen van de distributie, 10 tot 30 % lager ligt dan het theoretisch cijfer.

4. Terwijl met een asynchrone motor de snelheid slechts door het inschakelen van rotorweerstand geregeld kan worden, wat bijgevolg met groot energieverlies en warmteontwikkeling gepaard gaat (gelijk aan het produkt van machinekoppel door het verschil tussen synchrone en werkelijke snelheid), geschiedt deze regeling bij de hydrostatische aandrijving zonder andere verliezen dan degenen die met de normale regimewerking overeenkomen. Bovendien is de ingestelde snelheid praktisch onafhankelijk van de belasting (zoals bij een W-L-schakeling).

5. De hoger beschreven recuperatieremming, zonder warmteontwikkeling, kan op iedere snelheid verwezenlijkt worden, en men kan hiermee de machine volledig tot stand brengen, zonder de mechanische remmen te moeten gebruiken. Een elektromotor kan oversynchroon remmen, doch slechts op de maximum snelheid. Om te vertragen moet men met tegenstroom remmen, met een warmteontwikkeling die drie maal de geremde energie bereikt.

6. De hydraulische aandrijving leent zich uitstekend, bij middel van veiligheidskleppen en servoregelaars, tot de automatische beperking van

ples ou des puissances et aussi à tous les verrouillages possibles.

7. Dans beaucoup de cas, il est très intéressant de pouvoir monter le moteur électrique d'entraînement à une distance déterminée (± 20 m) de la machine entraînée (nature de l'atmosphère, espace limité). De ce fait, on peut employer parfois un moteur non anti-déflagrant, ce qui en abaisse sensiblement le prix, surtout si, comme conséquence des points 1 et 2, on peut le concevoir à la fois pour une puissance plus faible et avec induit en court-circuit.

8. Le moteur hydrostatique à grande vitesse prend beaucoup moins de place qu'un moteur électrique disposant de la même puissance et de la même vitesse. En outre, le turbo-coupleur, entre le moteur et le réducteur, disparaît. On gagne donc beaucoup de place. Le moteur à faible vitesse a un diamètre plus grand ($2 \times$) que le moteur électrique de même puissance, mais il est aussi beaucoup plus court ($3 \times$); le turbo-coupleur est également éliminé et, de plus, le réducteur est moins encombrant (un seul étage de réduction, éventuellement planétaire) ou même le réducteur disparaît complètement. Le gain de place ici est donc très grand: le moteur hydraulique occupe moins d'un quart de la place qui est nécessaire à un moteur électrique avec son turbo-coupleur et son réducteur. En outre, un organe délicat disparaît, tout au moins partiellement: le réducteur avec ses engrenages et ses nombreux paliers.

9. Ceci n'apporte pas seulement un gain de place, mais aussi une diminution importante de l'inertie des masses en rotation rapide. Pour cette raison, et aussi du fait qu'il est possible d'obtenir immédiatement un couple de freinage important, sans dégagement de chaleur, on obtient en cas de nécessité, un arrêt très rapide de la machine entraînée, ce qui a son importance pour la sécurité.

10. Un petit avantage secondaire: la pression hydraulique des pompes d'alimentation et de commande du système hydraulique est disponible pour des missions auxiliaires, telles que la manœuvre d'un frein, d'un accouplement, d'une commande à distance.

A côté des nombreux avantages des commandes hydrostatiques, il faut en mentionner aussi les inconvénients; signalons:

11. La présence d'un liquide hydraulique qui, du fait des fuites ou des vidanges, salit les mains, le matériel et l'atelier de travail, et attaque certains métaux ou substances isolantes. Le prix des produits autorisés rend d'ailleurs toutes les pertes coûteuses.

12. Si l'installation doit être déplaçable ou simplement si elle est soumise à des mouvements

de koppels of vermogens, of tot alle mogelijke vergrendelingen.

7. In vele gevallen is het zeer interessant de aandrijvende elektromotor op bepaalde afstand (± 20 m) van de aangedreven machine te kunnen opstellen (aard van de atmosfeer, beperkte ruimte). Hierdoor kan de motor soms als niet-mijn gasveilig uitgevoerd worden, hetgeen de prijs ervan gevoelig vermindert, vooral indien hij, als gevolg van punten 1 en 2, tevens voor een kleiner vermogen en als kortsluitankermotor ontworpen kan worden.

8. De snellopende hydrostatische motor neemt veel minder plaats in dan een elektromotor met hetzelfde vermogen en toerental. Bovendien valt de turbokoppeling weg tussen motor en tandwielkast. Men wint dus veel plaats.

De langzaam lopende motor heeft een grotere diameter ($2 \times$) dan de elektromotor met hetzelfde vermogen, maar hij is ook veel korter ($3 \times$); de turbokoppeling valt eveneens weg, en vooral, de tandwielkast wordt veel kleiner (één enkele reductietrap, gebeurlijk planetair) of verdwijnt helemaal. Hier is de plaatswinst dus zeer groot: de hydromotor neemt minder dan $1/4$ van de plaats in die voor elektromotor + turbokoppeling + tandwielkast nodig is. Bovendien valt een delicaat orgaan: de reductiekast met tandwielen en talrijke legers, minstens gedeeltelijk weg.

9. Dit brengt niet alleen een plaatswinst mee, doch ook een belangrijke vermindering van de inertie der sneldraaiende delen; hierdoor, en ook door de mogelijkheid ogenblikkelijk een sterke remkoppel zonder warmteontwikkeling te leveren, wordt in geval van nood een zeer snel stilvallen bewerkt van de aangedreven machine, hetgeen voor de veiligheid van belang is.

10. Een klein bijkomend voordeel is dat de hydraulische druk van de voedings- of stuurpompen van het hydraulisch systeem voor hulpopdrachten ter beschikking staat, zoals bediening van een rem, van een koppeling, van een afstandsbediening.

Tegenover de vele voordelen van hydrostatische aandrijvingen moeten spijtig genoeg enkele nadelen genoemd worden. Laat ons melden:

11. De aanwezigheid van de hydraulische vloeistof, die, bij lekken of leegtappen van het systeem, de handen, het materieel en de werkplaats bevuilt, en sommige metalen of isolerende stoffen aantast. De prijs van de toegelaten produkten maakt trouwens ieder verlies kostelijk.

12. Indien de installatie verplaatsbaar moet zijn, of eenvoudig aan terreinbewegingen onderworpen

de terrains, il faut intercaler dans les conduites des flexibles souples; ceux-ci sont très chers (surtout pour les liquides synthétiques). En outre, ils sont plus vulnérables et moins maniables que les câbles électriques.

13. Par suite de la double transformation d'énergie, le rendement en régime d'un entraînement hydrostatique est assez bas (80 %). Les pertes proviennent des fuites internes dans la pompe et le moteur, de la résistance à l'écoulement dans les conduites et les orifices de passage, du frottement de glissement ou de roulement des organes mécaniques, et aussi du fait de l'utilisation et du laminage du liquide dans les circuits d'alimentation et de commande. La somme de ces pertes est donc notablement plus importante que celles d'un moteur électrique en régime (20 % de la puissance). Pourtant si le moteur électrique doit être souvent arrêté et démarré (commande du rabot) et surtout si les masses à accélérer sont assez grandes pour qu'une résistance au démarrage doive être prévue (treuil de burquin), à ce moment, les pertes hydrauliques, plus ou moins constantes, sont de loin dépassées par les pointes de chaleur qui se manifestent à chaque démarrage et à chaque freinage dans le moteur électrique ou dans le rhéostat. En outre, les calories qui se retrouvent principalement dans le liquide de transmission peuvent être facilement éliminées par un échangeur de chaleur, vers une circulation d'air ou d'eau. Les calories des appareils électriques, quant à elles, ne peuvent être cédées qu'à l'air ambiant. Remarquons, enfin, que le réservoir de liquide constitue un volant thermique qui fait totalement défaut dans une installation électrique. La constante thermique d'une installation hydrostatique de 120 ch atteint 1 à 2 heures.

14. Un grand désavantage de la commande hydrostatique est sa complexité. Si le principe est simple, la présence d'organes de régulation, de commande, d'alimentation et de conditionnement, avec leurs liaisons par tuyaux rend l'installation beaucoup plus compliquée qu'un ensemble électrique, tout au moins si l'on compare avec une installation électrique simplifiée. Une installation électrique qui dispose des mêmes possibilités et de la même souplesse que les installations hydrauliques (par ex. un groupe Ward Leonard) contient tout autant d'organes, mais ceux-ci peuvent être facilement assemblés dans des coffrets et montés à l'avance. Le montage et l'entretien d'une installation hydraulique réclament également davantage de soins (étanchéité, propreté) que ceux d'une installation électrique.

Les organes principaux (pompes à pistons axiaux) sont délicats et la réparation est affaire de spécialiste. De plus, les fournisseurs de matériel hydraulique sont très spécialisés et ne modifient

is, dan dienen soepele darmen tussengeschakeld te worden. Deze zijn zeer duur (vooral voor de synthetische vloeistoffen). Verder zijn zij meer kwetsbaar en minder handelbaar dan elektrische kabels.

13. Tengevolge van de dubbele energieomzetting is het rendement van een hydrostatische aandrijving in regime eerder laag (80 %). De verliezen komen voort van de inwendige lekken in pomp en motor, van de stromingsweerstand in leidingen en doorlaatopeningen, van de sleep- of rollende wrijving der mechanische organen, en ook van het verbruik en de vloeistofsmoring in de voedings- en stuurkringen. De som van die verliezen ligt dus in regime aanzienlijk hoger (20 % van het vermogen) dan bij een elektromotor in regime. Zodra echter de elektromotor dikwijls in- en uitgeschakeld moet worden (schaaf aandrijving) en vooral indien de te versnellen massa's zodanig groot zijn dat een aanloopweerstand voorzien moet worden (binnenschachtlier) dan worden de min of meer constante hydraulische verliezen ver overtroffen door de warmtepieken die bij ieder start- of remproces in de elektromotor of in de rheostaat ontwikkeld worden. Verder kunnen de calorieën, die hoofdzakelijk in de overbrengingsvloeistof terecht komen, door een warmtewisselaar gemakkelijk naar een water- of luchtomloop afgevoerd worden, terwijl de calorieën van de elektrische apparaten slechts aan de omgevende lucht afgegeven kunnen worden.

Merken wij uiteindelijk op dat de vloeistoftank een thermisch vliegwiel vormt dat in een elektrische installatie totaal ontbreekt; de thermische constante van een hydrostatische installatie van 120 pk bedraagt 1 tot 2 uur.

14. Een groot nadeel van de hydrostatische aandrijving is de complexiteit ervan; zo het principe eenvoudig is, maakt de aanwezigheid van regel-, stuur- voedings- en conditioneringsorganen, met hun buizenverbindingen, de installatie heel wat omslachtiger dan een elektrische uitrusting, tenminste indien men met een vereenvoudigde elektrische installatie vergelijkt. Een elektrische installatie met dezelfde mogelijkheden en soepelheid als de hydraulische (Ward Leonard bv.) omvat evenveel organen, doch deze kunnen gemakkelijker in kasten samengebracht en voorgemonteerd worden. De montage en het onderhoud van de hydraulische uitrusting vragen ook meer zorg (dichtheid, zuiverheid) dan de elektrische. De hoofdorganen (axiaalzuigerpompen) zijn delicaat en de herstelling is een zaak van specialisten. Hierbij komt nog dat de leveranciers van hydraulisch materieel streng gespecialiseerd zijn, niet graag van hun fabriektereeksen afwijken, en moeilijk bereid

pas volontiers leurs séries de fabrication; ils ne sont guère disposés à livrer une fourniture sur mesure pour un client et plus spécialement pour le fond. Ainsi donc, le client doit, souvent par lui-même, assembler les différentes parties de son installation et les adapter l'une à l'autre suivant ses propres besoins.

15. Nous reviendrons plus tard sur la question du prix. Le matériel hydraulique est cher. Pourtant le matériel électrique disposant des mêmes possibilités de régulation est encore plus cher, tout au moins pour des puissances situées dans la gamme de 50 à 250 ch.

Tout bien pesé, on peut affirmer que, là où une grande souplesse et une régulation de la vitesse sont indispensables, et là où des frais supplémentaires pour atteindre ce but sont économiquement justifiés, la solution hydraulique est la plus indiquée dans de nombreux cas. Elle mérite un vaste champ d'application. Nous pensons tout particulièrement aux treuils de burquin à puissance moyenne (50 à 250 ch), pour lesquels la souplesse de marche est obligatoire pour des raisons d'efficacité et de sécurité, et aux commandes de rabot et de convoyeur blindé dans les tailles, pour lesquelles l'avantage économique de la continuité du fonctionnement doit faire pencher la balance.

07. Application à un treuil de burquin.

Pourquoi a-t-on choisi une commande hydrostatique pour l'équipement du treuil de burquin qui est décrit dans les chapitres suivants ?

Ce sont les arguments énergétiques qui ont été prépondérants (voir plus haut n° 4-5). Lorsque l'installation a été projetée, on ne pouvait encore déterminer avec certitude le programme de service du treuil. Pourtant, il était acquis qu'il devait pouvoir desservir toutes les combinaisons possibles de quatre envoyages et être utilisé aussi bien pour la montée que pour la descente de charges, ainsi que pour le transport de personnel. Il fallait donc que la machine offrît des possibilités universelles.

Pour la montée des charges, un treuil électrique avec moteur à bagues était tout indiqué. Pour les charges descendantes pourtant, la chaleur à évacuer était trop importante, du fait que le burquin se trouvait à 4 km des puits principaux et qu'il était malaisé d'augmenter le débit d'air de ventilation pour l'évacuation de cette chaleur.

Un treuil à air comprimé aurait pu résoudre d'une manière heureuse le problème des charges descendantes : l'air, surcomprimé de 5 kg/cm² à 8 kg/cm², était renvoyé au réseau via une soupape d'étranglement. La vitesse aurait pourtant été très

gefounden worden om maatwerk voor een klant, en meer speciaal voor de ondergrond, te leveren, zodat de klant dikwijls zelf de verschillende delen van zijn installatie zal moeten bijeenzoeken en aan elkaar volgens zijn eigen behoeften moeten aanpassen.

15. Op de prijs komen wij later terug. Het hydraulisch materieel is duur. Het elektrisch materieel met dezelfde regelingsmogelijkheden is echter nog duurder, tenminste voor vermogens die tussen 50 en 250 pk liggen.

Alles samengenomen kan men zeggen dat, waar een grote soepelheid en snelheidsregeling onontbeerlijk zijn, of bijkomende kosten hiervoor economisch voldoende verantwoord zijn, de hydraulische oplossing in vele gevallen de meest aangewezen is en een ruim toepassingsveld verdient. Wij denken in het bijzonder aan de binnenschachtliëren met gemiddeld vermogen (50 tot 250 pk), waar de soepelheid om efficiëntie- en veiligheidsredenen geboden is, en aan de schaaften panzeraandrijvingen in de pijlers, waar het economisch voordeel van de bedrijfscontinuïteit de doorslag moet geven.

07. Toepassing op een binnenschachtliër.

Waarom werd voor de binnenschachtuitrusting, die in de volgende hoofdstukken beschreven wordt, een hydrostatische aandrijving gekozen ?

Doorslaggevend zijn energetische argumenten geweest (zie hierboven n° 4-5). Wanneer de inrichting ontworpen geweest is, kon het bedrijfsprogramma van de liër niet met zekerheid bepaald worden. Het stond echter vast dat zij alle mogelijke combinaties van vier laadplaatsen moest kunnen bedienen, en zowel voor opvaren als voor neerlaten van lasten, alsook voor personeelvervoer moest dienen. De machine moest dus veelzijdige mogelijkheden bieden.

Voor het optrekken van belastingen was een elektrische liër met sleepringmotor aangewezen. Bij dalende lasten was echter de af te voeren warmte te groot, gezien de binnenschacht op 4 km staat van de hoofdschachten en het moeilijk ware geweest voor de afvoer van die warmte het debiet van de ventilatielucht te verhogen.

Een persluchtliër had het probleem van de dalende belastingen goed kunnen oplossen : de motor kon men als compressor laten draaien door perslucht aan 5 kg/cm² tot 8 kg/cm² samen te drukken, en dan naar het net over een smoorklep terug te sturen. De snelheid zou echter van de belasting zeer afhankelijk geweest zijn, het vermogen van

dépendante de la charge, la puissance des moteurs à air comprimé disponibles était un peu trop faible et, surtout, la consommation d'air comprimé pour la montée des charges aurait été beaucoup trop importante et aurait compromis l'alimentation des quartiers situés au-delà. On a aussi envisagé la commande Ward Leonard (avec moteur anti-déflagrant) et le double coupleur Voith, mais ces solutions étaient sensiblement plus chères et exigeaient un appareillage électrique complexe.

La solution hydrostatique s'imposa donc pour les raisons reprises aux paragraphes 3 et 4 (pas de pertes lors des démarrages et des freinages et régulation souple de vitesse), mais les avantages du démarrage à vide d'un moteur électrique plus petit n'étaient pas négligeables en un point où le réseau d'alimentation n'était pas trop puissant (1 et 2). On utilisa aussi heureusement la caractéristique du paragraphe 7, en installant le moteur électrique et tout l'appareillage électrique à l'envoyage supérieur, dans l'air frais, tandis que la machine elle-même avec son moteur hydraulique était installée dans la coupole du burquin. Il ne fut donc pas nécessaire de prévoir un équipement électrique anti-déflagrant. Les propriétés 5 et 6 ont rendu possible pour le treuil, malgré la complexité de ses tâches, la réalisation d'une commande très sûre et très facile, tandis que la disponibilité du liquide sous pression fourni par la pompe de commande a été mise à profit pour télécommander le freinage et le mécanisme d'accouplement du treuil sans faire appel à l'air comprimé.

1. CARACTERISTIQUES DU PUIT INTERIEUR

11. Situation.

Le 6^e burquin Levant à l'étage 660 m se trouve dans la partie Est de la concession, à environ 4 km des puits principaux de Winterslag.

Dans sa proximité immédiate, l'exploitation est achevée. Il reste bien quelques panneaux, 400 à 800 m plus au nord (étage 600, 2^e nouveau Nord) et à l'ouest (étage 660 Midi, Nouveau Levant), mais le centre de gravité de l'exploitation à l'étage 600, s'est au cours du temps déplacé vers l'est et il existe une importante concentration (3000 t/jour) à 1 ou 2 km à l'est du burquin (3^e et 4^e nouveaux Nord). C'est donc en vue du transport du charbon, des stériles et du matériel à partir de et vers cet important quartier, et aussi pour améliorer et rationaliser les conditions de ventilation, que l'implantation du puits intérieur a été définie.

de beschikbare persluchtmotoren was iets te zwak, en vooral, het persluchtverbruik bij stijgende belasting zou veel te hoog opgelopen hebben, hetgeen met het oog op de bevoorrading van de verder gelegen afdelingen onaanneembaar was.

De Ward Leonard aandrijving (met mijngasveilige motor) en de dubbele Voith-koppeling werden ook overwogen, doch zij waren gevoelig duurder en vergden een uitgebreide elektrische apparatuur.

De hydrostatische oplossing drong zich dus omwille van de par. 3 en 4 op (verliesvrij starten en remmen en soepele snelheidsregeling), doch de voordelen van het leeg starten van een kleinere elektromotor waren ook zeer belangrijk op een plaats waar het voedingsnet niet zeer sterk was (1 en 2). Van 7 werd een dankbaar gebruik gemaakt om de elektromotor en de ganse elektrische uitrusting op de bovenste laadplaats, in verse lucht, te plaatsen, terwijl de machine zelf met de hydrostatische motor in de koepel van de binnenschacht geïnstalleerd werd, zodat de elektrische uitrusting niet-mijngasveilig uitgevoerd kon worden. De eigenschappen 5 en 6 hebben het mogelijk gemaakt voor de lier, niettegenstaande de complexe opdrachten, een zeer veilige en gemakkelijke bediening te verwezenlijken, terwijl de voorhanden zijnde druk van de stuurpomp (9) gebruikt werd om de remmen en het koppelingsmechanisme van de lier, zonder perslucht, op afstand te bedienen.

1. KENMERKEN VAN DE BINNENSCHACHT

11. Ligging.

De 6^e Binnenschacht Oost op de verdieping 660 m bevindt zich in het oostelijk gedeelte van de concessie op ongeveer 4 km van de hoofdschachten van Winterslag.

In zijn onmiddellijke nabijheid is de uitbating geëindigd. Wel blijven enkele panelen 400 tot 800 m verder naar het noorden (Verd. 600 m 2^e Noordsteengang) en naar het westen (Verd. 660 m Zuid, Ooststeengang) over, terwijl het zwaartepunt van de exploitatie op de verdieping 600 m zich steeds meer naar het oosten verplaatst, waar tussen 1 en 2 km ten oosten van de binnenschacht een belangrijke concentratie (3000 t/dag) (3^e en 4^e Noordsteengang) ontstaat. Het is om het vervoer van kolen, stenen en materieel van en naar die belangrijke afdeling, en ook de ventilatievoorwaarden te verbeteren en te rationaliseren, dat de inplanting van de binnenschacht bepaald werd.

étages 600 m et 735 m; on supprima 660 m en tant qu'étage d'extraction, mais il doit assurer le transport des pierres et de matériel pour les autres étages. Dorénavant, le burquin doit assurer les fonctions suivantes :

- Descendre les pierres et le vieux matériel de 585 et 600, vers 600 et 660.
- Monter le nouveau matériel et les claveaux de 660 et 600 vers 600 et 585.
- Remonter le charbon des derniers panneaux de 660 vers 600.

L'allègement du transport à l'étage 600 a donc été réalisé par la suppression partielle du transport de pierres et de matériel. Il faut noter ici que, dans le burquin, le trafic principal s'établit entre 600 et 660. Le treuil doit être en mesure de relier ces deux envoyages à une cadence optimale avec deux cages et un réglage de câbles correct. L'étage 585 (et accessoirement 645) doit pouvoir être atteint avec un autre réglage des câbles.

14. Ventilation.

A côté de ces fonctions de transport, le burquin réalise une liaison parallèle entre les bouveaux d'entrée d'air de 600 et de 660; il apporte donc une amélioration dans la ventilation en adaptant le débit dans les deux bouveaux, à leurs résistances. Il passe de 15 à 20 m³/s de 660 vers 600.

Le burquin et ses envoyages se trouvent donc dans l'air frais. Les liaisons avec le bouveau de retour d'air à 585 sont pourvues de sas d'aérage. La coupole du burquin (à 570 m) est aérée par aspiration par un sondage pratiqué à partir du bouveau de 585 vers la tête de la coupole. Dans le trou, on a introduit des tuyaux de 300 mm de diamètre. L'aérage de la coupole et de l'envoyage à 585, utilise ± 5 m³/s.

15. Creusement.

Le burquin a été creusé en 1960 par la Firme Foraky. On a pratiqué un trou de sondage depuis 660 jusqu'à 585, partiellement avec la sondeuse annulaire Salzgitter (1 m de diamètre), et partiellement avec la Turmag P VI-12 (600 mm de diamètre). Le Bulletin Technique « Mines » n° 89 d'Inichar donne une description complète de cette opération (juin 1962).

Ensuite, on a creusé la chapelle, en montant, comme un burquin en bois ordinaire de 585 à 570, jusqu'aux remblais d'une ancienne exploitation. On l'a couverte d'une coupole en béton de 6 m de diamètre, puis recarrée et revêtue de claveaux. Finalement, on a creusé le burquin de haut en bas, par passes d'un maximum de 24 m, et on

600 m en 735 m geconcentreerd, terwijl 660 als afbouwverdieping afgeschaffd werd, doch het vervoer van stenen en materieel voor de andere verdiepingen moest verzekeren. Voortaan moet de binnenschacht de volgende diensten leveren :

- Stenen en oud materieel van 585 en 600 naar 600 en 660 afvoeren.
- Nieuw materieel en betonblokken van 660 en 600 naar 600 en 585 aanvoeren.
- Kolen uit de laatste uitbatingen van 660 naar 600 optrekken.

De ontlasting van het vervoer op 600 werd dus door de (gedeeltelijke) uitschakeling van stenen- en materieelvervoer bekomen. Hier dient aangestipt te worden dat, in de binnenschacht, het hoofdverkeer tussen 600 en 660 plaats grijpt. De lier moet dus in staat zijn met twee kooien en de passende kabelregeling deze beide laadplaatsen met de optimale kadans te verbinden, terwijl 585 (en gebeurlijk 645) met een andere kabelinstelling moeten kunnen worden bereikt.

14. Ventilatie.

Benevens zijn vervoeropdrachten, verwezenlijkt de binnenschacht een parallelverbinding tussen de intrekkende luchtsteengangen op 600 en 660, en brengt dus een verbetering in de ventilatie door de aanpassing van het debiet in beide steengangen aan hun weerstand. Er stroomt 15 tot 20 m³/s van 660 naar 600.

De schacht en zijn laadplaatsen bevinden zich dus in verse lucht. De verbindingen met de luchtsteengang op 585 zijn met luchtsassen voorzien. De koepel van de binnenschacht (op 570 m) wordt zuigend verlucht langs een boorgat dat vanuit de steengang op 585 naar de top van de koepel geboord werd, en waarin buizen met 300 mm diameter steken. Voor de verluchting van de koepel en van de laadplaats op 585 worden ± 5 m³/s verbruikt.

15. Delving.

De binnenschacht werd in 1960 door Foraky gedolven. Een boorgat werd vanuit 660 naar 585 gedeeltelijk met de Salzgitter ringsnijmachine (1 m \varnothing), gedeeltelijk met de Turmag P VI-12 (600 mm \varnothing) geboord. Hiervan geeft het Technisch Bericht n° 89 van Inichar (juni 1962) een uitvoerige beschrijving.

Vervolgens werd de binnenschachtkoepel van 585 naar 570 als houten binnenschacht tot in het breukveld van een oude ontginning voorgedolven, met een betonnen koepel van 6 m diameter overkoepeld, uitgewijd en met betonblokken bezet. Eindelijk werd de binnenschacht van boven naar onder, in passen van maximum 24 m, gedolven en

l'a revêtu avec des claveaux (diamètre utile 5,10 m). Les pierres étaient chargées à 660 avec une pelle « Bergtechnik ».

Au-dessus et en-dessous de chaque envoi se trouvent 2 anneaux de béton de 1,50 m d'épaisseur, reliés par des piliers en claveaux de béton (fig. 6 et 7). A cet endroit, le puits est élargi jusqu'à 6 m de diamètre : les parois latérales sont constituées par des murs de claveaux cintrés, tandis que les baies d'envoi sont couvertes par des cadres Moll bétonnés; ces deux systèmes de voûte sont appuyés sur les piliers de telle sorte que, lorsque les pressions de terrain se manifestent, aucun élément ne travaille à la flexion.

16. Section du burquin.

La section circulaire du burquin (diamètre de 5,10 m) a été obtenue avec des claveaux prévus pour 4 m de diamètre en disposant à plat quelques claveaux (fig. 7). Bien entendu, entre chaque anneau et le suivant, on décale les claveaux mis à plat de façon à obtenir une bonne liaison et en même temps un aspect esthétique. Entre les blocs ont été placées des plaques de Minorex (fibre de bois comprimée, 10 mm d'épaisseur, 600 kg/m³).

Afin d'obtenir, côté est, la place pour les échelles et les paliers d'échelles, on a déplacé les cages de 140 mm vers l'ouest.

Le milieu de la section du puits est libre.

Les poutrelles qui supportent le guidonnage latéral des deux cages se trouvent au nord et au sud. Ce sont des poutrelles Grey DIN de 220 × 220 mm et les intervalles verticaux, aussi bien entre les poutrelles qu'entre les paliers d'échelle, sont de 3,84 m. Les rails de guidonnage sont de 32 kg/m, ils ont 9,60 m de longueur et sont fixés aux traverses au moyen de crapauds.

L'intervalle de 3,84 m entre planchers d'échelles est trop important pour la fixation des barres de fer formant protection entre les échelles et le compartiment des cages. Aussi, a-t-on fixé sur les rails de guidonnage, à mi-hauteur entre les paliers, un faux cadre auquel s'accrochent les barres.

2. INSTALLATION D'EXTRACTION

21. Cages.

Les deux cages ont une hauteur intérieure de 2 m et sont prévues pour recevoir des grandes berlines de 2000 ou 2600 litres (longueur 3,40 m, largeur 0,80 m, hauteur 1 m 07 ou 1 m 32) ou bien deux petites berlines de 900 litres. Cependant, pour pouvoir transporter également des petites berlines isolément sans charger la cage excentriquement, on a prévu une double installation d'arrêt (roue anglée) dans le plancher de la cage

met betonblokken (nuttige diameter : 5,10 m) bekleed. De stenen werden op 660 met een « Bergtechnik »-schup geladen.

Boven en onder iedere laadplaats bevinden zich twee betonnen ringen met 1,50 m dikte, verbonden door pilaren uit betonblokken (fig. 6 en 7). De schacht is op die plaats tot 6 m doormeter verbreed : de zijwanden zijn hoogvormige blokken muren, terwijl de laadopeningen door ingebetonde Mollramen overdekt zijn : beide gewelfsystemen worden op de staande pilaren afgesteund, zodat bij optredende gesteentedruk geen enkel element op buiging belast wordt.

16. Schachtdoorsnede.

De ronde schachtdoorsnede met 5,10 m diameter werd met blokken voor 4 m diameter bekomen door enkele blokken plat te leggen (fig. 7). Wel te verstaan worden de platte blokken tussen iedere ring en de volgende verzet, zodat men een goed verband en tevens een schoon uitzicht bekomt. Tussen de blokken steken Minorex-platen (samengeperste houtvezels, 10 mm dik, 600 kg/m³).

Om aan de oostkant plaats te bekomen voor ladders en laddervloeren werden de kooien 140 mm naar het westen verzet.

Het midden van de schachtdoorsnede is vrij.

De dwarsliggers die de zijdelingse geleiding der beide kooien dragen bevinden zich aan de noord- en zuidkant. Zij bestaan uit DIN Grey-lijgers van 220 × 220 mm, en de verticale tussenafstand, zowel van dwarsliggers als van laddervloeren, is 3,84 m. De geleidingsrails van 32 kg/m zijn 9,60 m lang en met padbouten op de dwarsliggers bevestigd.

Daar de vloerenafstand van 3,84 m te groot is voor de afscherming in ijzeren staven tussen ladders- en kooivakken, werd telkens op halve hoogte op de geleidingsrails een vals raam bevestigd waar de staven in hangen.

2. OPHAALINRICHTING

21. Kooien.

De 2 kooien hebben 2 m binnenhoogte en zijn voorzien voor een grote mijnwagen van 2000 of 2600 liters (lengte 3,40 m, breedte 0,80 m, hoogte 1,07 m of 1,32 m) of twee kleine wagens van 900 liters. Om echter, zonder de kooi excentrisch te belasten, ook kleine wagens afzonderlijk te kunnen vervoeren zijn dubbele stopinrichtingen (sterwielen) in de bodem van de kooi voorzien geweest

(en pratique, le deuxième arrêt s'est révélé inutile). Les arrêts sont déverrouillés par une pédale qui dépasse latéralement à la partie inférieure de la cage et qui est manœuvrée par un poussoir à air comprimé installé dans l'envoyage. Les envoyages ne sont pas munis de plates-formes mobiles.

(in de praktijk is het tweede wiel overbodig gebleken). De sterwielen worden ontgrendeld langs een pedaal dat zijdelings onder de kas uitsteekt, en door een persluchtstoter in de laadplaats omgedrukt wordt.

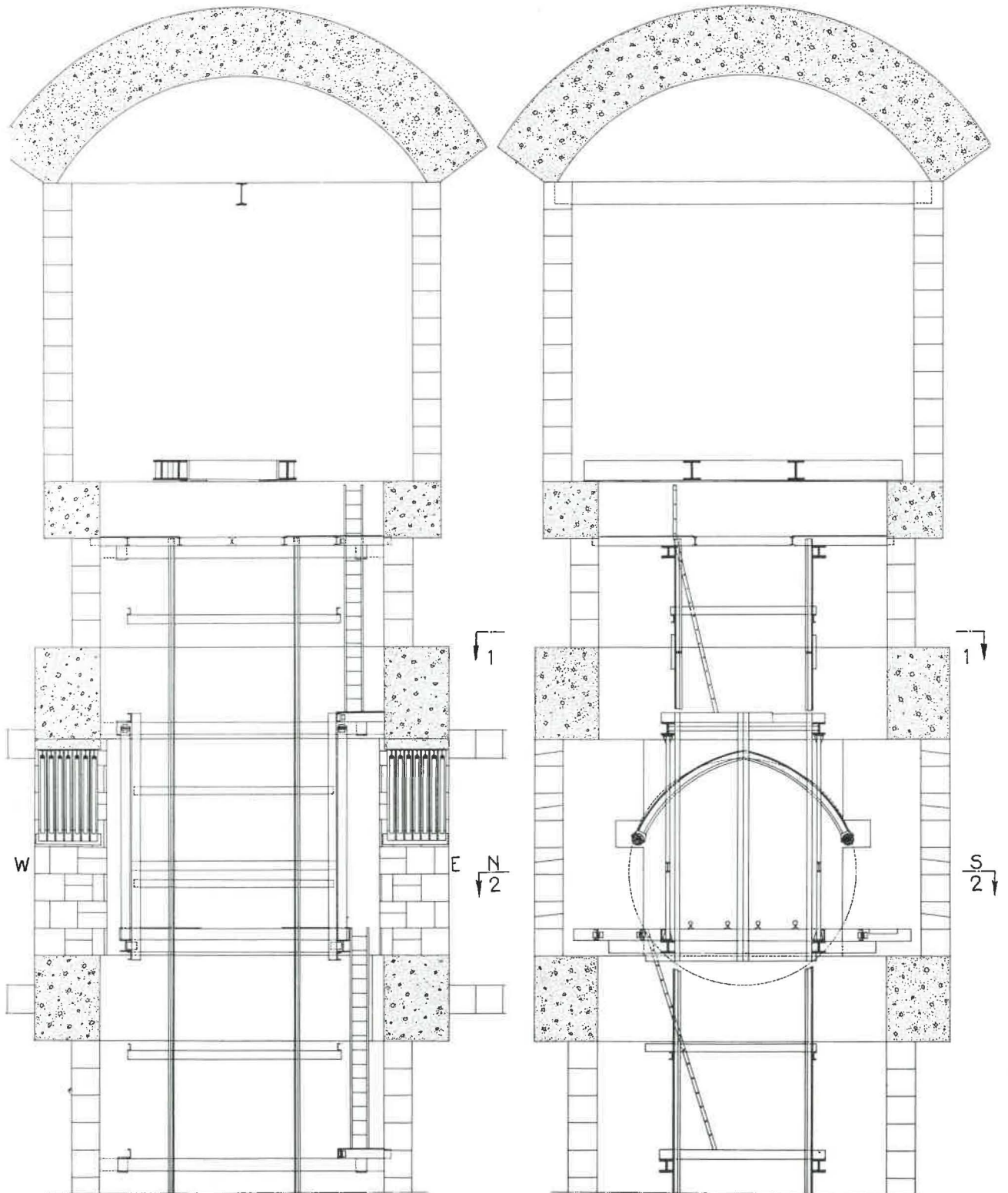


Fig. 6.
Coupes Ouest-Est et Nord-Sud, des envoyages.
West-Oost en Noord-Zuid doorsneden van de laadplaatsen.

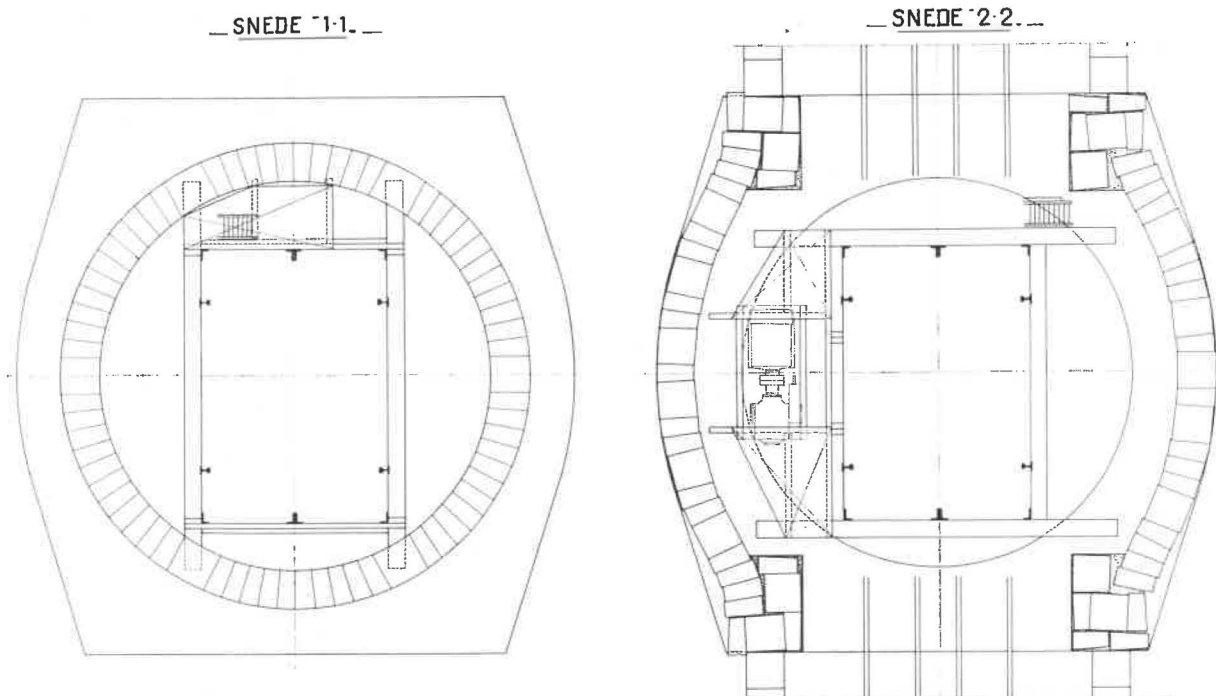


Fig. 7.
Coupes horizontales par le puits : 1-1 et par l'envoyage 2-2 (Paroi Nord à gauche).
Horizontale doorsnede door de schacht (1-1) en door de laadplaats (2-2) (Noorderwand links).

A 585 et à 600, les manœuvres se font à câble tendu tandis qu'à 660 où l'allongement du câble sous charge était gênant, la cage repose sur des blocs de bois.

Les cages sont guidées par quatre mains courantes placées à la paroi extérieure et embrassant les rails de guidonage. Du côté intérieur, elles ne sont pas séparées l'une de l'autre; l'espace libre est de 200 mm. Chaque cage pèse 2000 kg.

22. Câbles d'extraction.

Les câbles ont 90 m de longueur, 28 mm de diamètre et 50 tonnes de charge à la rupture. Ce sont des câbles anti-giratoires avec une âme en fils recuits et 18 torons (6 + 12) en fils galvanisés, construction Warrington, avec un diamètre de fil maximum de 1,2 mm, une résistance de 160 à 180 kg/mm², un poids métrique de 3,2 kg. Les câbles sont fixés sur les cages au moyen d'attaches auto-serrantes Heuer Hamer. Le câble passe autour d'un noyau en forme de coin qui le serre de deux côtés dans l'enveloppe de la patte. Cette patte peut facilement être démontée pour faire glisser le câble si nécessaire. Chaque patte pèse 164 kg.

Les câbles s'enroulent sur une seule couche dans la rainure hélicoïdale des deux tambours, dont le diamètre (1200 mm) correspond à la distance entre axes des cages, de sorte qu'il n'y a pas d'autre déviation que le déplacement latéral du câble selon que les surfaces de tambours sont plus ou moins complètement occupées. Ceci représente 60 cm sur une hauteur de 75 m. L'enroulement du

Op de laadplaatsen zijn er geen zwenkplatformen voorzien. Op 585 en 600 geschieden de manœuvres met gespannen kabel, terwijl op 660, waar de kabelverlenging onder belasting storend was, de kooi op houten blokken te rusten komt.

De kooien worden aan de buitenzijde door 4 geleidingsschoenen geleid die de beide geleidingsrails omvatten. Aan de binnenzijde zijn zij niet gescheiden; de vrije tussenruimte bedraagt 200 mm. Iedere kooi weegt 2000 kg.

22. Ophaalkabels.

De ophaalkabels zijn 90 m lang, hebben 28 mm diameter en 50 t breuklast. Het zijn draaivrije kabels, met kern uit gegloeide draden, en 18 strengen (6 + 12) — Warrington-constructie — uit gegalvaniseerde draden met max. 1,2 mm diameter — 160 tot 180 kg/mm² — metergewicht 3,2 kg/m.

Zij zijn op de kooien bevestigd bij middel van zelfklemmende Heuer-Hammer kabelkousen; de kabel gaat over een wigvormige kern die hem tweezijdig in een huis vastklemt. De kous kan gemakkelijk losgegooid worden om de kabel zo nodig te herschuiven. Iedere kous weegt 164 kg.

De kabels wikkelen zich op een enkele laag in de schroefvormige gleuf van de beide ophaaltrommels, waarvan de doormeter (1200 mm) met de as-afstand van de kooien overeenkomt, zodat geen andere afwijking bestaat dan de zijdelingse verplaatsing van de kabel naargelang de min of meer volledige bezetting van de trommeloppervlakte (0,60 m over 75 m). De kabelwikkeling is wel

câble se fait dans un sens tel que la déviation est nulle quand la cage atteint sa position supérieure.

23. Treuil à tambours.

Le treuil est installé dans la coupole du burquin sur des poutrelles posées sur une banquette circulaire au niveau de 577 où le diamètre se réduit de 6 m à 5 m. Les dimensions extérieures du treuil sont : longueur avec moteur 3500, largeur 2700, hauteur 1500 mm (fig. 8 et 9).

zodanig dat de afwijking nul is wanneer de kooi de hoogste stand bereikt.

23. Trommellier.

De lier is in de binnenschachtkoepel opgesteld op liggers die op een ringvormig betonbanket steunen (niveau 577) waar de doormeter van 6 m op 5 m overgaat. De uitwendige afmetingen zijn : lengte (met motor) 3500 — breedte 2700 — hoogte 1500 mm (fig. 8 en 9).

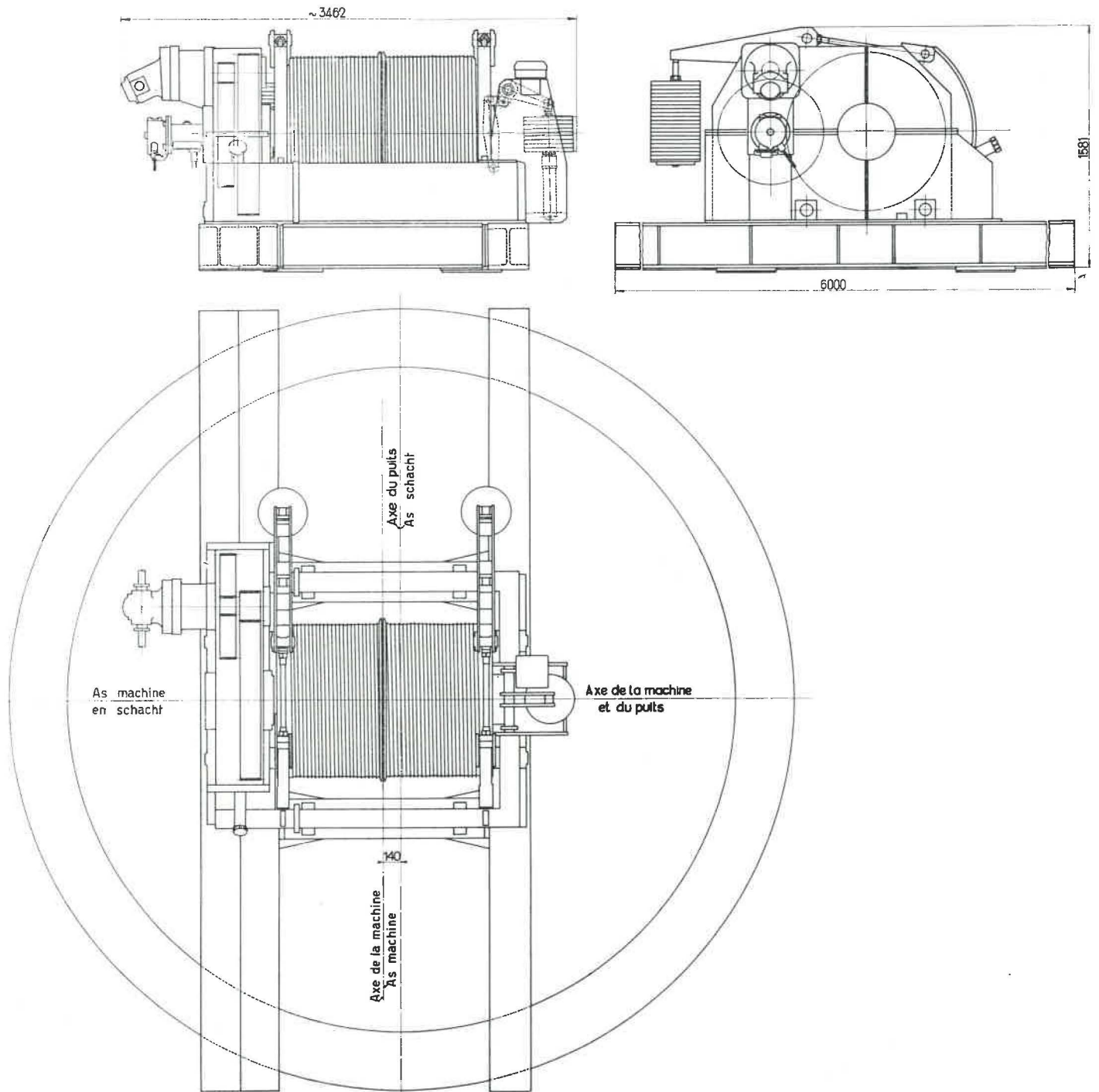


Fig. 8.
Dimensions générales du treuil à 2 tambours.
Algemene afmetingen van de dubbeltrommellier.

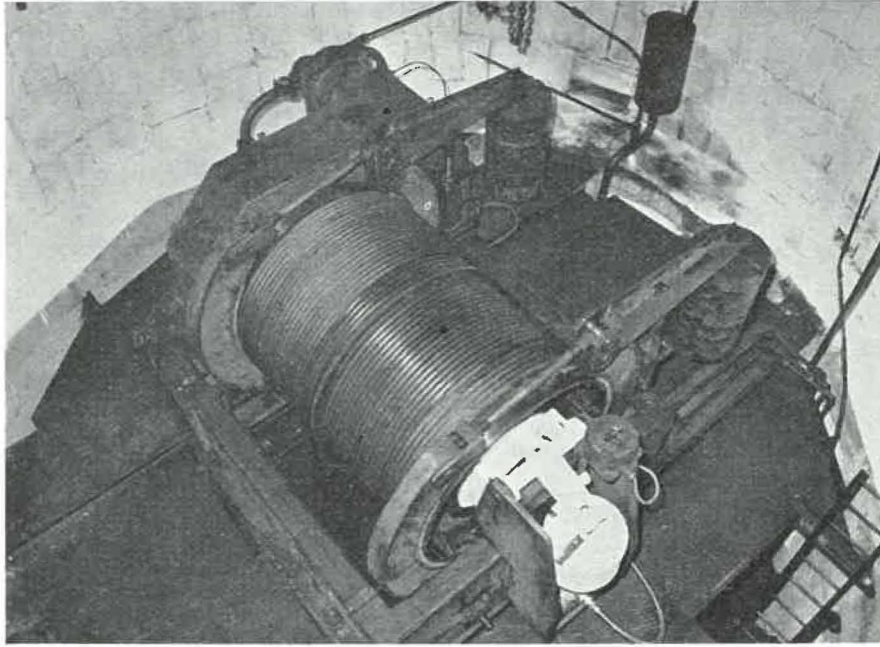


Fig. 9.

Vue générale du treuil (à l'arrière-plan contre la paroi, le vase d'équilibre X.
 Algemeen zicht van de lier. Op de achtergrond, tegen de wand: het evenwichtsvat X.

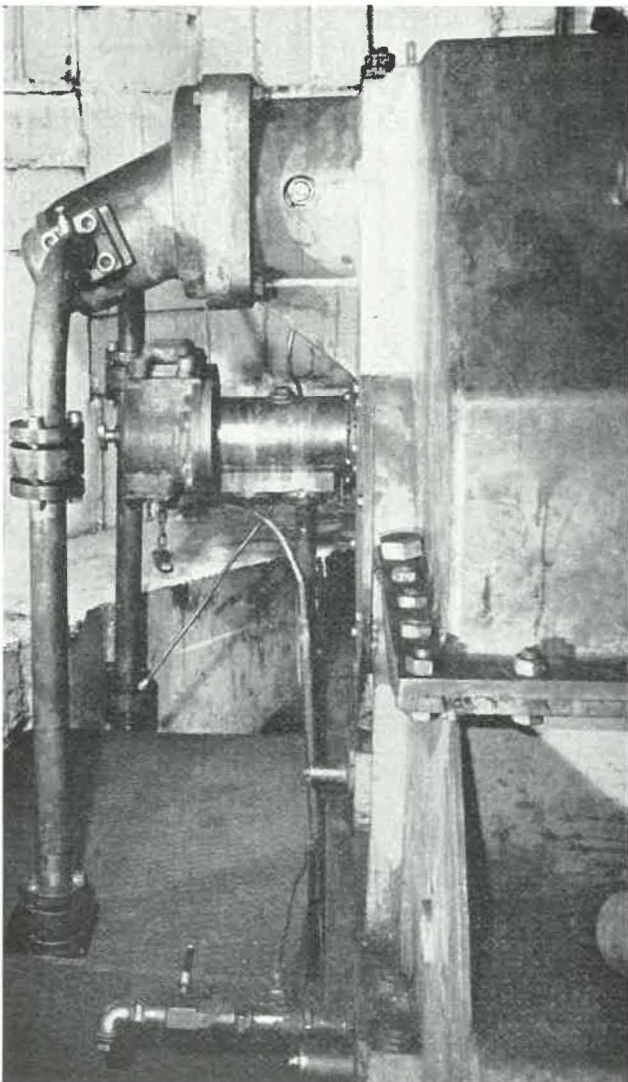


Fig. 10.

Attaque du treuil et réducteur. Sous le moteur : raccord du câble Bowden pour l'indicateur de profondeur et interrupteur centrifuge.
 Lieraandrijving en tandwielkast. Onder de motor : aansluiting van de Bowdenkabel voor de diepteaanwijzer en centrifugale schakelaar.

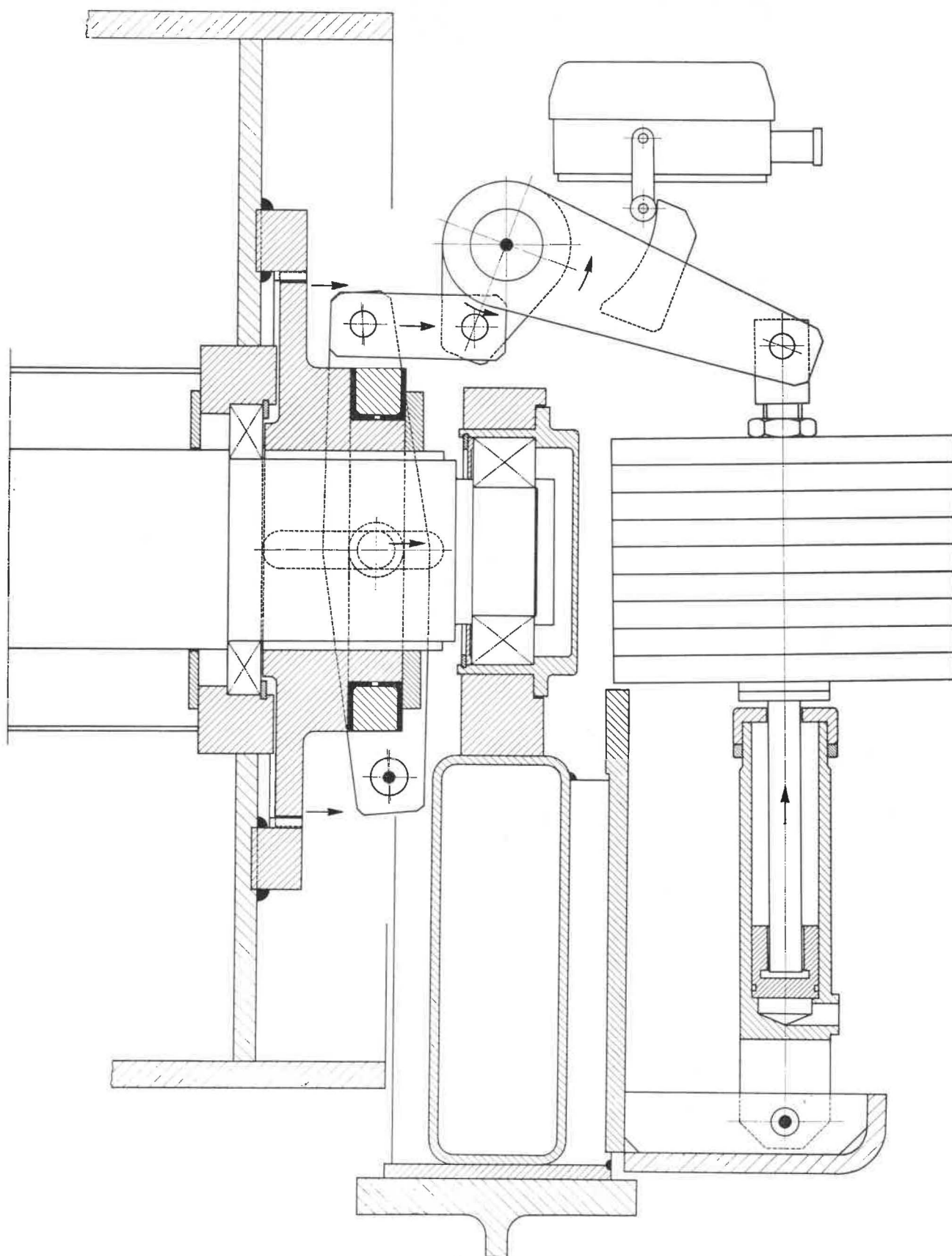


Fig. 11.

Mécanisme de l'accouplement à dents. Les points de pivotement fixes sont indiqués en noir. Au-dessus : interrupteur fin de course.

Mechanisme van de tandenkoppeling (de vaste scharnierpunten zijn in het zwart aangetekend). Boven : eindstandschakelaar.

Les deux tambours sont montés l'un à côté de l'autre sur l'arbre principal de la machine. L'un des deux est calé sur cet arbre, l'autre est monté au moyen de deux buselures en bronze et peut être découplé, de sorte qu'il est possible d'ajuster la longueur des câbles et la position des cages de façon à réaliser une extraction équilibrée avec deux cages entre deux envoyages choisis arbitrairement.

Le tambour fou porte, sur son flasque extérieur, une couronne dentée creuse dans laquelle peut s'ajuster une roue dentée qui glisse axialement au moyen de rainures sur l'arbre principal (fig. 11, 12, 13).

Op de hoofdas zijn de twee trommels naast elkaar gemonteerd : de ene zit vast op de as, de andere is er met bronzen bussen op gelegerd en kan ontkoppeld worden, zodat de kabellengte en de kooienstand ingesteld kunnen worden om tussen twee willekeurige laadpunten een uitgebalanceerd twee-kooien-bedrijf mogelijk te maken.

De losse trommel draagt, op haar buitenflens, een holle tandkroon, waar een tandwiel in past dat langs gleuven op de hoofdas axiaal schuiven kan (fig. 11, 12, 13).

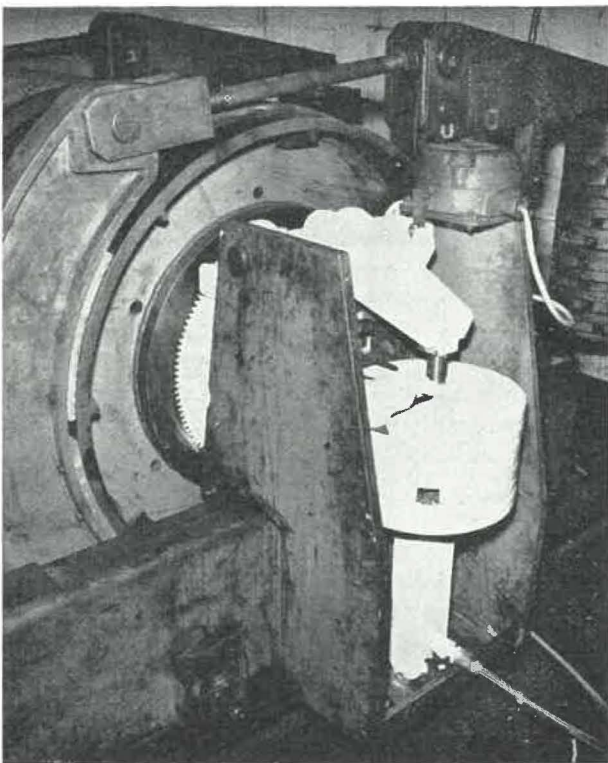


Fig. 12.

Accouplement en position fermée (fig. 12) et ouverte (fig. 13). Les parties mobiles ont été peintes en blanc.

Koppeling in gesloten (fig. 12) en open (fig. 13) toestand. De beweeglijke delen werden in het wit geverfd.

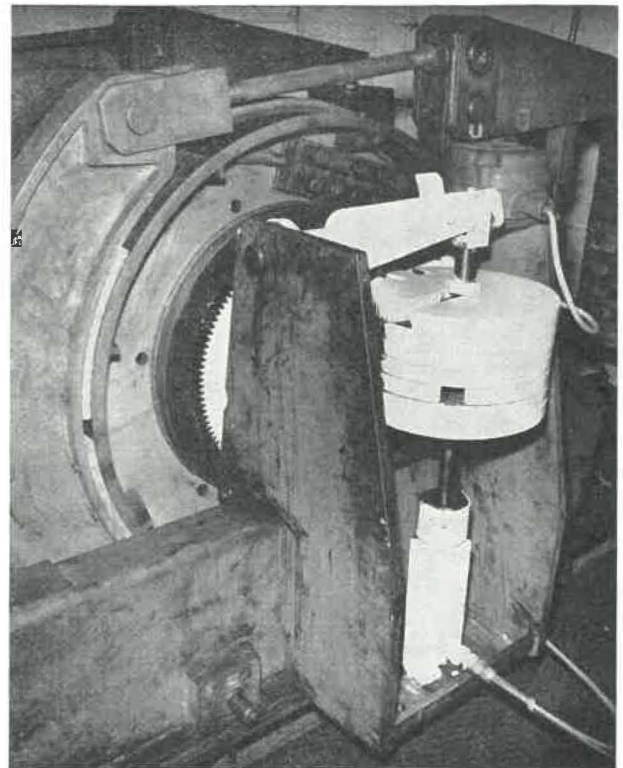


Fig. 13.

Un système de leviers et une bague d'entraînement permettent de faire entrer ou sortir la roue dentée de la couronne et par conséquent de fermer ou d'ouvrir l'accouplement.

24. Attaque du treuil.

L'arbre principal est monté sur roulements, d'une part, du côté de l'accouplement, sur un palier extérieur, d'autre part, dans le réducteur. Pour obtenir une construction ramassée, le réducteur, réalisé au moyen de tôles épaisses, forme un bloc avec le châssis de la machine qui est lui-même en construction en caisson. Ce réducteur

Een stel hefboomen en een sleepring bewerken het in- of uitschuiven van het tandwiel, en bijgevolg het sluiten of openen van de koppeling.

24. Aandrijving.

De hoofdas is op rollenlegers, enerzijds op een afzonderlijke kussenblok (koppelingszijde), anderzijds in de tandwielkast gelegerd. Om een samengedrongen constructie te bekomen vormt de tandwielkast, uit zware platen gelast, een geheel met het machineraam, in caisson constructie.

contient une transmission par engrenages à deux étages avec un rapport de 28/1. L'axe du premier pignon est creux. Dans cet axe s'introduit le bout d'arbre cannelé du moteur hydrostatique Mannesmann 40/7, qui est bridé sur une lanterne, soudée elle-même à la paroi du réducteur (fig. 10).

Le moteur a une vitesse nominale de 1500 tours par minute. Si l'on compte sur un glissement total de 10 % (moteur électrique + pompe + moteur hydrostatique) ceci donne pour la cage une vitesse de :

$$\frac{1500 \times 0,9 \times 3,14 \times 1,2}{60 \times 28,1} = 3 \text{ m/s.}$$

Le couple du moteur à 100 kg/cm² vaut 75 m/kg. Si nous admettons un rendement de 90 % pour la transmission, ce couple correspond à une force à la jante du tambour de

$$\frac{75 \times 28,1 \times 0,9}{0,6} = 3150 \text{ kg.}$$

25. Organes de commande.

Sur le prolongement de la surface extérieure de chaque tambour s'applique un frein à deux sabots, muni de garnitures en Ferodo MR 18. Chaque frein peut exercer un couple de 3185 mkg (coefficient de frottement 0,4). Ces freins ne servent que de freins d'arrêt et, éventuellement, de freins de sécurité. Il n'est pas nécessaire d'avoir un frein de manœuvre, car la machine peut être arrêtée progressivement par voie hydrostatique, et même les plus petits déplacements peuvent être commandés purement hydrauliquement.

Les freins ainsi que le système de débrayage sont manœuvrés dans le sens de l'ouverture par des cylindres hydrauliques et refermés sous l'action de contre-poids. La commande à distance se fait à partir du poste de commande, installé à l'envoyage de 585, à 15 m de distance. Le machiniste ne voit pas la machine et doit, par conséquent, chercher par tâtonnements, la position exacte qui correspond à l'entrée des dents. Comme le module de ces dents est assez petit (la position des cages peut être réglée à 20 mm près) et que l'entrée des dents est un peu chanfreinée, cette opération se fait sans difficultés. La manœuvre de réglage des cages dure en tout 1 à 2 minutes. Elle ne doit être exécutée que deux à trois fois par poste. Bien entendu, le mécanisme de l'accouplement et le frein du tambour fou sont verrouillés entre eux de sorte que le tambour fou reste toujours sous contrôle.

Le treuil est encore relié au poste de commande par un câble Bowden qui entraîne l'indicateur de profondeur et le tachymètre. Enfin il y a sur le treuil un interrupteur centrifuge (contrôle de vitesse indépendamment de la liaison souple)

Zij bevat een tweetrappige tandwieloverbrenging met verhouding 28/1. In de holle as van het eerste rondsel schuift de vertande as van de hydrostatische motor Mannesmann 40/7, die op een lantaarn, aan de reductiekast aangelast, opgeflenst is (fig. 10).

De motor heeft een nominaal maximum toerental van 1500 omw/min. Indien met een totale slip van 10 % gerekend wordt (elektromotor + pomp + hydromotor), dan geeft dit een kooisnelheid van :

$$\frac{1500 \times 0,9 \times 3,14 \times 1,2}{60 \times 28,1} = 3 \text{ m/s.}$$

De motorkoppel op 100 kg/cm² bedraagt 75 mkg. Indien wij een rendement annemen van 90 % voor de krachtoverbrenging, stemt dit overeen met een kracht aan de trommelomtrek van :

$$\frac{75 \times 28,1 \times 0,9}{0,6} = 3150 \text{ kg.}$$

25. Bedieningsorganen.

Op de verlengde mantel van iedere trommel werkt een rem met twee schoenen, voorzien van een voering in Ferodo MR 18. Iedere rem kan een remkoppel uitoefenen van 3185 mkg (wrijvingscoëfficiënt : 0,4).

Deze remmen dienen alleen als standrem, en gebeurlijk als veiligheidsrem. Een manoeuvreerrem is overbodig, daar de machine langs de hydrostatische aandrijving geleidelijk tot staan wordt gebracht, en zelfs de kleinste verplaatsingen zuiver hydraulisch gecontroleerd worden.

De remmen, en ook het koppelingssysteem, worden door toedoen van hydraulische cilindres geopend en door de zwaartekracht gesloten. De afstandsbediening geschiedt van uit de stuurpost in de laadplaats van 585, op 15 m afstand. De machinist ziet de machine niet en moet bijgevolg tastenderwijze de juiste stand zoeken om de tanden te doen ingrijpen. Daar de tandensteek eigenlijk tamelijk klein (de kooienstand kan op 20 mm na ingesteld worden) en de tandeningang iets afgeschuind zijn, levert dit geen moeilijkheid op : het verstellen van de kooien duurt 1 à 2 minuten en moet slechts een paar keer per post uitgevoerd worden.

Vanzelfsprekend zijn het koppelingsmechanisme en de rem van de losse trommel met elkaar verrendeld, zodat de losse trommel steeds onder controle blijft.

De lier is bovendien met de stuurpost over een Bowden-kabel verbonden, die de diepte-aanwijzer en de tachymeter aandrijft. Eindelijk zijn er nog op de lier zelf een centrifugale schakelaar (snelheidscontrole onafhankelijk van de soepele ver-

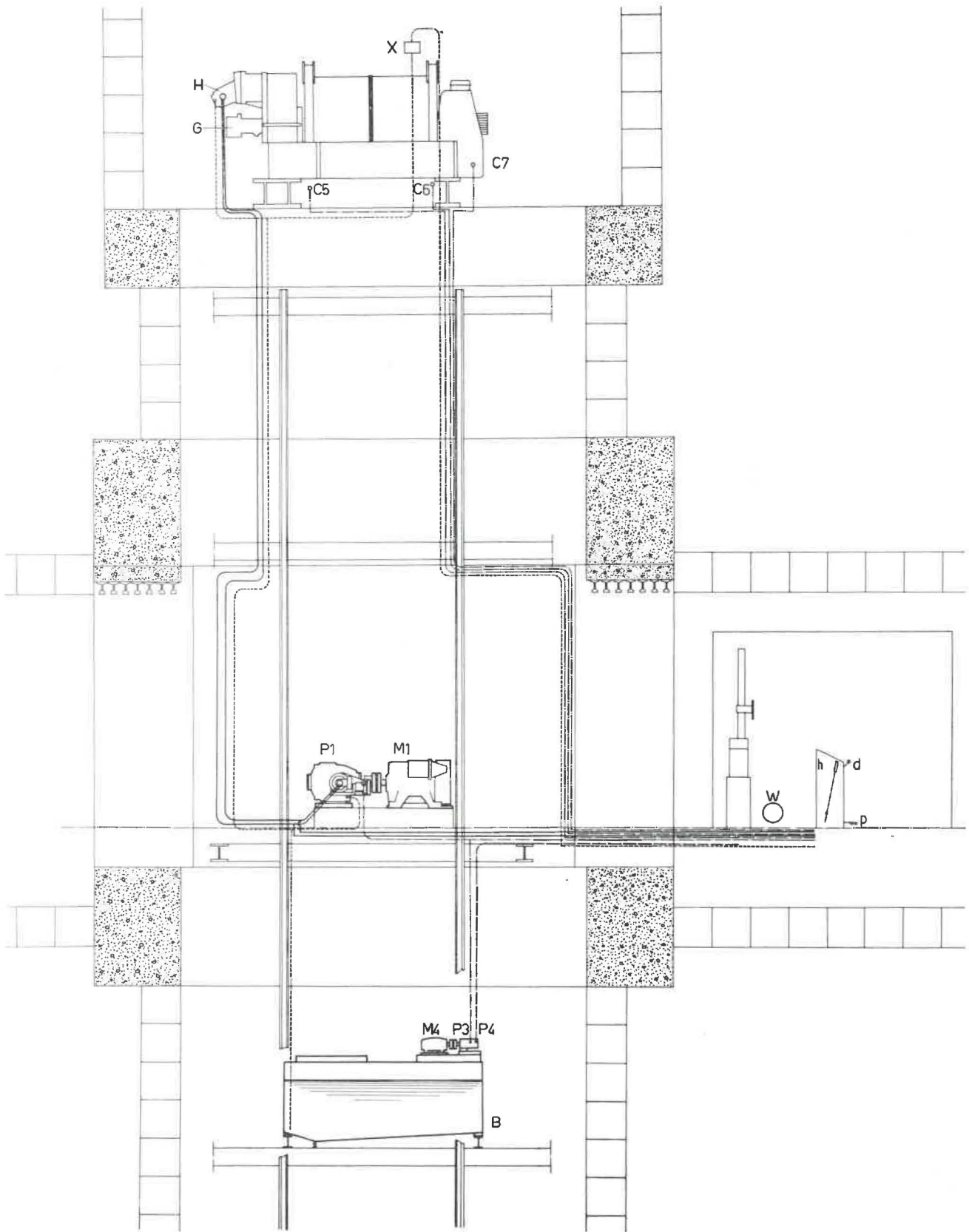


Fig. 14.

Disposition générale de l'installation (pour les repères, voir fig. 19).
 Algemene schikking van de installatie (voor de symbolen, zie fig. 19).

(fig. 10) et un interrupteur fin de course (contrôle de la position de l'accouplement) (fig. 12 et 13).

Ces deux appareils sont les seuls qui soient en exécution antigrisouteuse.

Le treuil ainsi que ses accessoires ont été construits par la S.A. du Thiriau à La Croyère.

binding) (fig. 10) en een eindekoersschakelaar (controle van de stand van de koppeling (fig. 12, 13) aangebracht. Deze beide apparaten zijn de enigsten in mijngasveilige uitvoering.

De lier, met toebehoren, werd door de S.A. Ateliers du Thiriau te La Croyère, gebouwd.

3. EQUIPEMENT HYDRAULIQUE

31. Transmission hydrostatique.

La pompe principale P_1 (HAP 40/7) est montée avec le moteur électrique, qui l'entraîne au moyen d'un accouplement élastique Debex, sur un châssis (1750 \times 900) et est installée dans l'envoyage lui-même dans la partie élargie du puits (fig. 15).

3. HYDRAULISCHE UITRUSTING

31. Hydrostatische overbrenging.

De hoofdpomp P_1 (HAP 40/7) is samen met de elektromotor (die haar over een DEBEX elastische koppeling aandrijft) op een raam gemonteerd (1750 \times 900) en is in de laadplaats zelf, in het uitgewijd gedeelte van de schacht, geïnstalleerd

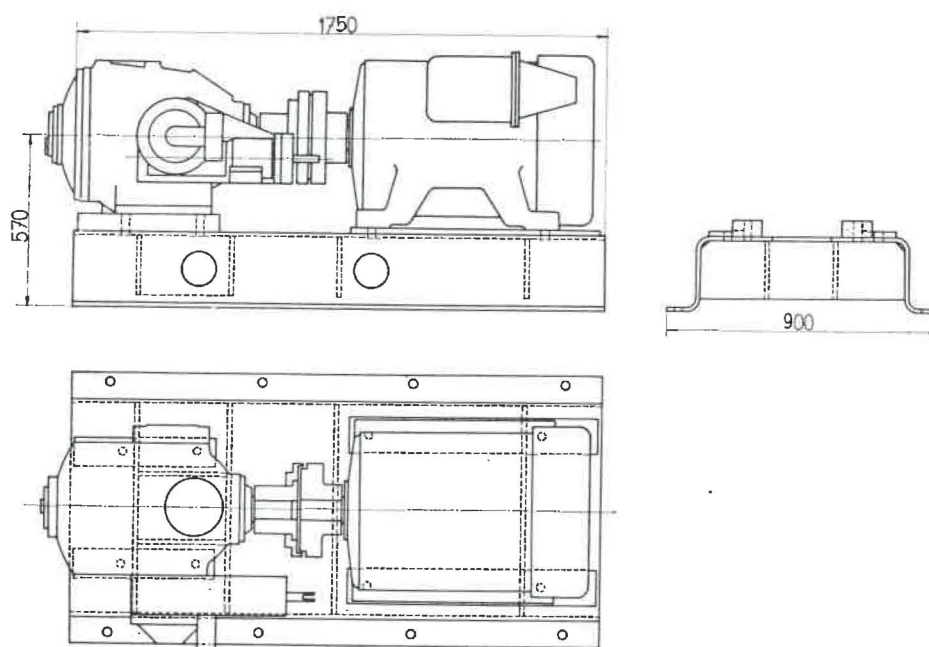


Fig. 15.
Dimensions extérieures du groupe principal.
Buiten afmetingen van de hoofdgroep.

Le débit est réglé en faisant varier l'inclinaison de la pompe au moyen d'un servo-moteur R qui est bridé sur le carter de la pompe (fig. 16).

(fig. 15). Het debiet wordt door het zwenken van de pomp bij middel van een servomotor R ingesteld, die aan de pomp aangeflenst is (fig. 16).

32. Conduites principales.

La pompe P_1 est reliée avec le moteur hydraulique installé sur le treuil (fig. 14) par des tuyauteries d'acier, sans soudure, ayant respectivement 49 et 65 mm comme diamètres intérieur et extérieur.

Les accouplements sont des accouplements EO (Ermeto-Original), mais, pour des diamètres aussi grands, les écrous extérieurs Ermeto sont remplacés par des brides où sont logées trois vis (fig. 17).

32. Hoofdleidingen.

De pomp P_1 is met de hydraulische motor H (op de lier) (fig. 14) over naadloze stalen buizen met respectievelijk 49 en 65 mm als inwendige en uitwendige doormeters verbonden. De koppelingen zijn EO (Ermeto-Original) snijringkoppelingen, doch, voor zulke doormeters, worden de uitwendige Ermeto-moeren door flenzen met drie schroeven vervangen (fig. 17). Hier werden starre buizen verkozen, omdat de binnenschacht buiten

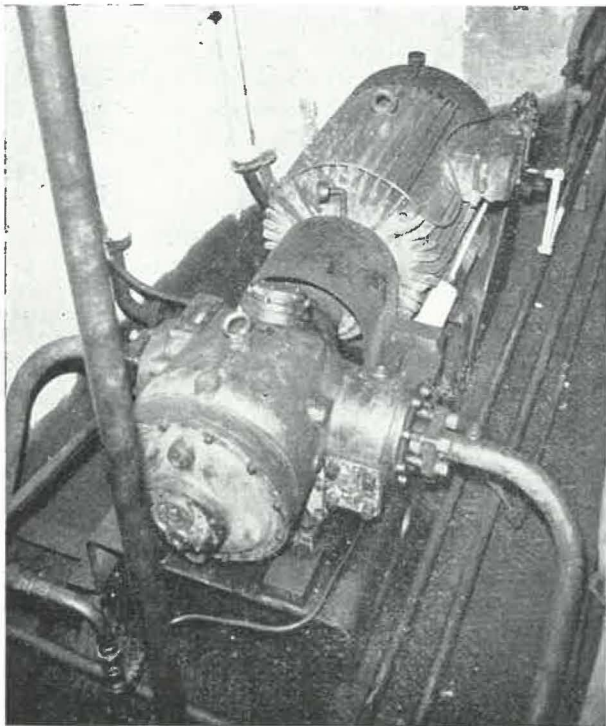
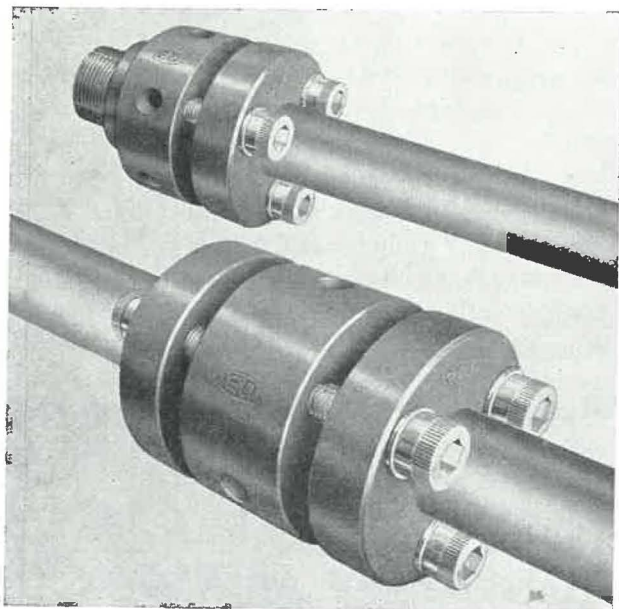


Fig. 16.

Vue du groupe pompe-moteur principal; au côté droit de la pompe, le servo-régulateur et, peinte en blanc, la liaison mécanique avec le poste de commande. A l'avant-plan, la conduite de retour (verticale).

Zicht van de pomp-motorgroep. Aan de rechterzijde van de pomp: de servoregelaar en (in het wit geschilderd) de mechanische verbinding met de stuurstand. Op de voorgrond (loodrecht): de retourleiding.



Dans le cas présent, on a choisi des tuyauteries rigides car le burquin se trouve en dehors de l'influence des exploitations actuelles et futures, et, par conséquent, on escompte peu de mouvements de terrain.

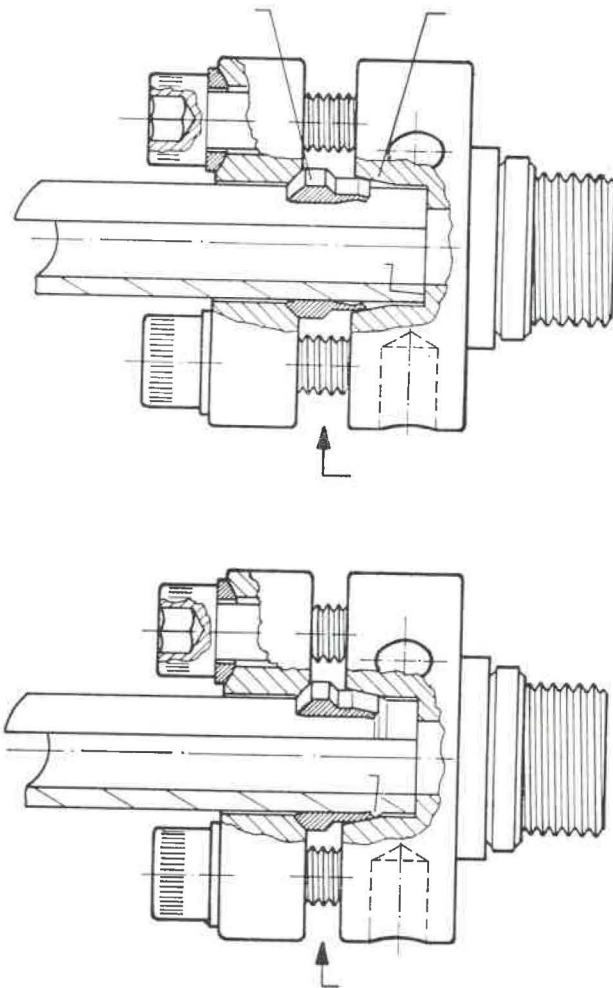


Fig. 17.

Accouplement Ermeto à brides. Les 3 vis extérieures forcent, par l'intermédiaire de la bride extérieure, une bague dans le cône de la pièce de droite et dans la matière du tuyau. L'accouplement peut être démonté, tourné autour de son axe et remonté.

Ermeto-flenskoppeling. De drie buitenste schroeven drukken, bij middel van de buitenflens, een snijring in de kegel van het middenstuk en in de materie van de buis. De koppeling kan gelost, gedraaid en terug vastgezet worden.

Fig. 17 bis.

Accouplement Ermeto - Vue extérieure.
Ermeto-flenskoppeling - Buitenzicht.

de invloed staat van de huidige en toekomstige ontginning, en bijgevolg weinig grondbeweging te verwachten is.

De buizen zijn aan de betonwand bevestigd en moeten de vorm ervan volgen. Er viel niet aan te

Les tuyaux sont fixés à la paroi de béton et doivent en suivre la forme.

Il n'était pas question de souder sur place ou d'y courber des tuyaux. Ceux-ci devaient par conséquent être fournis, complètement parachevés, d'Allemagne. Le tracé a été étudié soigneusement de façon à réaliser le circuit, dans la mesure du possible, avec des éléments interchangeables, et grâce aux courbes nécessaires, à obtenir une certaine possibilité de déformation.

L'ajustement de la distance verticale, au moment du montage, a été rendu possible en sciant, sur place, deux tuyaux droits pour les mettre à longueur exacte. Au point haut de la tuyauterie, ont été prévus des bouchons de désaération.

La propreté de ces tuyaux est de la plus haute importance. En aucun cas, des poussières, de la rouille ou des scories de soudure ne peuvent se trouver sur la paroi intérieure. Avant de descendre dans le fond, les tuyaux ont été décapés intérieurement au moyen d'une solution chaude d'acide sulfurique à 10 %, puis ils ont été rincés avec le liquide hydraulique et refermés avec des bouchons de bois. Grâce à ces précautions, le montage lui-même s'est fait sans aucune difficulté. Bien entendu, les trous de fixation, dans la paroi en béton, ont été forés après montage de la tuyauterie.

3. Pompe auxiliaire et réservoir.

Le réservoir à liquide B se trouve 3,50 m en-dessous de la pompe principale (fig. 14), contre la paroi nord du burquin, de telle sorte que toutes les fuites peuvent facilement y être rassemblées et que le remplissage à partir de l'envoyage peut se faire par gravité. Ce réservoir est fermé et isolé de l'atmosphère par un filtre à air. Il a une contenance de 1500 litres et est divisé intérieurement par un écran pour favoriser la décantation de liquide. Sur le couvercle du réservoir est installée la pompe auxiliaire P₃ et P₄ avec le moteur de 5 ch qui l'entraîne. Cette pompe auxiliaire est constituée de deux pompes à ailettes Vickers dans un seul carter avec une aspiration commune à travers un filtre F₄ et deux refoulements séparés, l'un à 8 kg/cm² (circuit de gavage : 100 litres/min) et l'autre 40 kg/cm² (circuit de commande : 10 litres/min). Cependant le filtre F₄ est actuellement hors service. Il semble provoquer de la cavitation dans la pompe. Le réservoir contient normalement 1000 litres de HYDRAN 37 FR/B 2232 de Purfina (phosphate de tricrésyle). Au moment du remplissage, il faut soigneusement éviter toute pollution. Un interrupteur à flotteur et un thermostat contrôlent le niveau et la température du liquide.

denken ter plaatse te lassen of te buigen : de buizen moesten gans afgewerkt uit Duitsland geleverd worden. Het tracé werd zorgvuldig bestudeerd om zoveel mogelijk met uitwisselbare elementen uit te komen, en, dankzij de noodzakelijke bogen, een zekere vervormbaarheid te bekomen. Een bepaalde regelmogelijkheid van de verticale afstand bij de montage werd voorzien door twee rechte buizen terplaatse op de juiste lengte te zagen.

In de hoogste punten werden ontluchtingsstoppen voorzien.

De zuiverheid van die buizen is van het grootste belang; stof, roest of lasslakken mogen in geen geval op de binnenwand aanwezig zijn. Alvorens in de ondergrond af te gaan werden de buizen met een warme 10 % H₂SO₄ oplossing gebeitst, met hydraulische vloeistof inwendig gespoeld, en met houten stoppen afgedicht. Dankzij deze voorzorgen leverde de eigenlijke montage geen enkele moeilijkheid. De bevestigingsgaten in de betonnen wanden werden vanzelfsprekend na de montage geboord.

33. Hulppompen en tank.

De vloeistoftank B bevindt zich 3,50 m onder de hoofdpomp (fig. 14), tegen de noordwand van de binnenschacht, zodat al de lekken er gemakkelijk kunnen afgevoerd worden, en de vulling van uit de laadplaats door de zwaartekracht kan geschieden. De tank is gesloten en met de buitenlucht over een luchtfilter verbonden. Zij heeft een inhoud van 1500 l en is inwendig door een scherm verdeeld om decantatie van de vloeistof te bevorderen. Op het deksel van de tank is de gecombineerde hulppomp (P₃ en P₄) met de aandrijvende motor (5 pk) gemonteerd. Deze hulppomp bestaat uit twee aaneengebouwde vleugelpompen Vickers, met een gemeenschappelijke aanzuiging over een filter F₄, en twee gescheiden uitlaten op respectievelijk 8 kg/cm² (voedingskring 100 l/min) en 40 kg/cm² (stuurkring : 10 l/min). De filter F₄ is echter tegenwoordig buiten dienst; hij scheen de oorzaak te zijn van cavitatie in de pomp.

De tank bevat normaal 1000 l Hydran 37 FR/B 2232 van Purfina (tricresylfosfaat-esther). Bij het vullen dient iedere bevuilding zorgvuldig vermeden te worden. Een vlotter-schakelaar en een thermostaat controleren het peil en de temperatuur van de vloeistof.

34. Appareillage et poste de commande.

Tout le reste de l'appareillage est rassemblé dans un poste de commande et autour de celui-ci, dans une niche de 2 m \times 3 m, creusée dans la paroi de l'envoyage de 585, à \pm 6 m du puits (fig. 18).

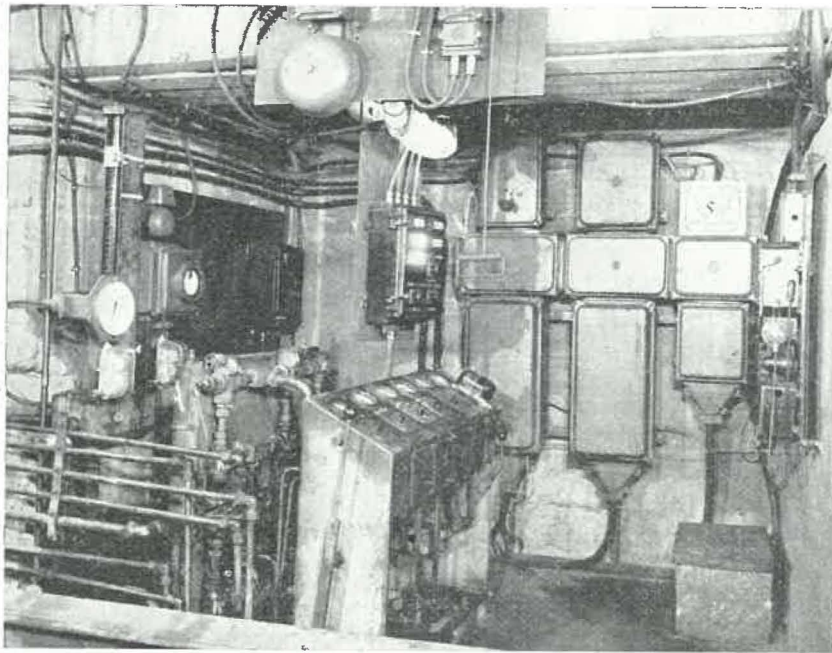


Fig. 18.

Poste de commande. Sur le pupitre on voit les manomètres, les boutons de commande et la double lampe indiquant la position de l'accouplement. Les distributeurs hydrauliques sont incorporés dans le pupitre. Derrière celui-ci, l'étagère avec les soupapes de sécurité, et les clapets anti-retour. Sur quelques appareils, on reconnaît les symboles de la fig. 19. À gauche, l'indicateur de profondeur avec tachymètre. Au-dessus du pupitre, les appareils de signalisation. Dans le fond de la niche, les appareils électriques et le téléphone.

Stuurstand. Op de lessenaar ziet men de manometers, de stuurknoppen en de dubbele lamp voor de standaanduiding van de koppeling. De hydraulische schuiven zijn ingebouwd. Achter de lessenaar: de rek met veiligheids- en terugslagkleppen (op enkele apparaten kan men de symbolen van fig. 19 herkennen). Links, de diepteaanwijzer met de tachymeter. Boven de lessenaar, de signalisatie-apparaten. Achterin de elektrische schakelkasten en de telefoon.

Le poste de commande a la forme d'un pupitre dans lequel sont rassemblés les appareils de mesure et les boutons poussoirs et leviers de commande. Les soupapes de sécurité et les clapets anti-retour sont placés avec l'accumulateur sur une étagère installée juste devant le poste de commande. Celui-ci est relié à la pompe principale, à la machine et au réservoir, par un réseau de tuyaux Ermeto avec accouplements ordinaires à écrous, qui sont fixés bien en ordre le long de la paroi. Autour du poste de commande se trouvent les appareils de conditionnement, d'alimentation électrique et de signalisation.

Le machiniste voit directement les cages à l'envoyage supérieur, dans la même direction que l'indicateur de profondeur et le tachymètre.

Nous décrirons la fonction des différents appareils hydrauliques, circuit par circuit (fig. 19).

34. Apparatuur en stuurstand.

Alle andere apparatuur is samengebracht in en rond de stuurstand, in een nis van 2 \times 3 m in de wand van de laadplaats van 585, op \pm 6 m van de schacht (fig. 18).

De stuurpost heeft de vorm van een lessenaar waar de meetapparaten en de stuurknoppen, -schuiven en -hefbomen ingebouwd zijn. De veiligheids- en terugslagkleppen, met de accumulator, zijn op één rek samengebouwd, juist vóór de lessenaar. De stand is met hoofdpomp, machine en tank door een stel Ermeto-buizen verbonden (gewone moerkoppelingen) die ordelijk langs de wand bevestigd zijn. Rond de stuurpost zijn de conditioneringsapparaten, de elektrische voeding en de signalisatieinrichtingen geschikt, terwijl de machinist rechtstreeks de kooien op de bovenste laadplaats ziet, in dezelfde blikrichting als de diepteaanwijzer en de tachymeter.

Het best kunnen wij de functie van de verschillende hydraulische apparaten kring per kring ontleden (fig. 19).

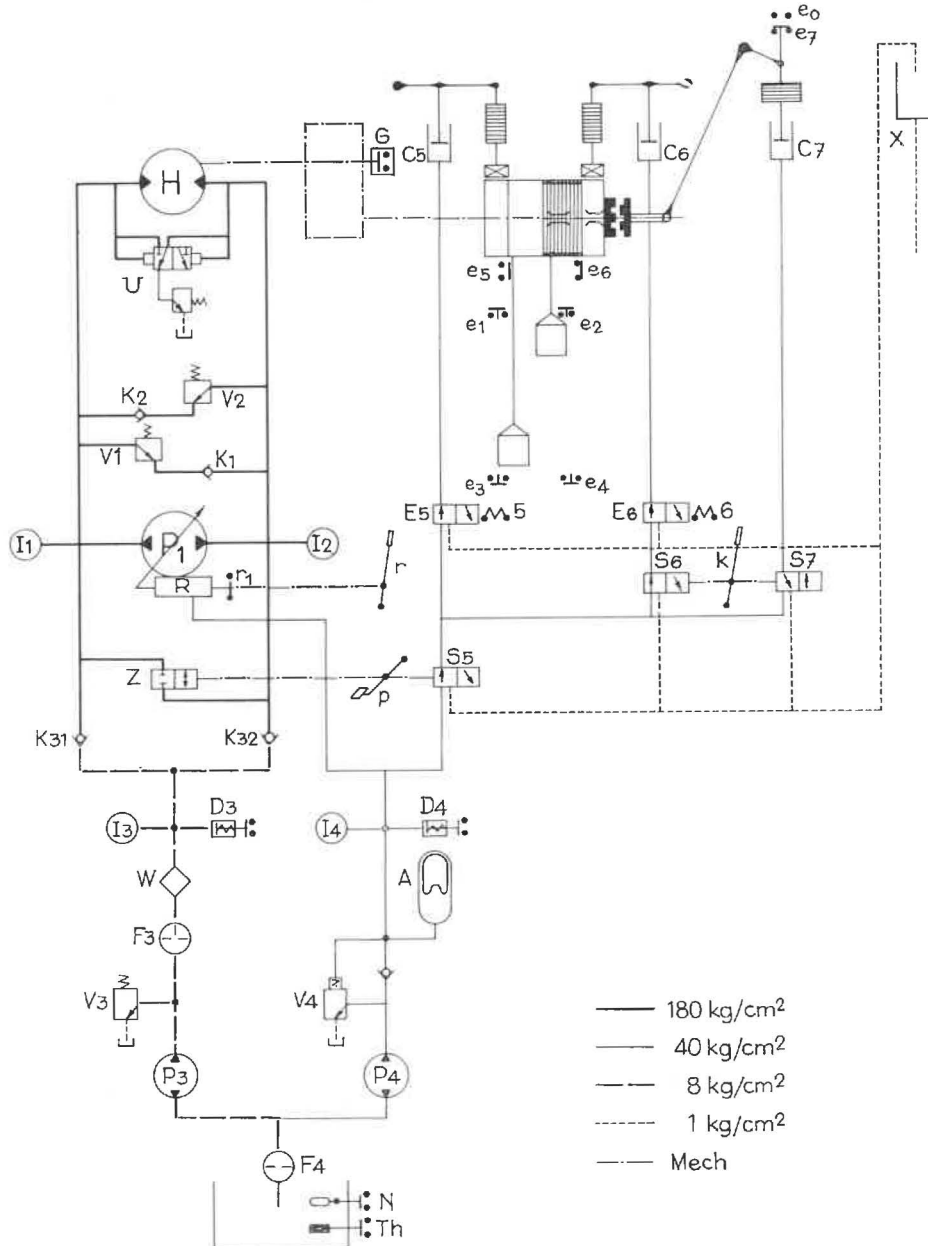


Fig. 19.

Schéma hydraulique — Hydraulisch schema.
Explication des repères — Symbolenverklaring.

A : Accumulateur - Akkumulator — B : Réservoir - Tank — C : Cylindre de commande - Bedieningscilinders — D : Mancontact - Drukkontakten — E : Electro-vanne - Elektroventielen — F : Filtre - Filters — G : Interrupteur centrifuge - Centrifugale schakelaar — H : Moteur hydraulique - Hydromotor — I : Manomètre - Manometer — K : Clapet anti-retour - Terugslagkleppen — N : Interrupteur à flotteur - Niveauschakelaar — P : Pompe - Pomp — R : Servo-régulateur - Servoregelaar — S : Tiroir de commande - Bedieningsschuiven — Th : Thermostat - Thermostaat — U : Soupape de rinçage - Spoelklep — V : Soupape de surpression - Overdrukklep — W : Echangeur de chaleur - Warmtewisselaar — X : Vase d'équilibre - Evenwichtsvat — Z : Soupape de court-circuit - Kortsluitklep — 1-2 : Circuit principal - Hoofdkring — 3 : Circuit de gavage - Voedingskring — 4 : Circuit de commande - Stuurkring — 5 : Frein du tambour fixe - Rem vaste trommel — 6 : Frein du tambour fou - Rem losse trommel — 7 : Commande de l'accouplement - Bedienung koppeling — e : fin de course - eindekoersschakelaars — k : levier de débrayage - ontkoppelingshefboom — p : pédale de frein - rempedaal — r : levier de vitesse - snelheidshefboom — r1 : micro switch - microswitch

35. Circuit principal (index 1 et 2).

Le circuit principal comporte, pour chaque direction du couple de la charge, une soupape de sécurité V_1 ou V_2 (celles-ci sont, ici, dédoublées à cause du débit). Chaque soupape est protégée par

35. Hoofdkring (index 1 en 2).

De hoofdkring omvat, voor iedere koppelrichting van de belasting, een overdrukventiel V_1 of V_2 . (Deze zijn hier, omwille van het te verwerken debiet, ontubbeld). Ieder ventiel is door een

un clapet anti-retour K_1 , K_2 contre la pression inverse. Ces soupapes limitent la pression à 180 kg/cm^2 , et par conséquent, le couple de la machine à 3800 mkg . Elles fonctionnent en circuit fermé et renvoient le liquide, non pas vers le réservoir, mais vers le côté basse pression de la pompe principale.

En outre, celle-ci est court-circuitée par un distributeur Z au moment où les freins sont appliqués : ceci, de façon à écouler le débit résiduel qui subsiste à cause de l'inexactitude du rappel à 0 de la pompe et à éviter que la pression ne monte exagérément.

Enfin, deux manomètres I_1 et I_2 sont raccordés sur le circuit principal de sorte que le machiniste a toujours une idée de la charge qu'il y a sur la machine.

36. Circuit de gavage (index 3).

Le débit de gavage (80 litres/min) est fourni par la pompe P_3 à travers un filtre F_3 et un échangeur de chaleur eau-huile W, de sorte que c'est un fluide purifié et refroidi qui pénètre dans le circuit principal à travers les clapets anti-retours K_{31} et K_{32} .

Ce liquide revient au réservoir, partiellement par les fuites qui sont rassemblées dans les carters de la pompe principale et du moteur, et partiellement par la soupape de rinçage U qui crée, sous l'action d'un distributeur hydraulique, une fuite intentionnelle du côté basse pression du moteur hydraulique, de façon à réaliser, en toutes circonstances, un certain renouvellement du liquide qui s'échauffe dans le circuit principal. Logiquement, cette soupape de rinçage a été placée le plus loin possible des clapets d'alimentation.

Une soupape de sécurité V_3 limite la pression dans le circuit de gavage. En effet, la pompe P_3 est une pompe à ailettes, donc une pompe volumétrique. La différence entre le débit constant de cette pompe et la somme des débits de fuite et de rinçage doit pouvoir s'échapper vers le réservoir. Dans la soupape de surpression V_3 , le liquide est laminé, mais comme la pression n'est pas très élevée, ce laminage ne provoque pas un échauffement exagéré.

Cette soupape de sécurité est placée en amont du filtre F_3 , de façon à protéger la pompe dans le cas d'une obstruction de ce filtre. Par contre, les appareils de contrôle, manomètre I_3 et manostat D_3 , ont été placés en aval.

L'échangeur de température W est raccordé également au réseau d'eau à 20 kg/cm^2 , et de telle façon que le machiniste puisse voir l'eau s'écouler. Cet appareil peut écouler $14.000 \text{ kcal/heure}$, mais il n'est utilisé que d'une façon intermittente de façon à maintenir la température du liquide aux environs de 45° (le maximum permis est de 70°C).

terugslagklep $K_1 - K_2$ tegen de omgekeerde druk beschermd. Die ventielen beperken de druk op 180 kg/cm^2 , en dus het koppel van de machine op 3800 mkg .

Zij werken in gesloten omloop, en sturen de vloeistof niet naar de tank, doch naar de lagedrukzijde van de pomp terug.

Verder wordt de hoofdpomp door een kortsluitventiel Z kortgesloten wanneer de remmen opgelegd worden; dit om het zeer klein debiet, dat door een onnauwkeurigheid van de nulstandregeling zou overblijven, af te leiden, en het oplopen van de druk te vermijden.

Op de hoofdkring zijn eindelijk twee manometers I_1 en I_2 aangesloten, zodat de machinist steeds een gedacht zou hebben van de machine belasting.

36. Voedingskring (index 3).

Het voedingsdebiet (80 liter/min) wordt door de pomp P_3 doorheen een filter F_3 en een wateroliewarmtewisselaar W gejaagd, zodat over de terugslagkleppen K_{31} en K_{32} een zuivere en afgekoelde vloeistof in de lagedrukzijde van de hoofdkring toegevoerd wordt. Die vloeistof komt naar de tank terug : gedeeltelijk langs de lekken die in de carters van hoofdpomp en motor vergaard worden, en gedeeltelijk langs de spoelklep U die aan de lage drukzijde van de hydromotor langs een hydraulisch gestuurde verdeler een kunstmatig lek schept, om steeds een bepaalde verversing van de in de hoofdkring verwarmde vloeistof tot stand te brengen. Logischerwijze werd de spoelklep zo ver mogelijk van het voedingspunt geplaatst.

Een overdrukklep V_3 beperkt de druk in de voedingskring.

Daar de vleugelpomp P_3 een volumetrische pomp is, moet inderdaad het verschil tussen het (vast) debiet van de pomp, en de som van de (veranderlijke) lekken en spoelingsdebieten, naar de tank afgevoerd kunnen worden. In de overdrukklep V_3 wordt de vloeistof wel gesmoord, doch aangezien de druk niet zeer hoog is veroorzaakt dit geen overmatige opwarming van de vloeistof.

De klep is stroomopwaarts van filter F_3 opgesteld, om de pomp ook tegen een verstopping van deze filter te beschermen. De controleapparaten (Manometer I_3 en drukschakelaar D_3) integendeel, werden stroomafwaarts geplaatst.

De warmtewisselaar W is anderzijds op het waternet op 20 kg/cm^2 aangesloten, en wel zodanig dat de machinist het water kan zien stromen. Het apparaat kan 14000 kcal/uur afvoeren, maar wordt slechts intermitterend in dienst gesteld, om de vloeistoftemperatuur rond 45°C te houden (toegelaten maximum 70°C).

Enfin on a encore raccordé sur le circuit de gavage, un petit tuyau qui n'est pas indiqué sur le schéma et qui apporte une petite quantité de liquide au palier extérieur du moteur hydraulique de façon à le lubrifier et à le refroidir (voir paragraphe 03).

37. Circuits de commande (index 4 à 7).

Les circuits de commande (servo-régulateur de la pompe, freins, accouplement) travaillent à une pression de 40 kg/cm^2 qui est fournie par la pompe P_4 . Les appareils qui sont raccordés sur ce circuit ne consomment normalement aucun débit. Cependant, au moment où une manœuvre doit être effectuée (changement de l'angle d'inclinaison de la pompe, levée des freins), il faut disposer rapidement d'une quantité de liquide suffisante pour remplir les cylindres de manœuvre : entretemps, il n'y a pas d'autre consommation que les fuites.

Pour pouvoir fournir avec une petite pompe, sans variation de pression exagérée, des débits variant rapidement, on a installé dans ce circuit un accumulateur A : celui-ci est une bouteille d'acier dans laquelle se trouve une vessie remplie d'azote sous une pression de 35 kg/cm^2 . Aussi longtemps que les appareils ne consomment pas d'huile, l'accumulateur se remplit avec le liquide débité par la pompe, tandis que la vessie est comprimée. Lorsque la pression de 40 kg/cm^2 est atteinte, la pression du liquide fait ouvrir la soupape de décharge V_4 : le refoulement de la pompe est alors court-circuité vers le réservoir, sans laminage, et la pompe ne consomme théoriquement plus de puissance, tandis qu'elle est séparée du réseau par un clapet anti-retour. Lorsqu'un des cylindres doit être rempli, le gaz se détend, et l'accumulateur fournit la quantité d'huile nécessaire. La soupape V_4 se ferme automatiquement dès que la pression dans la tuyauterie tombe en dessous de 35 kg/cm^2 . De cette façon, la pression se trouve stabilisée, sans devoir laminer un liquide à 40 kg/cm^2 de pression.

Comme le circuit de gavage, le circuit de commande est pourvu de manomètre I_4 et manostat D_4 ; l'installation est arrêtée automatiquement en cas d'absence de pression de gavage ou de commande.

La pression de commande alimente :

1. L'espace annulaire du servo-régulateur R de la pompe principale (fig. 20). Un petit piston pilote, actionné mécaniquement, se déplace dans l'alésage central du piston principal. Aussitôt que la tête de ce petit piston pilote ne se trouve pas en face d'une ouverture latérale dans le piston principal, la plus grande face de celui-ci se trouve, ou bien alimentée en liquide sous pression, ou

Op de voedingskring is eindelijk nog een kleine leiding aangesloten (op het schema niet aangeduid) om aan het buitenleger van de hydro-motor een kleine hoeveelheid vloeistof voor smering en afkoeling aan te voeren (zie 03).

37. Stuurkringen (index 4 tot 7).

De stuurkringen (pompregelaar, remmen, koppeling) werken op een druk van 40 kg/cm^2 , die door de pomp P_4 geleverd wordt. De toestellen die hierop aangesloten staan verbruiken normaal niets. Doch op het ogenblik van een manœuvre (verandering van de zwenkhoek van de pomp, lichten van de remmen) moet heel snel vloeistof genoeg toestromen om de bedieningscilinders te vullen; tussentijd is er echter geen ander verbruik dan de lekken.

Om zonder overdreven drukschommelingen plots veranderende debieten met een kleine pomp te kunnen leveren, heeft men in deze kring een accumulator A ingebouwd : dit is een stalen fles waarin zich een blaas bevindt met stikstof onder een druk van 35 kg/cm^2 gevuld. Zolang de toestellen geen olie verbruiken vult zich de fles met de vloeistof die door de pomp wordt afgegeven, terwijl de blaas samengedrukt wordt. Wanneer de druk 40 kg/cm^2 bereikt dan drukt de vloeistof het ontlastingsventiel V_4 open : de pompuitlaat wordt zonder smoring naar de tank kortgesloten en de pomp verbruikt dus geen vermogen meer, terwijl zij door een ingebouwde terugslagklep van het net gescheiden wordt. Wanneer een cylinder gevuld moet worden, dan ontspant zich het gas, en levert de accumulator de nodige hoeveelheid vloeistof. Ventiel V_4 sluit zich automatisch zodra de druk in het net onder 35 kg/cm^2 terug valt. Op die wijze wordt de druk gestabiliseerd, zonder vloeistof onder 40 kg/cm^2 bestendig te moeten smoren.

Zoals de voedingskring is de stuurkring voorzien van manometer I_4 en drukschakelaar D_4 ; de installatie wordt stilgezet bij afwezigheid van voedings- of stuurdruk.

De stuurdruk voedt :

1. De ringvormige ruimte van de servo-regelaar R van de hoofdpomp (fig. 20); een mechanisch bediend pilootzuigertje beweegt zich in een boring van de hoofdzuiger. Zodra de kop van de pilootzuiger zich niet tegenover een zijdelingse boring in de hoofdzuiger bevindt wordt het hoofdvlak van deze laatste met olie onder druk gevoed ofwel

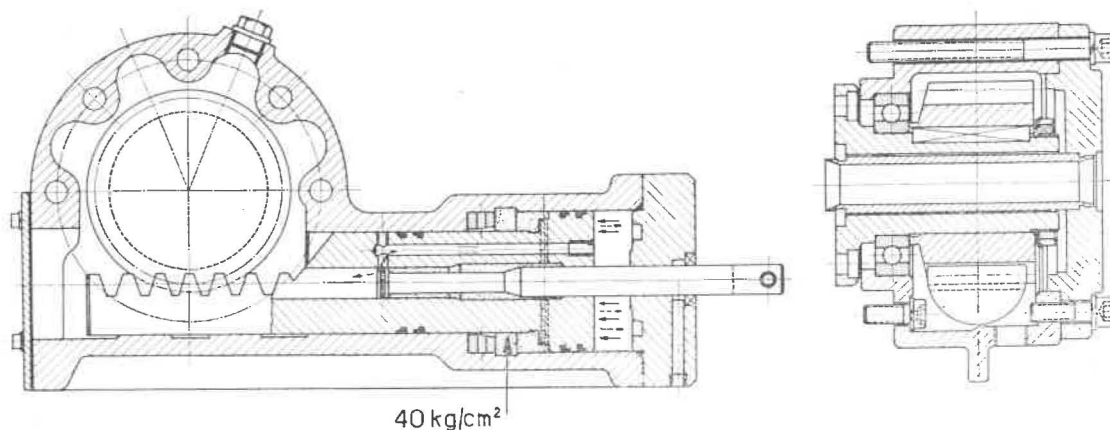


Fig. 20.

Servo-régulateur pour le balancement de la pompe. Lors d'un déplacement vers la gauche du piston pilote, l'huile suit les flèches en plein. La grande surface du piston est mise sous pression et le piston se déplace vers la gauche. Lors d'un déplacement vers la droite, l'huile suit les flèches interrompues. La surface du piston est déchargée et le piston différentiel se déplace vers la droite.

Servoregelaar voor de uitzwenking van de pomp. Bij een verplaatsing naar links van de pilootzuiger volgt de olie de volle pijlen: de grote zuigeroppervlakte wordt onder druk gezet en de zuiger verplaatst zich naar links. Bij een verplaatsing naar rechts volgt de olie de onderbroken pijlen. De zuigeroppervlakte wordt ontlast en de differentiale zuiger verplaatst zich naar rechts.

bien réunie au réservoir, et le piston différentiel se déplace jusqu'à ce que sa position corresponde de nouveau avec celle du piston pilote. Le piston principal forme une seule pièce avec une crémaillère qui provoque le pivotement de la poire de la pompe par l'intermédiaire d'un engrenage.

2. Les cylindres de freins C_5 et C_6 sont généralement alimentés simultanément par l'action de la pédale de frein p sur le distributeur à trois voies S_5 (la pédale p agit simultanément sur la soupape de court-circuit Z). Cependant, les freins ne peuvent pas être levés si les électro-vannes E_5 et E_6 ne sont pas excitées (circuits de sécurité). De plus le frein C_6 du tambour fou est séparé par le distributeur S_6 de la source de pression et mis au réservoir au moment où on actionne le levier k qui commande le débrayage du tambour.

3. Le cylindre qui commande l'accouplement C_7 est manœuvré par le distributeur S_7 ; la liaison mécanique entre le levier k et le distributeur S_6 et S_7 est telle qu'il faut nécessairement appliquer le frein avant de pouvoir ouvrir l'embrayage. Ce verrouillage hydraulique est complété par des contacts « fin de course » e_0-e_7 qui verrouillent supplémentaires l'électro-vanne E_6 . Pour permettre aux trois cylindres C_5 , C_6 et C_7 de pivoter légèrement, ils sont reliés aux tuyauteries par des flexibles en téflon avec tresses de protection extérieures en fil d'acier, de 1 m de longueur, visibles sur les figures 9, 12 et 13.

38. Circuit de retour.

En principe, toutes les fuites pourraient être rassemblées avec les échappements des distributeurs de manœuvre et être ramenées directement au réservoir. Cependant, les cylindres de manœuvre

met de tank verbonden, en verplaatst de zuiger zich totdat zijn stand weer met die van de piloot overeenkomt. De hoofdzuiger is uit een stuk met een heugel die langs een tandwiel het zwenken van de « peer » bepaalt.

2. De remcylinders C_5 en C_6 worden normaal langs het rempedaal p over de driewegenschuif S_5 gelijktijdig gelicht (pedaal p bedient tevens het kortsluitventiel Z). De remmen kunnen echter niet gelicht worden wanneer de elektroventielen E_5 en E_6 niet bekrachtigd worden (veiligheidsketen). Verder wordt de rem C_6 van de losse trommel door S_6 van de drukbron afgesneden en met de tank verbonden wanneer hefboom k voor de ont koppeling van de losse trommel bediend wordt.

3. De koppelingcylinder C_7 wordt langs schuif S_7 bediend: de mechanische verbinding van hefboom k met S_6 en S_7 is zo dat steeds eerst de rem opgelegd moet worden voordat de koppeling kan opengaan. Die hydraulische vergrendeling wordt aangevuld met eindekoerscontacten $e_0 - e_7$ die elektroventiel E_6 andermaal elektrisch vergrendelen.

Om de drie cylindres C_5 , C_6 , C_7 toe te laten lichtjes te zwenken, zijn zij met de buizen over teflon darmen (met stalendraad vlechtwerk beschermd) van 1 m lengte verbonden (op fig. 9, 12, 13 zichtbaar).

38. Retourkring.

Principieel zouden al de lekken samen met de uitlaten van de bedieningschuiven rechtstreeks naar de tank afgevoerd mogen worden. Aangezien echter de bedieningscylinders zich hier circa 12 m

se trouvent ici à peu près 12 m plus haut que le réservoir, et l'on pourrait craindre qu'après un arrêt de fonctionnement de quelque durée, le liquide descende par gravité vers le réservoir, tandis que l'air serait aspiré par les joints de cylindre dans la partie supérieure du système. La présence d'air dans les cylindres de manœuvre rendrait leur fonctionnement trop lent ou incertain. Pour éviter cet inconvénient, les échappements de tous les distributeurs et soupapes ont été réunis par une tuyauterie montante à un vase d'équilibre X placé un peu plus haut que les cylindres. Ceux-ci se trouvent donc toujours soumis à une pression statique positive de sorte que toute aspiration d'air peut être évitée avec certitude, tandis que l'on a, à l'échappement des distributeurs au poste de commande, une contre-pression de l'ordre de 1,4 kg/cm²; ces appareils doivent pouvoir supporter cette contre-pression. Un autre inconvénient, c'est que dans la conduite de retour de X vers le réservoir, de l'air peut être aspiré avec le liquide. Celui-ci ne doit donc présenter aucune tendance à la formation d'écume.

Cette tuyauterie descendante rassemble également les fuites et aboutit dans le réservoir, sous le niveau de liquide, derrière un écran perforé qui empêche le liquide de tourbillonner.

hoger bevinden dan de tank kon men vrezen dat, bij een bedrijfsoponthoud van enige duur, de vloeistof door de zwaartekracht uit de leidingen naar de tank zou zakken, terwijl lucht langs de cylinderdichtingen e.d. in het bovenste deel van het systeem ingezogen zou worden. De aanwezigheid van lucht in de bedieningscilinders zou hun werking traag of onzeker maken. Om dit te vermijden werden de uitlaten van alle schuiven en ventielen over een stijgende leiding met een evenwichtsvat X verbonden, dat iets hoger staat als de cilinders. Deze worden dus steeds aan een positieve statische druk onderworpen, zodat iedere luchtaanzuiging met zekerheid vermeden wordt, terwijl men aan de uitlaten van de schuiven, in de stuurstand, een tegendruk heeft van 1,4 kg/cm²: die apparaten moeten erop voorzien zijn. Nadelig is ook dat in de valleiding, van X naar de tank, lucht met de vloeistof meegesleept wordt; de vloeistof mag dus geenszins neiging vertonen tot schuimvorming.

Die valleiding verzamelt ook de lekken en mondt in de tank, onder het vloeistofniveau, uit, achter een geperforeerde tussenwand die opwerking van de vloeistof belet.

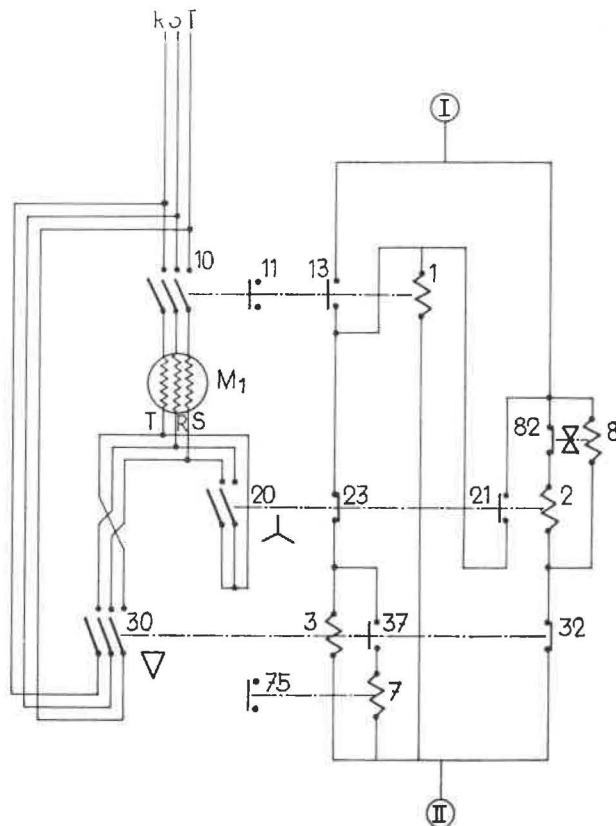


Fig. 21.

Démarrage en étoile-triangle. Les points I et II se rapportent à la fig. 22.

Ster-driehoekaanloopschakeling. Punten I en II verwijzen naar fig. 22.

Bobines de contacteurs - Contactspoelen
 1 : contacteur ligne - lijncontactor — 2 : contacteur étoile - «ster» contactor — 3 : contacteur triangle - «driehoek» contactor — 7 : relais pour électro-vannes - relais voor elektroventielen — 8 : relais à temps (12 s) - tijdsrelais (12 s) — M1 : moteur principal - hoofdmotor

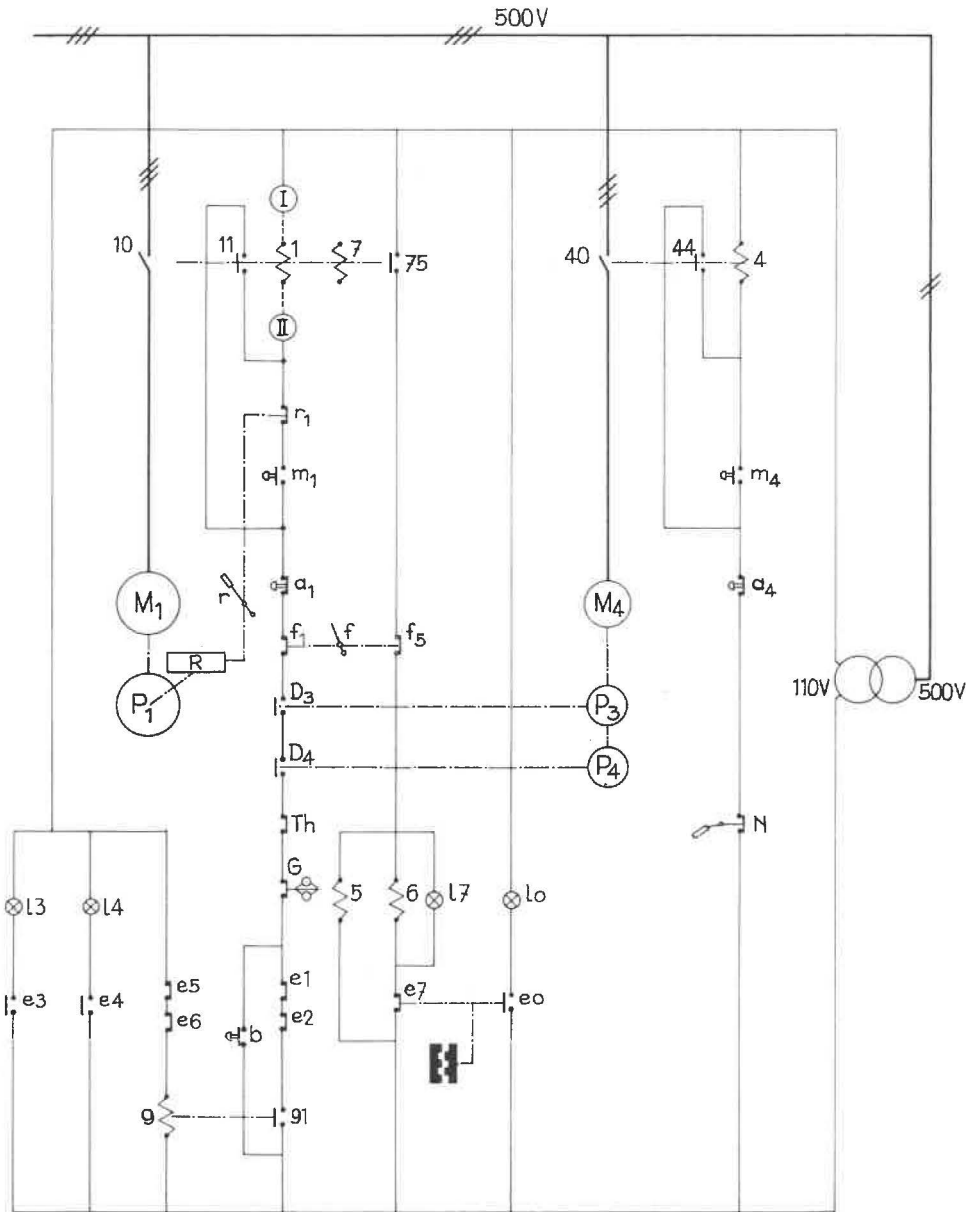


Fig. 22.

Schéma de verrouillage (le schéma de la fig. 21 vient s'insérer entre les points I et II).
 Schema van de vergrendelingen (het schema fig. 21 wordt tussen punten I en II ingeschakeld).

M1 : moteur principal - hoofdmotor — M4 : moteur auxiliaire - hulpmotor — a : bouton d'arrêt - haltknoppen — b : bouton de pontage - overbruggingsknop — l : lampes - lampen — m : boutons de démarrage - startknoppen — f : manette du frein de sécurité; noodremhandle — r1 : micro-switch - microswitch — e1-e2 : fin de course à 585 - eindekoersschakelaars op 585 — e3-e4 : fin de course à 660 - eindekoersschakelaars op 660 — e5-e6 : fin de course à 575 (le long du câble) - eindekoersschakelaars op 575 (langs de kabel) — e7-e0 : fin de course sur l'embrayage - eindekoersschakelaars op de koppeling — 4 : contacteur du moteur auxiliaire - hulpmotorcontacteur — 5-6 : bobines des électrovannes - elektroventielspoelen — 9 : bobine de relais - relaispoel — Autres symboles, voir fig. 19 - Andere symbolen, zie fig. 19.

4. EQUIPEMENT ELECTRIQUE

4. ELEKTRISCHE UITRUSTING

41. Moteur principal - démarrage.

41. Hoofdmotor — Aanlooppcedure.

Le moteur principal (130 ch, 1500 tr/min, 500 V, moteur à cage) démarre à vide (Cd/Cn = 0,33 — η = 93 %). Pour limiter l'à-coup de courant dans le réseau, le moteur est démarré en étoile-triangle au moyen de trois contacteurs

De hoofdmotor — 130 pk, 1500 tr/min, 500 V kooiankeromotor — loopt onbelast aan (Cd/Cn = 0,33 — η = 93 %). Om de stroompiek in het net te beperken wordt hij in ster-driehoekschakeling over drie contactoren aangesloten (fig. 21);

(fig. 21) : un contacteur de ligne 10, un contacteur « étoile » 20 et un contacteur « triangle » 30, avec leurs bobines respectives 1, 2 et 3. Les deux dernières se verrouillent l'une l'autre au moyen des contacts 23 et 32.

Lorsqu'on pousse sur le bouton de marche m_1 , on applique une tension de 110 V entre les points I-II de l'appareillage. La bobine 2 est excitée et la bobine 1 est alimentée, d'abord par le contact 21, ensuite par 13 (contact de maintien), tandis que la bobine 3 reste verrouillée par le contact 23 (démarrage étoile). Mais, simultanément, le relais temporisé 8 est excité : après 12 secondes, le contact 82 s'ouvre, ce qui déclenche la bobine 2 : la bobine 3 est alors alimentée par le contact 23 (connexion triangle), et la bobine 7 par le contact 37 (alimentation des électro-vannes).

42. Asservissements et freins.

Le fonctionnement du groupe principal (moteur-pompe) est empêché par un certain nombre de conditions auxquelles correspondent des contacts d'interrupteurs dans le circuit de sécurité (fig. 22) :

- lors du démarrage au moyen du bouton-poussoir m_1 , la pompe principale doit être en position 0 (débit nul) : à cet effet, un microswitch r_1 a été monté sur le servo; ces deux contacts sont court-circuités après le démarrage par le contact de maintien II
- la manœuvre du bouton d'arrêt a_1
- la manœuvre du frein de sécurité f
- un manque de pression dans le circuit de gavage D_3 ou de commande D_4
- une température trop élevée du liquide (thermostat Th)
- une vitesse exagérée : interrupteur centrifuge G sur le treuil
- atteinte des contacts fin de course e_1 , e_2 ou e_5 , e_6 . Pour pouvoir remettre la machine en marche, ceux-ci peuvent être temporairement court-circuités par un bouton-poussoir b sur le poste de commande.

Lorsque le courant, pour une raison quelconque (déclenchement d'un des organes de sécurité ou manque de tension) est coupé sur le groupe principal, ou si la manette du frein de sécurité est déplacée, les deux freins s'appliquent puisque l'alimentation des électro-vannes 5, 6 par le contact 75 ou f_5 est interrompue. En outre, le frein du tambour fou est verrouillé avec l'ouverture du mécanisme de débrayage par l'interrupteur fin de course. Ceci est indiqué par l'allumage de lampe l_7 , tandis que la lampe l_0 confirme l'achèvement de la manœuvre de débrayage (accouplement complètement ouvert).

een lijncontactor 10, een « ster » contactor 20 en een « driehoek » contactor 30, met hun respectievelijke spoelen 1, 2 en 3. De laatste beide vergrendelen elkaar over de contacten 23 en 32.

Bij het indrukken van de startknop m_1 wordt over de punten I - II van de startapparatuur de hulpspanning van 110 V aangelegd. Spoel 2 wordt bekrachtigd en 1 wordt eerst over 21, vervolgens over 13 gevoed (onderhoudskontakt), terwijl 3 door 23 gesperd blijft (sterschakeling). Maar tevens wordt tijdsrelais 8 bekrachtigd : na 12 seconden gaat contact 82 open, waardoor 2 uitvalt : 3 wordt dan over 23 gevoed (driehoeksschakeling), en 7 over 37 (voeding van elektroventielen).

42. Beveiliging en remmen.

De werking van de hoofdgroep (motor-pomp) is afhankelijk gesteld van een aantal voorwaarden, waarmee onderbrekingscontacten in de veiligheidsketen overeenkomen (fig. 22) :

- bij het starten met drukknop m_1 moet de hoofdpomp op nulstand (geen debiet) staan : hiertoe dient microswitch r_1 op de servoregelaar; die beide contacten worden na de aanloop door het onderhoudskontakt II overbrugd
- bediening van « halt »-knop a_1
- bediening van noodrem f
- te weinig druk in voedings- (D_3) of stuurkring (D_4)
- te hoge vloeistoftemperatuur (thermostaat Th)
- te hoge snelheid : centrifugale schakelaar G op lier
- bereiken van de einde-koerscontacten e_1 , e_2 of e_5 , e_6 . Deze kunnen, om de machine terug in gang te zetten, bij middel van een drukknop b op de stuurstand tijdelijk kortgesloten worden.

Wanneer de stroom, om welke reden ook (aanspreken van een der veiligheidsorganen of onderbreking van de spanning) op de hoofdgroep uitvalt, of wanneer de noodremhandle f bediend wordt, vallen beide remmen af, vermits de voeding van de elektroventielen 5 - 6 over kontakt 75, resp. f_5 , uitvalt. Bovendien is de rem van de losse trommel over het einde-koerskontakt e_7 met de opening van het koppelingsmechanisme vergrendeld. Dit wordt eveneens door lamp l_7 gemeld, terwijl lamp l_0 het voleindigen van het ontkopplingsproces (koppeling gans open) bevestigt.

43. Moteur de la pompe auxiliaire et protection.

Le moteur auxiliaire M_4 (5 ch, 1500 tr/min, 500 V) s'enclenche directement au moyen du contacteur 40 par la combinaison habituelle, bouton de démarrage m_3 , bouton d'arrêt a_4 , et circuit de maintien 44. La pompe auxiliaire est protégée par un contact à flotteur N, dans le réservoir, contre un manque de liquide. Dans ce cas, le groupe principal est arrêté également par l'intermédiaire des manostats D_3 et D_4 .

44. Contacts dans le puits.

Comme les positions des cages se prêtent à de nombreuses combinaisons, des contacts dans le puits sont indispensables. Ils fonctionnent tous magnétiquement.

Les interrupteurs magnétiques e_1 - e_2 sont installés 40 cm au-dessus de l'envoyage supérieur à 585. Ils sont actionnés par des aimants permanents montés sur les deux cages (distance d'influence 2 à 4 cm) et ils agissent directement sur le circuit de sécurité.

A l'envoyage inférieur (660), on a également installé des interrupteurs magnétiques. Cependant, comme les cages viennent buter là contre des blocs de bois fixes, ces « fins de course », selon leur position, ou bien ne seraient jamais atteints, ou bien provoqueraient l'arrêt du groupe principal à chaque translation. C'est pourquoi ils servent uniquement à commander des lampes de signalisation l_3 , l_4 qui sont placées sur l'indicateur de profondeur et qui avertissent le machiniste que les cages ont atteint la position inférieure et qu'il ne peut pas continuer à dérouler le câble. A ce moment se trouvent encore sur les tambours les trois tours de sécurité réglementaires.

Cependant pour prévenir d'une façon automatique que le câble ne se déroule complètement (avec comme conséquences possibles, prise de mou, enroulement en sens inverse, et dégradation du câble), on a installé juste en dessous du treuil des interrupteurs de « proximité » qui, du fait du déplacement latéral du câble lors du déroulement, détectent sa présence dans les deux derniers tours de la rainure du tambour (fig. 23).

Ces interrupteurs contiennent un double circuit magnétique, qui se trouve déséquilibré par la proximité d'un objet en fer et qui inverse un micro-contact. Cet appareil peut détecter la présence du câble à 2 cm de distance. Comme le pouvoir de coupure de ces appareils est nécessairement limité, ils agissent sur le circuit de sécurité par l'intermédiaire d'un relais 9.

Lorsque le groupe a été arrêté sous l'action d'un des relais « fin de course », le machiniste peut

43. Hulpoppomp motor en beveiliging.

De hulpmotor M_4 (5 pk, 1500 tr/min, 500 V) wordt rechtstreeks ingeschakeld over contactor 40 met de gewone combinatie startknop m_3 , haltknop a_4 , en onderhoudskring 44. De hulppomp is door het contact van een vlotter schakelaar N, in de tank, tegen een tekort aan vloeistof beveiligd. In dat geval wordt ook de hoofdgroep over de drukschakelaars D_3 - D_4 stopgezet.

44. Schachtcontacten.

Daar de kooistanden zich tot veel combinaties lenen zijn eindstandcontacten in de schacht onontbeerlijk. Zij werken allen magnetisch.

De magnetische schakelaars e_1 - e_2 zijn 0,40 m boven de bovenste laadplaats (585) gemonteerd. Zij worden bediend door permanente magneten die op beide kooien bevestigd zijn (bedieningsafstand : 2 tot 4 cm) en werken rechtstreeks op de veiligheidsketen in.

In de onderste laadplaats (660) zijn eveneens magneetschakelaars e_3 - e_4 aangebracht. Aangezien echter de kooien daar op vaste aanslagen komen te rusten zouden de eindcontacten, naargelang hun stand, ofwel nooit bereikt worden, ofwel bij iedere translatie de hoofdgroep doen stilvallen. Zij worden daarom slechts gebruikt om de signalisatielampen l_3 - l_4 te bedienen, die op de diepteaanwijzer aangebracht zijn, en de machinist verwittigen dat de kooien de onderste stand bereikt hebben, en dat hij de kabels niet verder mag afrollen (er blijven op dat ogenblik juist de 3 voorgeschreven veiligheidswindingen op de machine-trommel).

Om echter automatisch te verhinderen dat de kabel te ver afgewikkeld zou worden (met, als mogelijk gevolg, slap worden, omgekeerd oprollen en beschadigen van de kabel) werden juist onder de lier « aanwezigheids »-schakelaars geplaatst, die, dank zij de zijdelingse verplaatsing van de kabel bij het afrollen, zijn aanwezigheid in de twee laatste windingen van de trommelgleuf vaststellen (fig. 23).

Die schakelaars bevatten een dubbele magnetische keten, die door de nabijheid van een ijzeren voorwerp uit balans gebracht wordt en een micro-contact omwerpt. De aanwezigheid van de kabel kan op 2 cm vastgesteld worden. Daar het schakelvermogen uiteraard beperkt is, werken deze schakelaars over een relais 9 op de veiligheidsketen in.

Nadat de groep door de werking van een der eindcontacten tot stilstand gebracht werd, kan de machinist de installatie terug doen starten door op een kortsluitknop b blijvend te drukken, totdat de kooien of de kabels terug buiten het bereik van de magneetschakelaars gekomen zijn.

remettre l'installation en marche en appuyant d'une façon permanente sur le bouton b, jusqu'à ce que les cages et les câbles se trouvent en dehors de la zone d'action des interrupteurs magnétiques.

45. Signalisation.

La signalisation doit pouvoir être réalisée entre deux envoyages choisis arbitrairement, tandis que l'émission de signaux des autres envoyages doit être rendue impossible.

En principe, lorsque deux envoyages sont en service, c'est le supérieur qui est « maître », c'est-à-dire qui transmet ses propres signaux et ceux de l'envoyage inférieur vers le machiniste, tandis que l'envoyage inférieur, ou « suiveur » n'est relié qu'avec le « maître ».

C'est pourquoi chaque envoyage est pourvu d'une sonnette B, pour envoyer les signaux vers le haut, et (sauf l'envoyage inférieur) d'une contre-sonnette TB pour répéter éventuellement les signaux vers le bas et pour recevoir des signaux qui viennent d'en bas (fig. 24).

C'est le machiniste qui, à la suite d'une demande téléphonique, choisit l'étage « maître » et l'étage

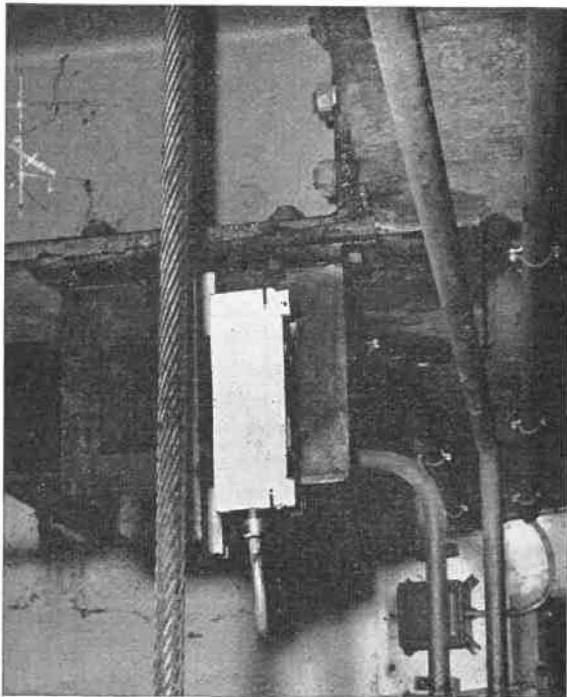


Fig. 23.

Montage des « fins de course » magnétiques e5 - e6 le long des câbles sous le treuil. Lors du déroulement, le câble se déplace de gauche à droite sur la photo. Un de ces interrupteurs est visible à la fig. 9.

Opstelling van de magneetschakelaars e5 - e6 langs de kabels onder de lier. Bij het afwikkelen verplaatst de kabel zich van links naar rechts op de foto. Een schakelaar is op fig. 9 zichtbaar.

45. Signalisatie.

De signalisatie moet tussen twee willekeurig gekozen laadplaatsen mogelijk zijn, terwijl het uitgeven van seinen uit de andere laadplaatsen verhinderd wordt.

Het beginsel is dat, van de twee in bedrijf zijnde laadplaatsen, de bovenste « meester » is, d.w.z. haar eigen seinen en die van de onderste naar de machinist doorstuurt, terwijl de onderste, of « slaaf » slechts met de « meester » verbonden is.

Daarom is ook iedere laadplaats met een bel B voorzien, om de seinen naar boven door te geven, en (behalve de onderste) met een tegenbel TB om de seinen gebeurlijk naar beneden te herhalen en seinen die van onder komen te ontvangen (fig. 24).

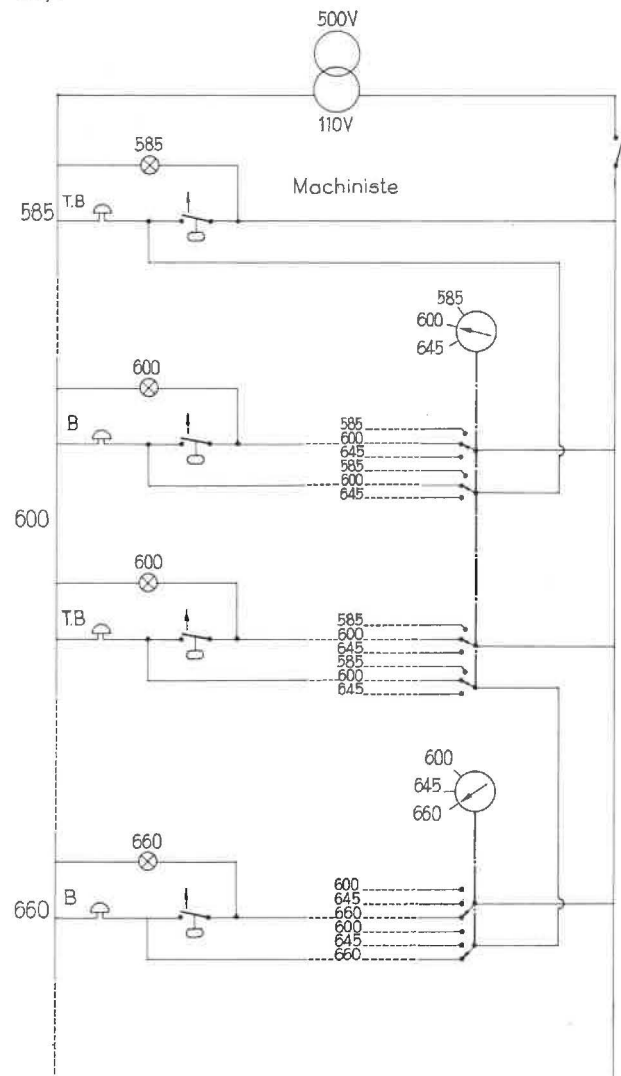


Fig. 24.

Schéma de signalisation. Avec ses 2 commutateurs, le machiniste peut choisir un des envoyages de 585, 600 et 645 comme « maître » et ceux de 600, 645 ou 660 comme « suiveurs ». Les traits interrompus sur le schéma indiquent les conducteurs qui sont placés dans le puits.

Signalisatieschema. Met zijn twee omschakelaars kan de machinist de laadplaatsen van 585, 600 en 645 als « meester » kiezen, en die van 600, 645 en 660 als « slaaf ». De stippellijnen op het schema duiden de draden aan die langs de schacht gevoerd worden.

« suiveur », au moyen de deux commutateurs qui sont installés au-dessus de son poste de commande. Il donne ainsi le courant d'alimentation à 110 V pour les sonnettes, réunit la sonnette de l'étage « maître » avec sa propre contre-sonnette, et celle de l'étage « suiveur » avec la contre-sonnette du « maître ». Des lampes de signalisation s'allument sur les sonnettes actives. Un autre système de lampes colorées (qui ne sont pas représentées sur le schéma) permet au machiniste et aux envoyages actifs d'indiquer que du personnel est présent dans la cage (rouge), que les cages sont découplées (bleu) ou que les cages ne peuvent pas bouger (vert).

Ce schéma permet de raccorder un nombre quelconque d'étages avec le machiniste. Les traits interrompus sur le schéma indiquent les conducteurs qui doivent être placés dans le puits : 4 par étage, mais 2 seulement pour l'étage inférieur qui n'est jamais maître, plus un fil commun de retour.

46. Réalisation matérielle.

En résumé, l'installation électrique du treuil comporte :

- un interrupteur général avec transformateur de courant et ampèremètre
- 4 contacteurs (1 à 4) avec leur protection magnéto-thermique
- un transformateur auxiliaire 500/110 V, 2,4 kVA
- 3 relais (7, 8, 9).

Pour la signalisation, il y a un transformateur, un coffret avec les deux commutateurs pour le choix de l'étage, et les lampes de signalisation.

Ces appareils sont contenus dans des coffrets blindés dans la niche du poste de commande (fig. 18). De même que les moteurs et les interrupteurs de puits, ils sont en exécution non antidéflagrante. Sont seuls en exécution antidéflagrante, l'interrupteur centrifuge sur le réducteur et l'interrupteur « fin de course » sur le dispositif d'accouplement du treuil.

L'installation électrique a été fournie par ACEC, les interrupteurs magnétiques par Tiefenbach, la signalisation par Amelco.

5. CONDUITE DU TREUIL

51. Pupitre de commande (fig. 25).

A la partie supérieure de son pupitre, le machiniste a devant lui un ampèremètre petit format, les deux manomètres haute pression (I_1 et I_2) qui lui donnent une idée de la charge de la cage, les manomètres I_3 et I_4 pour la pression de gavage et de commande, et un thermomètre à distance T_m qui indique la température dans le réservoir.

Het is de machinist die, op telefonische aanvraag, bij middel van twee omschakelaars die boven zijn stuurpost hangen, de « meester » en « slaaf » verdiepingen uitkiest, aan die beide verdiepingen de voedingsstroom (110 V) voor de bel-len geeft, de bel van de meester met zijn eigen tegenbel verbindt en die van de slaaf met de tegenbel van de meester. Signalisatielampen melden welke bellen werkzaam zijn. Een ander stel gekleurde lampen (op het schema niet voorgesteld) laten aan de machinist en actieve laadplaat-sen toe te melden dat personeel in de kooi aanwezig is (rood), dat de kooien ontkoppeld zijn (blauw) of dat de kooien niet mogen bewegen (groen).

Met dit schema zou een willekeurig aantal verdiepingen met de machinist verbonden kunnen worden. De stippellijnen op het schema duiden de geleiders aan die in de schacht gelegd moeten worden : vier per verdieping, doch slechts twee voor de onderste (die nooit meester is), plus een retourleiding.

46. Materiële uitvoering.

Samengevat bestaat de elektrische apparatuur voor de lier uit :

- een algemene schakelaar met stroomtransformator en ampèremeter
- 4 contactoren (1 tot 4) met magnetothermische beveiliging
- een hulptransformator 500/110 V 2,4 kVA
- 3 relais (7, 8, 9).

Voor de signalisatie hebben wij een transformator, het kastje met de twee omschakelaars voor de verdieplingskeuze, en de signalisatielampen.

Die apparaten zitten in gepantserde kasten, in de nis van de stuurpost (fig. 18). Zowel als de motoren en schachtschakelaars zijn zij in niet mijngasveilige uitvoering. Werden alleen mijngasveilig uitgevoerd de centrifugale schakelaar op de lier en de eindstandschakelaar op het koppelmechanisme.

De elektrische installatie werd door ACEC geleverd, de magneetschakelaars door Tiefenbach, de signalisatie door Amelco.

5. BEDIENING

51. Stuurbord (fig. 25).

Op de bovenkant van zijn lessenaar heeft de machinist naast elkaar : een ampèremeter (klein formaat), de twee hogedruk manometers (I_1 en I_2) die hem een gedacht geven van de kooibelasting, de manometers I_3 en I_4 voor voedings- en stuur-druk, en een afstandsthermometer T_m die de temperatuur in de tank aangeeft.

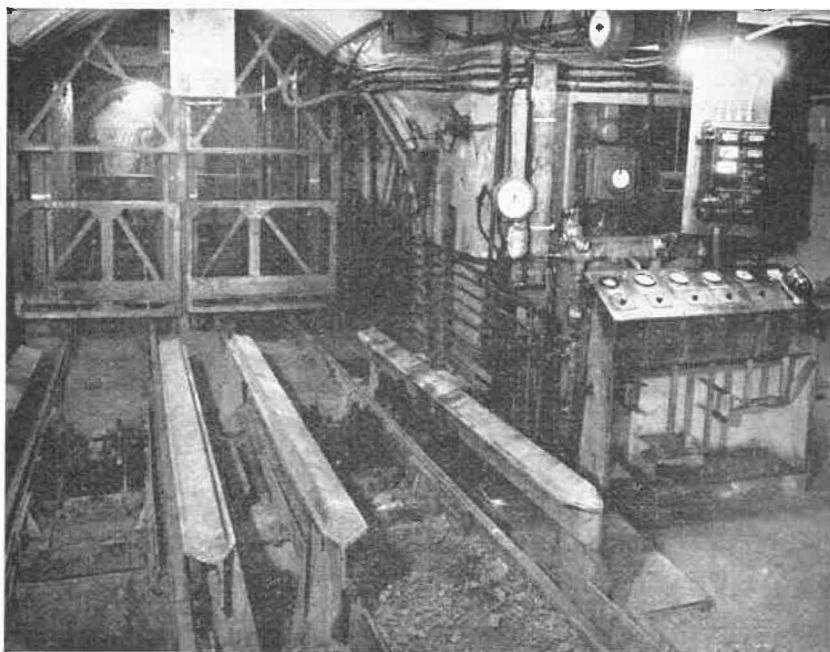


Fig. 25.

L'envoyage vu à partir du poste de commande. Au pupitre, on remarque à l'extérieur gauche, le levier de commande de vitesse r . En dessous, à gauche la pédale de frein p ; et à droite à l'intérieur le levier de débrayage k ; à l'extrême-droite à l'extérieur, la manette du frein de sécurité f . Au-dessus du pupitre, les commutateurs de signalisation. De laadplaats vanuit de stuurstand gezien. Aan de lessenaar herkent men: aan de buitenkant links, de snelheidshefboom r ; vanonder links, het rempedaal p ; rechts binnen, de koppelingshefboom k ; uiterst rechts buiten, de noodremhandel f . Boven de lessenaar, de signalisatieomschakelaars.

Sur une deuxième rangée, sont disposés l'un à côté de l'autre, le bouton de pontage des interrupteurs de puits b , les boutons de démarrage et d'arrêt de la pompe principale et de la pompe auxiliaire ($m_1-a_1-m_4-a_4$) et les lampes vertes et rouges l_0 et l_7 indiquant la position de l'accouplement. A la même hauteur, à droite du pupitre se trouve la manette f pour le frein de sécurité, manette à deux positions fixes.

52. Translation normale.

Au côté gauche extérieur du pupitre, se trouve le levier de vitesse r qui commande le servo de la pompe.

Le piston différentiel du servo suit les mouvements d'un petit piston pilote qui est lui-même réuni, par un système de tringles, avec le levier de vitesses du machiniste, à plus ou moins 6 m de distance. La transmission souple Flexball, prévue à l'origine, s'est révélée trop déformable pour pouvoir transférer avec exactitude le mouvement.

Un ressort dans un cylindre rempli d'huile, ramène cette transmission automatique en position 0 quand on lâche le levier, et amortit, dans une certaine mesure, les mouvements du machiniste, pour éviter des accélérations trop élevées (fig. 26).

Op een tweede rij staan naast elkaar: de overbruggingsknop b van de schachteindkontakten, de start- en haltknoppen van de hoofd- en hulppompen ($m_1-a_1-m_4-a_4$) en de groene en rode lampen l_0 en l_7 voor de stand van de koppeling. Op dezelfde hoogte aan de rechterkant van de lessenaar zit de handel f voor de noodrem (twee vaste standen).

52. Normale translatie.

Aan de linker buitenkant bevindt zich de snelheidshefboom r , die de servoregelaar van de pomp stuurt. De differentiale zuiger van de servo volgt de bewegingen van een pilootverdeelzuiger, die zelf over een stangensysteem met de snelheidshefboom van de machinist, op ± 6 m afstand, verbonden is (de aanvankelijke soepele Flexball-verbinding bleek de beweging niet nauwkeurig genoeg te kunnen overbrengen). Een veer, in een met olie gevulde cylinder, brengt die overbrenging automatisch in de nulstand terug wanneer de hefboom losgelaten wordt, en dempt enigszins de bewegingen van de machinist om overdreven versnellingen te voorkomen (fig. 26).

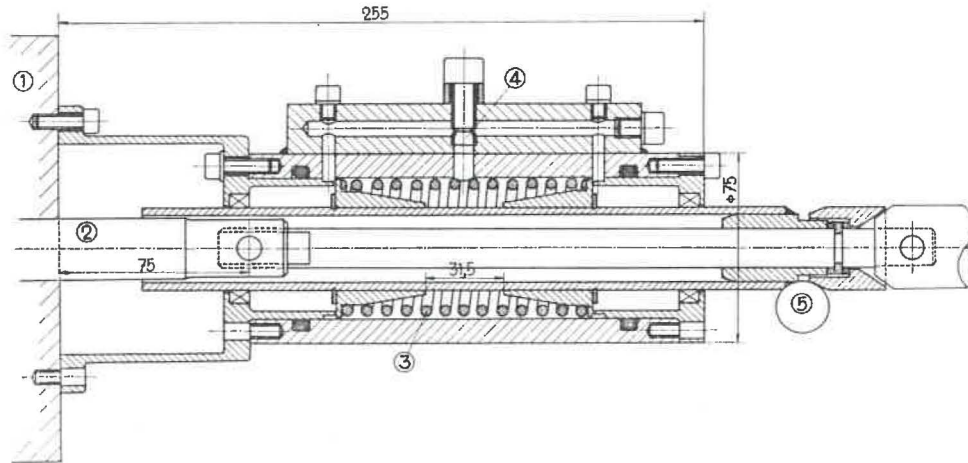


fig. 26.

Système d'amortisseur et de ressort sur la commande de la pompe.

Demp- en veersysteem op de pompbediening.

1 : corps du servo - lichaam van de servo — 2 : piston pilote - pilootzuiger — 3 : ressort pré-comprimé - voorgespannen veer — 4 : étranglement pour réglage de l'amortissement - smooropening voor regeling van de demping — 5 : roulette du micro-switch (r1) - aandrijfrol van de microswitch (r1).

La pédale de frein se trouve sous le pupitre; elle est réunie par des tiges verticales avec deux cames; la première ferme la soupape de court-circuit Z, de sorte que la pompe principale se met en pression; ensuite, le machiniste appuie à fond sur la pédale de sorte qu'une seconde came ouvre le distributeur S₅ et que les freins se soulèvent. A partir de ce moment, la course est réglée par le levier de vitesse r, qui est déplacé progressivement par le machiniste pendant l'accélération dans l'une ou l'autre direction et est ramené pendant le ralentissement jusqu'à ce que la cage reste immobile en sa position finale. A ce moment, en lâchant la pédale de frein, le machiniste provoque la fermeture des freins et l'ouverture de la soupape de court-circuit. Il peut suivre la course sur l'indicateur de profondeur et le tachymètre qui sont placés devant lui. Dans la même direction, il peut observer le déplacement des cages dans l'envoyage de 585.

53. Manœuvre de l'accouplement.

Lorsque le réglage des cages doit être modifié, le machiniste s'assure d'abord que les deux cages sont vides et il allume une lampe bleue. Il amène la cage folle (côté nord) à la position souhaitée et découple la colonne correspondante, celle de droite, de l'indicateur de profondeur. Ensuite, il tire vers le bas le levier k, à droite de son pupitre. Ce mouvement se fait également en deux fois; la première position ferme le distributeur S₆ au moyen d'une came, de sorte que le frein du tambour fou est verrouillé. Dans la position finale, le distributeur S₇ s'ouvre de sorte que l'accouplement est ouvert sous l'action du cylindre C₇. La fin de ce processus est indiquée par l'extinction de la lampe

Het rempedaal p zit onder de lessenaar : het is verbonden over verticale stangen met twee nokken : de eerste nok sluit het kortsluitventiel Z zodat de druk van de hoofdpomp opkomt. Dan drukt de machinist door, zodat een tweede nok schuif S₅ opent en de remmen gelicht worden.

Van dat ogenblik af wordt de vaart geregeld door de snelheidshefboom r die door de machinist geleidelijk gedurende de versnelling in de een of andere richting wordt uitgezwenkt, en gedurende de vertraging teruggetrokken wordt, totdat de kooi in de eindstand onbeweeglijk blijft. Dan pas worden, door het rempedaal te lichten, de remmen gesloten en het kortsluitventiel geopend.

De vaart kan nagegaan worden op de diepteaanwijzer en de tachymeter die vóór de machinist geplaatst staan. Deze kan trouwens in dezelfde richting de kooien in de laadplaats van 585 zien.

53. Ontkoppeling.

Wanneer de kooienregeling gewijzigd moet worden, vergewist zich de machinist eerst ervan dat de kooien leeg zijn, en steekt hij een blauwe lamp aan. Hij brengt de « losse » kooi (Noordkant) in de gewenste stand en ontkoppelt de overeenkomende (rechtse) kolom van de diepteaanwijzer. Dan trekt hij hefboom k, aan de rechterkant onder zijn lessenaar, af. Dit geschiedt ook in twee trappen : in de eerste stand sluit een nok schuif S₆, zodat de rem van de losse trommel vergrendeld wordt. In de eindstand gaat S₇ open, zodat de koppeling door cylinder C₇ opengetrokken wordt. Het einde van dit proces wordt gemeld door het uitgaan van lamp l₇ (groen) en het oplichten van

l_7 , verte, et l'allumage de la lampe l_0 (rouge). On manœuvre alors comme normalement pour amener la cage fixe (côté sud) à la place souhaitée.

Pour refermer l'accouplement, le machiniste remet dans sa position initiale le levier k : le cylindre d'accouplement C_7 est mis hors pression. Cependant l'accouplement ne se ferme pas toujours immédiatement. En effet, le machiniste ne voit pas la machine et, la plupart du temps, les dents de la roue dentée viennent buter contre celles de la couronne. Dans ce cas, le frein du tambour fou C_6 reste verrouillé par le contact « fin de course » e_7 , même si le levier k a été poussé complètement à fond, et le machiniste en est averti par le fait que la lampe l_7 (verte) ne s'allume pas. Alors, il lève le frein du tambour fixe C_5 et essaie prudemment d'avancer en avant et en arrière : aussitôt que l'axe de la machine bouge, les dents de l'accouplement rentrent les unes dans les autres. Au besoin, en manœuvrant le levier de vitesse, on inverse le couple deux ou trois fois jusqu'à ce que l'accouplement soit complètement refermé (allumage de la lampe 7). Cette manœuvre dure, au maximum, une vingtaine de secondes, ce qui est parfaitement admissible puisqu'il ne faut modifier le réglage des cages qu'une ou deux fois par poste.

Avant d'effectuer d'autres manœuvres, il faut bien entendu réaccoupler la colonne de droite de l'indicateur de profondeur.

54. Asservissements.

Comme indiqué ci-dessus, le groupe principal s'arrête et les freins s'appliquent :

- en cas de vitesse exagérée ou de température trop élevée du liquide
- en cas de manque de pression de commande ou de gavage (manostats D_3 - D_4)
- en cas de dépassement de l'envoyage supérieur ou de déroulement exagéré des câbles (interrupteurs magnétiques)
- dans le cas de la manœuvre du frein de sécurité f ou de l'absence de tension.

De plus, il est impossible de démarrer le groupe si le régulateur ne se trouve pas en position 0 (microswitch r_1).

La pompe auxiliaire s'arrête quand le niveau de liquide descend trop bas dans le réservoir. Ceci provoque, par conséquent, par l'intermédiaire des manostats, l'arrêt du groupe principal et l'application des freins.

Les verrouillages hydrauliques et électriques, entre accouplement et frein, ont été discutés ci-dessus.

Si, pendant la marche, le machiniste abandonnait ses commandes (pédale et levier), les freins tomberaient automatiquement et la pompe principale serait court-circuitée, tandis que le levier

lampe l_0 (rood). Dan vaart men zoals gewoon om de « vaste » kooi (zuidkant) op de gewenste plaats te brengen.

Om terug in te koppelen beweegt de machinist hefboom k terug : de koppelingcylinder C_7 wordt drukloos. De koppeling sluit echter niet altijd onmiddellijk; de machinist ziet inderdaad de machine niet, en meestal blijven de tanden van het wiel en van de kroon tegen elkaar stoten. De rem van de losse trommel C_6 blijft in dat geval door het eindcontact e_7 vergrendeld, zelfs indien k volledig terug ingeduwd werd, en de machinist wordt ervan verwittigd doordat de groene lamp l_7 niet brandt.

Nu licht hij de rem van de vaste trommel C_5 en tracht voorzichtig vooruit en achteruit te varen : zodra de as van de machine draait vallen de tanden van de koppeling in elkaar. Zonodig wordt het koppel (met de snelheidshefboom) een paar maal omgekeerd, totdat de koppeling volledig ineengeschoven is (lamp l_7 gaat aan). Die handeling duurt hoogstens een twintigtal seconden, hetgeen gemakkelijk aanneembaar is, vermits de kooien hoogstens een paar maal per post verzet moeten worden.

Alvorens verdere bewegingen uit te voeren, moet dan nog de rechtse kolom van de diepteaanwijzer terug gekoppeld worden.

54. Beveiligingen.

Zoals hoger gemeld valt de hoofdgroep stil en worden de remmen gesloten :

- bij overdreven snelheid of vloeistoftemperatuur
- bij onvoldoende stuur- of voedingsdruk (drukschakelaars D_3 - D_4)
- bij overschrijden van bovenste laadplaats of te ver afwikkelen van de kabels (magneetschakelaars)
- bij bediening van de noodrem (f) of uitvallen van de spanning.

Bovendien kan de groep onmogelijk gestart worden indien de pompregelaar zich niet op nulstand bevindt (microswitch r_1).

De hulppomp valt stil wanneer het vloeistofpeil te diep zakt. Dit veroorzaakt bijgevolg, langs de drukschakelaars om, het stopzetten van de hoofdgroep en het opleggen van de remmen.

De hydraulische en elektrische vergrendelingen tussen koppelingsmechanisme en rem werden reeds besproken.

Moest de machinist tijdens de vaart zijn bedieningsorganen loslaten, dan vallen de remmen af en wordt de hoofdpomp kortgesloten, terwijl de snelheidshefboom door de veer in de overbrenging terug in de nulstand gebracht wordt.

de vitesse serait ramené par le ressort de la transmission en position O.

Tous les circuits électriques et hydrauliques sont raccordés de telle façon qu'un manque de tension ou de pression agit dans le sens de la sécurité : fermeture des freins ou de l'accouplement. En particulier, toute rupture ou fuite importante dans les conduites provoquerait l'intervention des manostats D₃ ou D₄. Comme seconde sécurité, peut intervenir l'interrupteur centrifuge.

Une fuite de moindre importance mais permanente serait détectée par le détecteur de niveau, si on n'intervenait pas à temps.

6. CONSIDERATIONS ENERGETIQUES

61. Diagramme d'extraction.

Quoique, depuis sa mise en service, le puits intérieur serve surtout pour le transport de matériel, où les charges sont essentiellement variables, nous avons bien dû prendre un diagramme type pour effectuer le calcul des rendements. A cet effet, on a choisi l'extraction de charbon de 660 à 600, parce que ce genre de marche est concevable avec la cadence la plus élevée, et parce que la charge des cages pendant le transport du charbon correspond aux sollicitations les plus fortes pendant le transport du matériel.

Les données correspondantes sont rassemblées au tableau II, et le résultat des calculs est donné au tableau III.

Le chemin parcouru pendant l'accélération a été fixé à 10 m, d'où on peut déduire une accélération de 0,45 m/s² et une durée d'accélération de 6,67 s.

$$10 \text{ m} = \frac{1}{2} \times 0,045 \times \overline{6,67^2}$$

et $3 \text{ m/s} = 0,045 \times 6,67.$

Le ralentissement est symétrique de l'accélération. En outre, on a compté sur une marche d'approche près de l'envoyage pendant 3,33 s, à vitesse très faible, et sur un arrêt de 10 s pour encager et décager les wagonnets. On obtient de cette façon un temps de cycle de 40 s ou 90 voyages par heure.

Dans la cage montante, on a une berline de charbon remplie (2200 + 800 kg), dans la cage descendante, un wagonnet vide (800 kg). Au poids de la cage s'ajoute le poids du câble : 22 m à 600, 82 m à 660.

Le PD² des parties tournantes est de 7000 kgm². Réduit à la jante du tambour, ceci correspond à une masse de

$$7000 : (1,2)^2 = 4860 \text{ kg.}$$

Alle elektrische en hydraulische omlopen zijn zodanig aangesloten dat het wegvallen van de spanning of van de druk in de zin van de veiligheid werkt : sluiten van de remmen of van de koppeling. In het bijzonder zou iedere breuk of belangrijk lek in de leidingen de drukschakelaars D₃ of D₄ doen aanspreken. Als tweede veiligheid kan de centrifugale schakelaar tussenkomen.

Een kleinere, doch aanhoudende lekkage zou door de niveauschakelaar verklikt worden, indien niet tijdig ingegrepen werd.

6. ENERGETISCHE BESCHOUWINGEN

61. Ophaaldiagramma.

Alhoewel de binnenschacht sedert zijn inbedrijfstelling vooral voor het vervoer van materieel dient, met uiteraard veranderlijke belastingen, hebben wij een type-diagram ten gronde moeten leggen van de rendementsberekeningen. Hiervoor werd de ophaling van steenkolen van 660 naar 600 gekozen, omdat dit bedrijf het best met een hoge kadans denkbaar is, en omdat de kooienbelasting bij kolenvervoer met de zwaarste materieelbelastingen overeenkomt.

De gegevens zijn uit tabel II te halen, en de uitslagen van de berekening werden in tabel III samengebracht.

De versnellingsweg werd op 10 m vastgesteld, zodat de versnelling 0,45 m/s² bedraagt en de versnellingsstijd 6,67 s. Inderdaad :

$$10 \text{ m} = \frac{1}{2} \times 0,045 \times \overline{6,67^2}$$

en $3 \text{ m/s} = 0,045 \times 6,67.$

De vertraging verloopt symmetrisch met de versnelling. Verder werd gerekend op een nadering van de laadplaats gedurende 3,33 s op zeer kleine snelheid, en op een stilstand van 10 s om de wagens in en uit te stoten. Men bekomt op die wijze een cyclustijd van 40 s, of 90 reizen per uur.

In de stijgende kooi heeft men een volle wagen kolen (2200 + 800 kg), in de dalende kooi een lege wagen (800 kg). Bij het kooigewicht voegt zich het gewicht van de kabel : 22 m op 600, 82 m op 660.

Het PD² van de draaiende delen is 7000 kgm². Herleid op de trommelomtrek komt dit overeen met een massa van

$$7000 : (1,2)^2 = 4860 \text{ kg.}$$

déroulement oblique des câbles. Elles sont certainement pessimistes et nous donnent un coefficient de sécurité supplémentaire.

Le couple du moteur est obtenu à partir de la charge totale au tambour multipliée par le rayon du tambour (0,6 m) et divisée ensuite par le rapport de réduction (28,1) et le rendement 0,9 de transmission. Ceci permet de déterminer les 13 premières lignes du tableau III.

62. Calcul des pertes.

621. Le couple de frottement mécanique C_w , dans les pompes à pistons axiaux et les moteurs, dépend de la vitesse n , de l'angle d'inclinaison α et de la pression P . Des diagrammes fournis par le constructeur, on peut déduire pour des machines du type 40/7 ($x = \alpha/25^\circ$):

$$C_w \text{ en mkg} = 0,9 \left(\frac{n}{1500}\right)^2 + 1,38 \left(\frac{n}{1500}\right)^{1,5} x^{1,33} + 1,15 \frac{P}{100}$$

Si nous appliquons cette formule au moteur hydraulique (vitesse proportionnelle à la vitesse de la machine, inclinaison constante: $x = 1$, couple moteur $C = 72 \text{ mkg} \times P/100$), nous obtenons:

$$C_w \text{ moteur en mkg} = 0,9 \left(\frac{v}{v_{\max}}\right)^2 + 1,38 \left(\frac{v}{v_{\max}}\right)^{1,5} + 1,6 \frac{C}{100}$$

Ce couple doit être ajouté à celui de la machine pour obtenir le couple total du moteur, d'où on peut déduire la pression théorique P_{th} (lignes 14, 15, 16).

622. Le débit théorique du moteur (Q_{th}) est égal à sa cylindrée multipliée par le nombre de tours:

$$Q_{th} = 0,45 \times \frac{v \times 60}{2\pi \times 0,6} \times 28,1 = 201 v \text{ (l/min)}$$

Les pertes volumétriques (fuites intérieures) dépendent essentiellement de la pression et, dans une mesure complémentaire, de l'angle d'inclinaison (x ou α). On a approximativement:

$$Q_v = 0,17 P (1 - 0,15 x) \text{ litres/min}$$

Pour le moteur $x = 1$, tandis que pour la pompe, pendant l'accélération et le ralentissement x varie de 0 à 1 et inversement. Cette formule permet d'obtenir les chiffres des lignes 18 et 21.

623. Les pertes de charge dans la pompe, le moteur et les conduites sont proportionnelles au carré du débit en circulation, donc au carré de la vitesse du treuil.

afrollen van de kabels. Zij zijn zeker pessimistisch en geven ons een bijkomende veiligheidscoëfficiënt.

Het motorkoppel wordt bekomen door de totale trommelkracht te vermenigvuldigen met de trommelstraal (0,6 m), en vervolgens te delen door de reductieverhouding (28,1) en het rendement 0,9 van de overbrenging. Hiermee zijn de 13 eerste regels van tabel III ingevuld.

62. Berekening van de verliezen.

621. Het mechanisch wrijvingskoppel C_w in de axiaalzuigerpompen en motoren hangt af van het toerental n , de zwenkhoek α en de druk P . Uit de diagrammen van de constructeur kan men voor de 40/7 machines de formule afleiden ($x = \alpha/25^\circ$):

$$C_w \text{ in mkg} = 0,9 \left(\frac{n}{1500}\right)^2 + 1,38 \left(\frac{n}{1500}\right)^{1,5} x^{1,33} + 1,15 \frac{P}{100}$$

Indien wij deze formule op de hydromotor toepassen (toerental evenredig met de snelheid van de machine, constante hoek: $x = 1$, motorkoppel $C = 72 \text{ mkg} \times P/100$), dan wordt dat:

$$C_w \text{ motor in mkg} = 0,9 \left(\frac{v}{v_{\max}}\right)^2 + 1,38 \left(\frac{v}{v_{\max}}\right)^{1,5} + 1,6 \frac{C}{100}$$

Dit koppel wordt met dat van de machine gevoegd om het totaal motorkoppel te bepalen, waaruit als theoretische motordruk P_{th} afgeleid wordt (regels 14-15-16).

622. Het theoretisch debiet door de motor (Q_{th}) is gelijk aan zijn cylinderinhoud vermenigvuldigd door het toerental:

$$Q_{th} = 0,45 \times \frac{v \times 60}{2\pi \times 0,6} \times 28,1 = 201 v \text{ (liter/min)}$$

De volumetrische verliezen (inwendige lekken) hangen hoofdzakelijk af van de druk, en, in bijkomende mate, van de zwenkhoek (α of x). Men heeft benaderend:

$$Q_v = 0,17 P (1 - 0,15 x) \text{ liters/min}$$

Voor de motor is $x = 1$, terwijl voor de pomp, gedurende de versnelling en de vertraging, x van 0 tot 1, en omgekeerd, varieert. Door deze formule werden de cijfers op regels 18 en 21 bekomen.

623. De ladingsverliezen in pomp, motor en leidingen zijn evenredig met het kwadraat van het rondstromend debiet, dus met het kwadraat van de snelheid van de lier.

Les diagrammes de Mannesmann donnent, pour le débit nominal de 675 litres/min, pour pompe et moteur 40/7, une perte de charge de, chaque fois, 3,2 kg/cm².

Les tuyauteries du circuit principal, avec diamètre intérieur de 49 mm, ont une paroi lisse et un développement total de 30 m, avec de nombreuses courbes, pour lesquelles nous comptons un supplément de 33 %, ou une longueur équivalente de 40 m.

Pour le débit nominal, la vitesse du fluide $c = 5,9$ m/s et, à 50° (viscosité 5°E = 40 cst), le nombre de Reynolds vaut :

$$R = \frac{4,9 \times 590}{0,4} = 7200$$

A ce nombre correspond, pour les tuyauteries lisses, un coefficient de frottement :

$$\lambda = 0,034.$$

La perte de charge dans les tuyaux vaut donc :

$$\begin{aligned} \Delta P_{675} &= \lambda \frac{L}{d} \frac{c^2}{2g} \gamma \\ &= 0,034 \times \frac{4000}{4,9} \times \frac{590^2}{2 \times 981} \times 1,15 \cdot 10^{-3} \\ &= 5,6 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

La perte de charge totale pour 675 litres/min, vaut donc :

$$3,2 + 3,2 + 5,6 = 12 \text{ kg/cm}^2.$$

Pendant la période de régime ($v = 3$ m/s), le débit moyen ($Q_{th} + Q_v$ moteur) vaut environ 618 litres/min. On a donc :

$$P_v = 12 \left(\frac{618}{675} \right)^2 = 10 \text{ kg/cm}^2$$

(tableau III, ligne 19).

624. Le pression théorique de la pompe est égale à la pression du moteur plus les pertes de charge (ligne 20).

Le débit de la pompe est celui du moteur augmenté des pertes volumétriques des deux machines (lignes 21-22).

La puissance de la pompe résulte du débit théorique et de la pression (23). Il faut encore y ajouter les pertes mécaniques de la pompe. Pour la pompe (nombre de tours constant, x variable) on déduit de la formule du paragraphe 621 :

Cw pompe en mkg =

$$0,9 + 1,38 \left(\frac{v}{v_{max}} \right)^{1,33} + 1,15 \frac{P}{100}.$$

Ceci donne les chiffres de la ligne 24.

De diagrammen van Mannesmann geven voor het nominaal debiet van 675 liters/min, voor pomp en motor 40/7, een ladingsverlies aan van elk 3,2 kg/cm².

De buizen van de hoofdkring, met inwendige doormeter 49 mm, hebben een gladde binnenwand en een totale ontwikkeling van 30 m met talrijke bochten, waarvoor wij een toeslag van 33 % rekenen, of een equivalente lengte van 40 m.

Voor het nominaal debiet is de vloeistofsnelheid $c = 5,9$ m/s, en op 50°C (viscositeit 5°E = 40 cst) is het Reynoldsgetal :

$$R = \frac{4,9 \times 590}{0,4} = 7200$$

waarmee, voor gladde buizen, een wrijvingscoëfficiënt overeenkomt van :

$$\lambda = 0,034.$$

Het ladingsverlies in de buizen is dus :

$$\begin{aligned} \Delta P_{675} &= \lambda \frac{L}{d} \frac{c^2}{2g} \gamma \\ &= 0,034 \times \frac{4000}{4,9} \times \frac{590^2}{2 \times 981} \times 1,15 \cdot 10^{-3} \\ &= 5,6 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Het totaal ladingsverlies, voor 675 liters/min, is dus :

$$3,2 + 3,2 + 5,6 = 12 \text{ kg/cm}^2.$$

Gedurende de regimeperiode ($v = 3$ m/s) is het gemiddeld debiet ($Q_{th} + Q_v$ motor) ongeveer 618 liters/min. Men heeft dus :

$$P_v = 12 \left(\frac{618}{675} \right)^2 = 10 \text{ kg/cm}^2$$

(tabel III, regel 19).

624. De theoretische pompdruk is gelijk aan de motordruk plus de ladingsverliezen (regel 20).

Het pompdebiet is dat van de motor vermeerderd met de volumetrische verliezen van beide machines (regels 21 - 22).

Het vermogen van de pomp resulteert uit theoretisch debiet en druk (23). Hieraan moeten nog de mechanische verliezen bijgevoegd worden. Voor de pomp (constant toerental, veranderlijk x) leidt men uit de formule van paragraaf 621 af :

Cw pomp in mkg =

$$0,9 + 1,38 \left(\frac{v}{v_{max}} \right)^{1,33} + 1,15 \frac{P}{100}.$$

Dit geeft de cijfers van regel 24.

TABEL III

TABLEAU III

			KOLEN OPHALING — EXTRACTION CHARBON										STENEN - PIERRES (Regime - Régime)			
			Vernelling Accélération		Regime Régime			Vertraging Décélération		Nadering Approche	Stilstand Arrêt	Op Montée	Af Descente			
(1)	Tijd Temps	s	Tab. II	0	3,33	6,67	13,33	20	23,33	26,67	30	40	26,67	26,67	(1)	
(2)	Afstand Distance	m	Tab. II	0	2,50	10,00	30,00	50,00	57,50	60,00			30	30	(2)	
(3)	Kabelgewicht Poids de câble	kg	268 — (2) × 3,275	268	260	235	170	105	80	72			170	170	(3)	
(4)	Stijgende last Charge montante	kg	5 000 + (3)	5 268	5 260	5 235	5 170	5 105	5 080	5 072			6 170	2 970	(4)	
(5)	Dalende last Charge descendante	kg	— 2 872 — (3)	— 2 872	— 2 880	— 2 905	— 2 970	— 3 035	— 3 060	— 3 068			— 2 970	— 6 170	(5)	
(6)	Wrijving in de schacht Frottement dans puits	kg	(5.000 + 2 800) × 5 %	390	390	390	390	390	390	390	390	0	440	440	(6)	
(7)	Snelheid Vitesse	m/s	Tab. II	0	1,50	3,00	3,00	3,00	1,50	~ 0	~ 0	0	1,50	1,50	(7)	
(8)	Versnelling Accélération	m/s ²	Tab. II	0,45	0,45	0,45	0	0	— 0,45	— 0,45	— 0,45	0	0	0	(8)	
(9)	Versnellingskracht Effort dynamique	kg	13 250 × (8) : g	607	607	607	0	0	— 607	— 607	— 607	0	0	0	(9)	
(10)	Totale kracht Effort total	kg	Σ (4) (5) (6) (9)	3 393	3 377	3 327	2 720	2 590	2 460	1 853	1 803	1 787	2 394	2 004	3 640 — 2 760	(10)
(11)	Trommelkoppel Couple au tambour	mkg	(10) × 0,6	2 036	2 026	1 996	1 632	1 554	1 476	1 112	1 082	1 072	1 436	1 202	2 184 — 1 656	(11)
(12)	Koppel reductiekast Couple au réducteur	mkg	(11) : (28,1 × 0,9)	80,6	79,8	79,0	64,6	61,5	58,4	44,0	43,2	42,4	56,8	0	86,4 — 53	(12)
(13)	Vermogen reductiekast Puissance réducteur	kgm/s	(10) × (7) : 0,9	0	5 570	11 100	9 075	8 640	8 205	6 180	3 040	0	0	0	6 070 — 3 730	(13)
(14)	Wrijvingskoppel motor Couple frottement moteur	mkg	F [(7), (12)]	1,3	2,0	3,6	3,3	3,3	3,2	3,0	1,4	0,7	0,9	0	2,1 — 1,6	(14)
(15)	Totaal koppel motor Couple total moteur	mkg	(12) + (14)	81,9	81,8	82,6	67,9	64,8	61,6	47,0	44,6	43,1	57,7	0	88,5 — 51,4	(15)
(16)	Theoretische druk motor Pression théorique moteur	kg/cm ²	(15) × 100/72	114	113 ⁵	116	95	90,5	86	66	62	60	81	0	123 — 71,4	(16)
(17)	Theoretisch debiet motor Débit théorique moteur	l/min	(7) × 201,3	0	302	604	604	604	604	604	302	0	0	0	302 — 302	(17)
(18)	Inwendige lekken motor Fuites internes moteur	l/min	(16) × 0,145	16,5	16,5	17	14	13	12,5	9,5	9	9	12	0	18 — 11	(18)
(19)	Ladingsverliezen (M + P + L) Pertes de charges (M + P + C)	kg/cm ²	(7) ² × 1,11	0	2,5	10	10	10	10	10	2,5	0	0	0	2,5 — 2,5	(19)
(20)	Theoretische druk pomp Pression théorique pompe	kg/cm ²	(16) + (19)	114	116	126	105	100,5	96	76	64,5	60	81	0	125,5 — 68,9	(20)
(21)	Inwendige lekken pomp Fuites internes pompe	l/min	F [(7), (20)]	19,5	18,5	18	15	14,5	14	11	11	10	14	0	20 — 11	(21)
(22)	Theoretisch debiet pomp Débit théorique pompe	l/min	(17) + (18) + (21)	36	337	639	633	632	630 ⁵	624 ⁵	322	19	26	0	340 — 280	(22)
(23)	Vermogen pomp Puissance pompe	kgm/s	(20) × (22) : 6	684	6 450	13 419	11 077	10 582	10 088	7 910	3 461	190	351	0	7 105 — 3 220	(23)
(24)	Wrijvingskoppel pomp Couple frottement pompe	mkg	F [(7), (20)]	2,2	2,8	3,7	3,5	3,4	3,3	3,1	2,2	1,6	1,8	0,9	2,9 — 2,2	(24)
(25)	Wrijvingsverliezen pomp Pertes mécaniques pompe	kgm/s	(24) × 157	345	440	580	550	535	520	488	345	252	283	142	455 — 350	(25)
(26)	Vermogen elektromotor Puissance moteur électrique	kgm/s	(23) + (25)	1 029	6 890	14 000	11 627	11 117	10 608	8 400	3 806	442	634	142	7 560 — 2 870	(26)
(27)	Vermogen elektromotor Puissance moteur électrique	pk-ch	(26) : 75	13,7	92,0	186,7	155,5	148,4	141,4	112,0	50,7	5,9	8,5	1,9	100,8 — 38,3	(27)
(28)	Rendement Rendement	%	(13) : (26)	0	80,9	79,3	78,0	77,8	77,5	74,5	79,9	0	0	0	80,3 — 77	(28)
(29)	Rendement met hulppomp Rendement avec pompe auxiliaire	%	(13) : [(26) + 375]	0	76,6	77,3	75,6	75,3	74,8	70,5	72,8	0	0	0	76,6 — 70	(29)

625. Remarquons que les débits correspondent à des vitesses et les pressions à des couples. C'est pourquoi on a indiqué sur la figure 27, sur le diagramme des vitesses, les pertes volumétriques, comme un glissement entre vitesse théorique et vitesse réelle et, sur le diagramme des couples, les pertes par frottement dans le moteur et les pertes de charge dans le circuit, comme une perte de couple utile.

63. Balance énergétique.

Pour obtenir la puissance (en kgm/s) il faut multiplier les couples par les vitesses ou bien les pressions par les débits, et le produit est ensuite intégré par rapport au temps. Pendant les périodes de régime et d'approche, les couples et les vitesses sont à peu près constants et on peut travailler sur des moyennes. Pour l'accélération et le ralentissement, la vitesse varie linéairement avec le temps de sorte que l'intégration est très facile. Par exemple, les pertes de charge sont proportionnelles à v^2 , la puissance ou plutôt la perte de puissance résultante est proportionnelle à v^3 , et la puissance moyenne, pendant la variation de 0 à v_{max} , est égale à 1/4 de la valeur correspondant à v_{max} . On obtient ainsi le bilan suivant (tableau IV).

625. Laat ons nogmaals opmerken dat de debieten met snelheden overeenkomen, en de drukken met koppels. Daarom werden op fig. 27 op het snelheidsdiagram de volumetrische verliezen ingedragen als een slip tussen theoretische en werkelijke snelheid, en op het koppeldiagram de motorwrijvingsverliezen en de ladingsverliezen als een verlies van nuttig koppel.

63. Energie balans.

Om het vermogen (in kgm/s) te bekomen moeten de koppels met de hoeksnelheden vermenigvuldigd worden, of de drukken met de debieten, en het produkt wordt vervolgens ten opzicht van de tijd geïntegreerd. Tijdens de regime- en naderingsperioden zijn de koppels en snelheden nagenoeg constant en kan men met gemiddelden werken. Voor de aanloop en vertragsperioden varieert de snelheid lineair met de tijd, zodat de integratie zeer gemakkelijk is. Bijvoorbeeld, de ladingsverliezen zijn evenredig met v^2 , het hiermee gepaard gaande vermogenverlies is evenredig met v^3 , en het gemiddeld vermogen, tijdens de variatie van 0 tot v_{max} , is gelijk aan 1/4 van hetgeen met v_{max} overeenkomt. Men bekomt aldus de volgende balans (tabel IV).

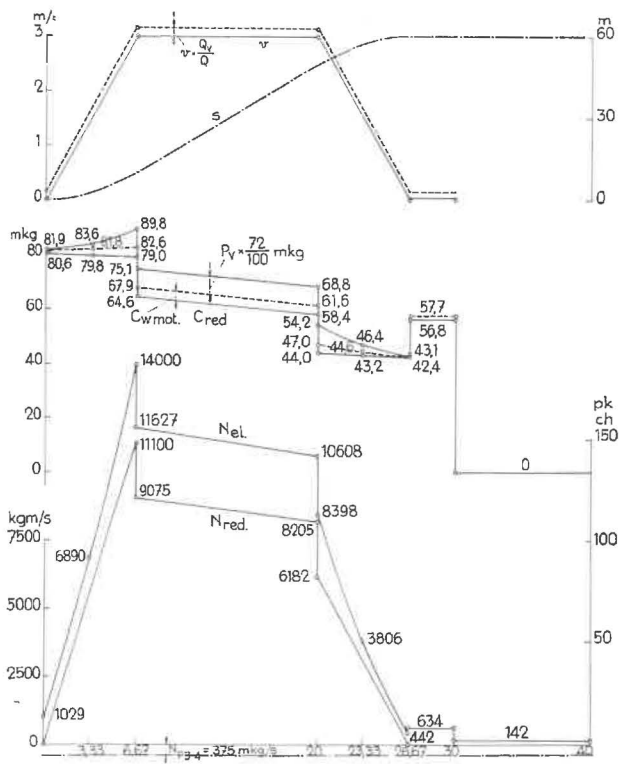


Fig. 27.

Diagramme de l'extraction de charbon de 660 à 600 (voir tableau III). Les fuites intérieures provoquent un glissement entre vitesse réelle (en traits pleins) et vitesse théorique (en traits discontinus) (diagramme supérieur). Les frottements mécaniques dans le moteur hydraulique (traits discontinus) et les pertes de charge s'additionnent au couple utile (diagramme central). Pour obtenir le diagramme des puissances complet (à gauche en kgm/s, à droite en ch), on a rajouté les pertes mécaniques de la pompe principale. La puissance de la pompe auxiliaire a été reportée à la même échelle vers le bas.

Diagram van de kolenophaling van 660 naar 600 (zie tabel III). De inwendige lekken veroorzaken een slip tussen werkelijke (volle lijn) en theoretische (stippellijn) snelheden (bovenste diagram). De mechanische wrijving in de hydro-motor (stippellijn) en de stromingsverliezen (dunne lijn) werken zich uit als toeslag op het nuttig koppel (middelste diagram). Om het totaal vermogendiagram te bekomen (links in kgm/s, rechts in pk) werden hieraan nog de mechanische verliezen van de hoofdpomp toegevoegd. Het vermogen van de hulppomp werd op dezelfde schaal naar onder (aslijn) uitgedragen.

TABLEAU IV (kgm)

	Accélération	Régime	Ralentissement	Approche	Arrêt	Total
Puissance utile (entrée réducteur)	37000	115200	20600	~ 0	0	172800
Pertes volumétriques	4600	5900	1400	1200	—	13100
Pertes par écoulement	1700	13800	1700	—	—	17200
Pertes par frottement dans le moteur	1200	6100	900	—	—	8200
Frottement dans la pompe	3000	7100	2400	900	1400	14800
Total des pertes	10500	32900	6400	2100	1400	53300
Total à l'accouplement de la pompe	47500	148100	27000	2100	1400	226100
Pompe auxiliaire	(5 ch pendant 40 s)					15000
Total général						241100

TABEL IV (kgm)

	Versnelling	Regime	Vertraging	Nadering	Stilstand	Totaal
Nuttig vermogen (ing. reduct. kast)	37000	115200	20600	~ 0	0	172800
Volumetrische verliezen	4600	5900	1400	1200	—	13100
Stromingsverliezen	1700	13800	1700	—	—	17200
Wrijving in motor	1200	6100	900	—	—	8200
Wrijving in pomp	3000	7100	2400	900	1400	14800
Totaal verliezen	10500	32900	6400	2100	1400	53300
Totaal koppeling pomp	47500	148100	27000	2100	1400	226100
Hulppomp	(5 pk gedurende 40 s)					15000
Algemeen totaal						241100

Le rendement global de la transmission hydrostatique est donc :

— sans tenir compte de la pompe auxiliaire :

$$172800 : 226100 = 76,5 \%$$

— en tenant compte de la consommation de la pompe auxiliaire :

$$172800 : 241100 = 71,6 \%$$

Dans les conditions optimales, la pompe et le moteur pourraient atteindre chacun un rendement de 91 à 93 %, ce qui donne, pour l'ensemble de la transmission, un rendement global de 84 %. Ce chiffre n'est pas atteint ici parce que la pression moyenne se trouve inférieure à la pression optimale et parce que la vitesse maximale n'est réalisée que pendant une partie du temps. Les conduites entre pompe et moteur participent également, d'une façon non négligeable, au total des pertes.

Het globaal rendement van de hydrostatische overbrenging is dus :

— zonder rekening te houden met de hulppomp :

$$172800 : 226100 = 76,5 \%$$

— met de hulppomp in rekening te brengen :

$$172800 : 241100 = 71,6 \%$$

In optimale voorwaarden zouden pomp en motor elk een rendement van 91-93 % kunnen bereiken, of een gezamenlijk rendement van 84 % voor de overbrenging. Dit cijfer wordt hier niet bekomen omdat de gemiddelde druk lager ligt dan de optimale, en omdat de maximum snelheid slechts gedurende een breukdeel van de tijd verwezenlijkt wordt. De leidingen dragen ook voor een belangrijk deel in de stromingsverliezen bij.

64. Dégagement de chaleur.

La chaleur dégagée par le système correspond à la somme de toutes les pertes. Les pertes mécaniques du treuil et les pertes électriques dans le moteur d'entraînement, restent ici en dehors de considération, parce qu'on retrouverait ces mêmes pertes avec n'importe quel système d'entraînement et parce que la chaleur correspondante est, de toute façon, emportée par l'air environnant.

Les autres pertes sont propres à la transmission hydrostatique et les calories correspondantes aboutissent dans le liquide.

Pour un cycle de 40 s nous avons (tableau IV) :

Pertes dans le circuit principal :	53300 kgm
Pertes dans les circuits auxiliaires :	15000 kgm
	68300 kgm
	= 160 kcal.

Ceci correspond à 4 kcal/s ou 14400 kcal/h.

L'échangeur de chaleur peut évacuer 14000 kcal/h vers le circuit d'eau; ceci est largement suffisant, même pour la cadence élevée qui a été admise ici, vu qu'une partie notable de la chaleur du liquide est également transmise directement à l'air. En pratique, une cadence pareille n'est jamais maintenue longtemps et, pour maintenir le liquide à la température optimale de 45°-50°C, le machiniste est obligé de réduire le débit de l'eau et parfois même de le couper complètement.

Le système contient 1000 litres ou 1150 kg d'Hydran, avec une chaleur spécifique de 0,36 kcal/kg et °C. Si nous supposons que la machine travaille à la cadence maximale et qu'il n'y a aucun refroidissement par l'air, l'accroissement de température atteindrait :

$$\frac{14400}{1150 \times 0,36} = \frac{14400}{414,5} = 35^\circ\text{C/h.}$$

Si la température initiale est de 20°C et le maximum autorisé de 70°, il faut donc un temps de (70 - 20) : 35 = 1,45 h, avant que le thermostat ne coupe le courant. Le volant thermique est donc important.

65. Charge effective du moteur électrique et de la pompe.

La puissance effective du moteur d'entraînement se calcule à partir de la moyenne quadratique de la puissance à l'accouplement (tableau III, ligne 27).

On obtient :

$$N_{\text{eff}}^2 \times 40 \text{ s} = \int_0^{40} N^2 \text{ dt}$$

d'où l'on déduit $N_{\text{eff}} = 104 \text{ ch.}$

64. Warmteontwikkeling.

De warmte die door het systeem ontwikkeld wordt komt overeen met de som van al de verliezen. De mechanische verliezen van de lier en de elektrische verliezen in de elektromotor zelf laten wij hier echter buiten beschouwing, omdat zij met eender welk aandrijvingssysteem praktisch dezelfde zouden blijven, en omdat de overeenkomende warmte alleszins door de omgevende lucht opgenomen wordt.

De andere verliezen zijn eigen aan de hydraulische overbrenging en de overeenkomende caloriciën komen in de vloeistof terecht.

Voor een cyclus van 40 s hebben wij (tabel IV) :

Verliezen in de hoofdkring :	53300 kgm
Verliezen in de hulpkringen :	15000 kgm
	68300 kgm
	= 160 kcal.

Dit komt overeen met 4 kcal/s of 14400 kcal/h.

De koeler kan 14000 kcal/uur naar de waterkringloop afleiden. Dit is dus ruim voldoende, zelfs voor de zeer hoge kadans die hier aangenomen werd, aangezien een groot deel van de warmte van de vloeistof eveneens rechtstreeks aan de lucht afgegeven wordt. Praktisch wordt zulke kadans nooit lang volgehouden, en om de optimale vloeistoftemperatuur van 45°-50°C te handhaven moet de machinist het water smoren en zelfs van tijd tot tijd afzetten.

Het systeem bevat 1000 l, of 1150 kg Hydran, met een specifieke warmte van 0,36 kcal/kg · °C. Indien wij veronderstellen dat de machine op de maximale kadans werkt en dat er helemaal geen afkoeling is, dan zou de temperatuuroename bedragen :

$$\frac{14400}{1150 \times 0,36} = \frac{14400}{414,5} = 35^\circ\text{C/uur.}$$

Indien de aanvang-temperatuur 20°C is, en het toegelaten maximum 70°C, dan duurt het (70 - 20) : 35 = 1,45 uur voordat de thermostaat de stroom uitschakelt. Het thermisch vliegwiel is dus aanzienlijk.

65. Effectieve belasting van elektromotor en pomp.

Het effectief vermogen van de aandrijvende elektromotor wordt berekend uit het kwadratisch gemiddelde van het vermogen aan de koppeling (tabel III, regel 27).

Men bekomt :

$$N_{\text{eff}}^2 \times 40 \text{ s} = \int_0^{40} N^2 \text{ dt}$$

waaruit $N_{\text{eff}} = 104 \text{ pk.}$

Pour la durée de vie de la pompe, c'est la charge sur les roulements qui est déterminante; donc, la puissance troisième de la pression. On calcule, par conséquent, la pression effective à partir des chiffres du tableau III, ligne 20, par la formule :

$$P_{\text{eff}}^3 \times 40 \text{ s} = \int_0^{40} P_{\text{th}}^3 dt$$

d'où l'on déduit $P_{\text{eff}} = 91 \text{ kg/cm}^2$.

Pour une pression de 91 kg/cm^2 , la pompe Mannesmann a une durée de vie nominale de 4000 h, ou, si nous supposons 8 h de travail intensif par jour, 200 jours par an, environ $2 \frac{1}{2}$ ans. Bien entendu, la durée de vie réelle, ainsi que celle des roulements qui la détermine, peuvent varier largement autour de cette valeur repère.

66. Comparaison avec un moteur à bagues.

Il est intéressant de comparer l'entraînement hydrostatique avec un entraînement électrique direct par moteur à bagues.

Le moteur accouplé directement à la machine ne devra pas fournir les pertes hydrauliques, mais par contre il devra fournir le plein couple de la machine pendant les périodes d'accélération, de ralentissement et d'approche. Ces couples, nous les trouvons au tableau III, ligne 12.

$$C_{\text{eff}}^2 \times 40 \text{ s} = \int_0^{40} C^2 dt \text{ d'où } C_{\text{eff}} = 72 \text{ mkg.}$$

$$N_{\text{eff}} = C_{\text{eff}} \times 140,5 = 101 \text{ ch.}$$

La puissance effective est donc à peu près égale dans les deux cas.

On voit cependant que le couple du moteur électrique de 101 ch est insuffisant pour extraire une charge de pierres (3200 kg); dans ce cas, on devrait avoir un moteur de 140 ch, tandis que l'entraînement hydrostatique permet, grâce au « rapport de transmission réglable », d'extraire les pierres, éventuellement à une vitesse réduite, avec le moteur qui a été dimensionné pour l'extraction de charbon.

La limite pratique est fixée ici par le « couple d'arrachement » du moteur hydraulique, qui est plus faible que celui qui correspondrait théoriquement à la pression fixée par les soupapes de sécurité. La plus grande charge qui puisse être arrachée est légèrement inférieure à 4000 kg (sans contrepoids), contre 5000 kg théoriquement.

Avec un diagramme d'accélération linéaire, le dégagement de chaleur dans le rhéostat d'un moteur à bagues est égal au travail utile fourni pendant cette même période. La même règle vaut pour le ralentissement, aussi longtemps que le couple reste positif. Pendant la période d'approche, tout le travail absorbé (couple \times vitesse

Voor de levensduur van de pomp is de belasting van de rollenlegers, dus de derde macht van de druk, bepalend. Men berekent dan ook de effectieve druk P_{eff} uit de cijfers van tabel III, regel 20 :

$$P_{\text{eff}}^3 \times 40 \text{ s} = \int_0^{40} P_{\text{th}}^3 dt$$

waaruit $P_{\text{eff}} = 91 \text{ kg/cm}^2$.

Voor een druk van 91 kg/cm^2 heeft de Mannesmannpomp een nominale levensduur van 4000 uur, of, indien wij 8 uur intensbedrijf per dag aannemen, 200 dagen per jaar, ongeveer $2 \frac{1}{2}$ jaar. Vanzelfsprekend zal de werkelijke levensduur, zowel als die van de kogellegers waardoor het bepaald is, rond die richtwaarde aanzienlijk kunnen schommelen.

66. Vergelijking met sleepringmotor.

Het is interessant de hydrostatische aandrijving met een rechtstreekse elektrische aandrijving (sleepringmotor) te vergelijken.

De rechtstreeks met de machine gekoppelde motor zal de hydraulische verliezen niet moeten leveren, maar zal tijdens de versnellings-, vertraging- en naderingsperioden het volle koppel van de machine moeten leveren. Die koppels vinden wij in tabel III, regel 12.

$$C_{\text{eff}}^2 \times 40 \text{ s} = \int_0^{40} C^2 dt, \text{ dus } C_{\text{eff}} = 72 \text{ mkg.}$$

$$N_{\text{eff}} = C_{\text{eff}} \times 140,5 = 101 \text{ pk.}$$

Het effectief vermogen is in beide gevallen ongeveer gelijk.

Men ziet echter dat het koppel van de elektrische motor van 101 pk onvoldoende is om stenen op te trekken (3200 kg); in dit geval zou men een motor van 140 pk moeten hebben, terwijl de hydrostatische aandrijving het mogelijk maakt, dankzij de « regelbare overbrengingsverhouding », weze het dan op een kleinere snelheid, stenen met de motor te vervoeren die voor kolenophaling bemeten is.

De praktische grens hangt af van het « losrukkoppel » van de hydromotor, die kleiner is dan hetgeen theoretisch met de ingestelde druk van de veiligheidskleppen zou overeenkomen. De grootste last die « losgerukt » kan worden is iets minder dan 4000 kg (zonder tegengewicht), tegen theoretisch 5000 kg.

Met een lineair versnellingsdiagramma, is de warmteontwikkeling in de rheostaat van een sleepringmotor gelijk aan de nuttige arbeid gedurende dezelfde periode verricht. Hetzelfde geldt voor de vertraging, zolang het koppel positief blijft. Gedurende de naderingsperiode gaat gans

nominale) est transformé en chaleur. Le dégagement de chaleur total est donc :

$$37000 + 20600 + (56,8 \times 140,5 \times 3,33) = 37000 + 20600 + 26600 = 84200 \text{ kgm} = 198 \text{ kcal/trait} = 17800 \text{ kcal/h}$$

c'est-à-dire 25 % de plus que pour l'entraînement hydraulique, quoique le cas présent soit spécialement favorable pour l'entraînement électrique (charge montante, pas d'inversion de couple, pas de freinage à contre-courant). Pour une charge descendante, le dégagement de chaleur, pendant les périodes d'accélération et de ralentissement, serait environ 3 fois aussi grand (total 199400 kgm par translation = 45400 kcal/heure) !

Pour un entraînement par accouplement Voith, le dégagement de chaleur est en principe le même que pour un moteur à bagues, avec cette différence néanmoins que les calories peuvent être plus facilement évacuées à partir de l'huile, dans un échangeur de température, qu'à partir d'un rhéostat, qui ne peut les céder qu'à l'air environnant.

Par contre, la dernière colonne du tableau III montre qu'avec une transmission hydrostatique, la descente d'une charge correspond à une certaine récupération d'énergie (chiffres de consommation négatifs).

7. CONCLUSIONS

71. Prix de l'installation.

Une analyse du prix de l'installation (sans la signalisation) donne la répartition suivante (tableau V) :

het opgeslorpt vermogen (koppel \times nominale snelheid) in warmte over. De totale warmteontwikkeling is dus :

$$37000 + 20600 + (56,8 \times 140,5 \times 3,33) = 37000 + 20600 + 26600 = 84200 \text{ kgm} = 198 \text{ kcal/reis} = 17800 \text{ kcal/uur}$$

t.t.z. 25 % meer dan voor de hydraulische aandrijving alhoewel dit geval voor de elektrische aandrijving gunstig is (stijgende belasting, geen koppelomkering, geen tegenstroomremming). Voor een dalende belasting zou de warmteontwikkeling gedurende de aanloop- en vertragingperiodes ongeveer 3 maal zo groot worden (totaal 199400 kgm per reis = 45400 kcal/uur) !

Voor een Voith-aandrijving is de warmteontwikkeling principieel dezelfde als voor de sleep-ringmotor, met dit verschil nochtans dat de calorische uit de olie gemakkelijker afgevoerd kunnen worden (warmtewisselaar) dan uit een rheostaat (omgevende lucht).

Daartegenover toont de laatste kolom van tabel III aan dat, met de hydrostatische aandrijving, het afdalen van een belasting met een bepaalde energierugwinning geschiedt (negatieve verbruikscijfers).

7. BESLUITEN

71. Kostprijs.

Een ontleding van de kostprijs van de installatie (zonder signalisatie) geeft de volgende indeling (tabel V).

TABLEAU V

1. Treuil (Thiriau)		
Partie mécanique	745.000	
Chaudronnerie (châssis, réservoir, poste de commande)	242.000	
		987.000
2. Equipement électrique (moteurs, coffrets)	150.000	
3. Transmission hydrostatique (pompe avec servo, moteur avec soupape de ringage)	250.000	
4. Appareillage hydraulique, appareils de contrôle et de mesure	113.000	
5. Tuyauteries	88.000	
6. Liquide hydraulique (1 ^{er} remplissage)	50.000	
		651.000
7. Montage à blanc et mises au point		413.000
		2.051.000

TABEL V

1. Lier (Thiriau)		
Mechanisch gedeelte	745.000	
Plaatwerk (grondramen, tank, stuurpost)	242.000	
		987.000
2. Elektrische uitrust. (motoren, schakelkasten)	150.000	
3. Hydrostatische overbrenging (pomp + servo, motor + spoelklep)	250.000	
4. Hydraulische apparatuur, controle- en meet- apparaten	113.000	
5. Buizen	88.000	
6. Hydraulische vloeistof (1ste vulling)	50.000	
		651.000
7. Proefmontage + aanpassingen		413.000
		2.051.000

Le poste 7 représente le coût d'« engineering » propre à une nouvelle installation, et pourrait pratiquement tomber complètement pour une seconde exécution.

A titre de comparaison, nous donnons ci-après les prix offerts en 1961 pour d'autres systèmes d'entraînement. Cependant, les chiffres du tableau V sont une synthèse des factures payées réellement. Ils contiennent, par conséquent, les taxes, frais de douane et de transport, et les réajustements de prix entre 1961 et 1963. Pour comparer les prix d'offre de 1961 avec ces derniers, il faudrait donc les augmenter de $\pm 20\%$ (tableau VI).

Post 7 vertegenwoordigt de ontwikkelingskosten eigen aan een nieuwe installatie, en zou, voor een tweede uitvoering, praktisch wegvallen.

Ter vergelijking geven wij hierna de in 1961 aangeboden prijzen voor andere aandrijvingswijzen. De cijfers van tabel V zijn echter een samenvatting van de werkelijk betaalde facturen. Zij omvatten dus de taksen, douane- en vervoerkosten en de prijsaanpassingen tussen 1961 en 1963. Om de aanbiedingsprijzen van 1961 hiermee te kunnen vergelijken zou men ze met $\pm 20\%$ moeten verhogen (tabel VI).

TABLEAU VI

Système d'entraînement	Prix 1961	+ 20 %
Ward Léonard	1.250.000	1.500.000
Voith Sinclair	900.000	1.080.000
Moteur à bagues	850.000	1.020.000
Transmission hydrostatique		651.000
idem + treuil		1.634.000
Treuil à air comprimé	1.300.000	1.560.000

TABEL VI

Aandrijfsysteem	Prijs 1961	+ 20 %
Ward Leonard	1.250.000	1.500.000
Voith Sinclair	900.000	1.080.000
Sleepingmotor	850.000	1.020.000
Hydrostatische aandrijving		651.000
idem + lier		1.634.000
Persluchtlier	1.300.000	1.560.000

Quoique le prix de la transmission hydrostatique comprenne la commande des freins et de l'accouplement, elle reste beaucoup meilleur marché que les systèmes électriques. Elle reste même comparable si l'on y ajoute les frais de mise au point. Seule, la solution à air comprimé est meilleur marché. Cette dernière cependant était exclue à cause de la consommation élevée.

Il faut cependant noter ici qu'il existe actuellement, pour la commande de grues ou de treuils de burquin, des solutions à groupe Ward-Leonard meilleur marché que celles qui étaient disponibles en 1961.

72. Expérience acquise en service.

Le treuil, commandé en 1961, a été mis en service en juillet 1964. Ce long délai résulte du fait que les différents éléments étaient d'origines extrêmement dispersées, que beaucoup de détails d'exécution, vu notre manque d'expérience, n'ont pu être fixés qu'au cours de la construction, que les commandes passées aux différents sous-traitants n'ont pu être clairement définies au départ et ont dû être modifiées en cours de route. A la livraison, en septembre 1963, il a fallu attendre, pour le montage du treuil, que d'autres travaux plus pressants aient été achevés.

Le montage a posé quelques problèmes à cause des grandes dimensions de certaines pièces. Il a été facilité par un pont roulant rudimentaire installé dans la coupole au-dessus du treuil. Les principales difficultés ou adaptations à faire pendant le montage et les premiers mois de service ont été les suivantes :

1. A la suite d'une faute de montage, de l'huile s'est échappée d'un roulement du réducteur et est venue souiller les jantes de frein; il a fallu remplacer les garnitures des freins.

2. La trop grande déformabilité du Flex-Ball entre levier de vitesse et servo-régulateur de la pompe, rendait un fonctionnement précis impossible; le Flex-Ball a dû être remplacé par un système de tringles.

3. L'interrupteur « fin de course » sur l'accouplement, sur lequel n'était prévu qu'un seul contact, a dû être équipé d'un second contact pour permettre un meilleur contrôle des manœuvres (e_0 - e_7 : voyez paragraphes 4.2. et 5.3.).

4. L'usure dans les cames commandant les distributeurs (S_5 et Z) nécessita un réglage après quelques mois.

5. Le filtre F_4 , sur l'aspiration dans le réservoir, provoqua de la cavitation dans la pompe auxiliaire et dut être mis hors service.

6. La pompe auxiliaire était surchargée par une résistance anormale à l'écoulement, côté huile de

Alhoewel de prijs van de hydrostatische aandrijving de bediening van remmen en koppeling bevat, is ze veel goedkoper dan de elektrische aandrijvingssystemen, en kan er zelfs nog mee concurreren indien de ontwikkelingskosten erbij berekend worden. Alleen de perslucht oplossing viel goedkoper uit. Zij kon echter, omwille van het verbruik, niet weerhouden worden.

Hier dient nochtans aangestipt dat er heden, voor kraan- of blindschachtlieren, goedkopere Ward Leonard-aandrijvingen bestaan dan in 1961.

72. Bedrijfservaring.

De lier, in 1961 besteld, werd in juli 1964 in bedrijf genomen. Dit lang termijn is te wijten aan het feit dat de onderdelen van zeer uiteenlopende oorsprong waren, dat veel uitvoeringsdetails wegens ons gebrek aan ervaring slechts tijdens de uitvoering vastgelegd konden worden, dat de opdrachten van verschillende onderleveranciers moeilijk vooraf te bepalen waren en tijdens de uitvoering gewijzigd moesten worden. Bij de levering, in september 1963, moest eindelijk vóór de montage van de lier de voorrang aan andere opdrachten gegeven worden.

De montage stelde enkele problemen gezien de omvang van de stukken. Zij werd vergemakkelijkt door een vereenvoudigde rolbrug, in de koepel boven de lier opgesteld. De voornaamste moeilijkheden of aanpassingen tijdens de montage en de eerste bedrijfsmaanden zijn de volgende geweest :

1. Tengevolge van een montagefout kwam lekolie, uit een rollenleger van de tandwielkast, op de remschijven terecht : de remgarnituren moesten vervangen worden.

2. De te grote vervormbaarheid van de Flex-Ball verbinding tussen snelheidshefboom en servo-regelaar van de pomp maakte een nauwkeurige instelling onmogelijk; de flex-ball moest door een stangensysteem vervangen worden.

3. De eindekoersschakelaar, op de koppeling, die met een enkel contact voorzien was, werd met een tweede contact uitgerust om de manœuvres beter te kunnen controleren (e_0 - e_7 : zie 4.2 en 5.3.).

4. Slijtage in de nokken die de bedieningsschijven (S_5 en Z) aandrijven maakte na enkele maanden een bijregeling noodzakelijk.

5. De filter F_4 , op de aanzuiging in de tank, veroorzaakte cavitatie in de hulppomp en moest verwijderd worden.

6. De hulppomp werd overbelast door een abnormale stromingsweerstand aan de oliëkant in

l'échangeur. A cause d'une négligence dans la construction, un des écrans intérieurs, dans l'espace réservé à l'huile, n'était pas percé et formait une obstruction pour l'écoulement du liquide.

7. La soupape de décharge V_4 avait un fonctionnement instable; elle a été remplacée.

8. Le fonctionnement des organes de commande (freins et accouplement) dut être amélioré en procédant à un honage des cylindres, en remplaçant les joints des pistons et en chanfreinant les dents de l'accouplement.

9. Lors du remplacement de ces cylindres, les flexibles en téflon qui servent à les raccorder, ont été abîmés. Ces flexibles ne peuvent pas être foulés aux pieds ou pliés brutalement. Ils ont commencé à fuir et on a dû les remplacer quelques semaines après.

10. Une partie des joints originaux ne résistaient pas aux fluides synthétiques, malgré les renseignements transmis aux fournisseurs. Les nouveaux joints, en téflon ou silicone, donnent satisfaction.

11. Par suite d'une confusion, 200 litres d'huile minérale (Hydran 46) ont été introduits dans le réservoir. Le mélange avec le fluide synthétique donne une émulsion qui fut utilisée pendant 1 mois sans incident. Lors du rinçage du système cependant, il fallut éliminer soigneusement les dépôts gélatineux formés dans le réservoir et le carter de la pompe. Depuis lors, nous avons obtenu du fournisseur que les fûts contenant du fluide incombustible soient peints en couleur orangée, tandis que l'huile normale est livrée en fûts bleus.

12. Un incident plus sérieux s'est produit après 9 mois de service. Lorsqu'on inclinait la pompe, elle se mettait à vibrer et à faire du bruit. De petits éclats de métal furent trouvés dans le carter. Le samedi suivant, la pompe fut ramenée à la surface et démontée. La surface sphérique, entre la « poire » et la rotule d'appui du disque, était fortement grippée, probablement par des particules de métal, dont l'origine n'a pas pu être déterminée, et qui ont été laminées entre les deux pièces. Ces surfaces furent rodées avec de la pâte et enduites de molykote. Le roulement à l'entrée d'arbre fut remplacé. Pour le reste, la pompe se trouvait dans un état excellent. Elle fut remise en service, le même week-end, et fonctionne depuis d'une façon tout à fait normale.

Les mises au point ou interventions citées ci-dessus n'ont jamais provoqué la mise hors service de l'installation pendant plus d'un poste. Il est spécialement encourageant de constater que, si l'on fait exception de l'incident n° 12, la partie haute pression n'a jamais donné lieu à des difficultés et que, même après cet incident, elle paraît être moins vulnérable qu'on ne s'y attendait à l'origine.

de koeler; wegens een nalatigheid bij de constructie, was een van de binnenschermen in de olieruimte niet geboord en vormde een opstopping voor de stroming van de vloeistof.

7. De ontlastingsklep V_4 werkte onstabiel, en werd vervangen.

8. De werking van de bedieningsorganen (remmen en koppeling) moest verbeterd worden door de cilindres uit te honen, de dichtingen te vervangen en de tanden van de koppeling af te schuiven.

9. Bij het vervangen van deze cilindres werden de teflon-darmen waarmee zij aangesloten worden, beschadigd. Die darmen mogen inderdaad niet betraapt of scherp geplooid worden. Zij begonnen te lekken en moesten een paar weken later vervangen worden.

10. Een deel van de oorspronkelijke dichtingen waren tegen de synthetische vloeistoffen niet bestand, niettegenstaande de inlichtingen die aan de leveranciers medegedeeld werden. De nieuwe dichtingen (teflon of silicone) geven voldoening.

11. Tengevolge van een vergissing kwamen 200 l minerale olie (Hydran 46) in de tank terecht. Het mengsel gaf een emulsie die zonder incident gedurende een maand gebruikt werd. Bij het uitspoelen van het systeem moesten echter gelatineachtige afzetsels uit de tank en de carter van de pomp zorgvuldig verwijderd worden. Sedertdien hebben wij van de leverancier bekomen dat de vaten met onbrandbare vloeistof in oranje kleur geleverd zouden worden, terwijl normale olie in blauwe vaten geleverd wordt.

12. Een ernstiger voorval deed zich voor na 9 maanden dienst. Bij grote uitzwenkingen daverde de pomp en gaf ze een abnormaal lawaai. Kleine metaalschilfers werden in de carter gevonden. De daaropvolgende zaterdag werd ze op de bovengrond opengemaakt. De kogeloppervlakte tussen de « peer » en het rotulevormig steunstuk van de schijf was sterk ingevreten. Waarschijnlijk zijn er metaaldeeltjes, waarvan de oorsprong niet vastgesteld kon worden, tussen beide stukken gewalst geweest. De oppervlakten werden met rodeerpasta op elkaar afgeslepen en met molykote ingewreven. Het kogelleger aan de asingang werd vervangen. Voor het overige was de pomp in uitstekende toestand. Zij werd hetzelfde weekend terug in dienst gesteld, en werkt sindsdien volmaakt normaal.

De hierboven opgesomde oppuntstellingen of tussenkomsten hebben de installatie nooit een post buiten bedrijf gesteld. Bijzonder aanmoedigend is het feit dat, afgezien van voorval 12, het hogedrukgedeelte nooit tot moeilijkheden aanleiding gaf, en dat het, zelfs na dat voorval, minder kwetsbaar bleek te zijn dan aanvankelijk verwacht werd.

Les pertes de liquide sont faibles. En dehors des pertes anormales, lors du montage, des essais ou de l'incident n° 11, nous avons eu jusqu'ici une consommation de ± 50 litres/mois, qui comprend d'ailleurs les pertes de liquide lors de la rupture des tuyaux en téflon, du remplacement des cylindres, etc... Dans l'avenir cette consommation doit se réduire encore beaucoup.

Après 6 mois de service, le liquide a été contrôlé par le fournisseur; la viscosité n'avait diminué que de 10 %, ce qui indique un très bon comportement. Même le liquide souillé par de l'huile a été décanté et récupéré partiellement. Il sert pour l'appoint.

73. Modifications envisagées.

Quoique l'installation, dans son état actuel, fonctionne d'une façon satisfaisante, on peut encore beaucoup l'améliorer. Lors du projet de cette première transmission hydrostatique, nous avons tenu à ce qu'elle soit aussi simple que possible et à ce que les commandes, dans la mesure du possible, soient réalisées mécaniquement, de façon à pouvoir mieux voir comment elles fonctionnaient ou éventuellement pourquoi elles ne fonctionnaient pas. L'expérience a montré que les liaisons mécaniques ont également leurs inconvénients et nous envisageons maintenant de réaliser, par voie hydraulique, la télécommande du servo de la pompe; les verrouillages entre freins, accouplement et soupape de court-circuit, pourraient également être réalisés d'une façon beaucoup plus élégante, par voie purement hydraulique plutôt que par les cames des leviers de commande.

Les soupapes et distributeurs furent prévus, à l'origine, pour être insérés dans le réseau de tuyauteries. Plus tard, sur le conseil des fournisseurs de matériel hydraulique, nous avons rassemblé tous les organes dans le poste de commande. Cette solution est cependant difficile avec des appareils qui n'ont pas été prévus dans ce but et elle augmente le nombre de tuyaux. Lors d'une transformation éventuelle, nous rassemblerons les soupapes de sécurité et les clapets anti-retour en un bloc, ainsi que le filtre et le réfrigérant, près de la pompe principale, tandis que les tiroirs de commande seront groupés sur une plaque de montage dans laquelle seront forcées les liaisons nécessaires, ce qui permettra de supprimer beaucoup de tuyaux.

De cette façon, le poste de commande deviendra plus petit et son raccordement sera beaucoup plus facile.

Le liquide d'échappement des soupapes de sécurité des circuits auxiliaires (V_3 et V_4), qui, maintenant, remonte dans la coupole du burquin vers le vase d'équilibre avec l'échappement des tiroirs de commande, pourra être ramené directement

De vloeistofflekken zijn gering. Buiten de abnormale verliezen bij de montage, de proeven, of voorval 11, hebben wij tot nu toe een verbruik van ± 50 liters/maand, waarbij echter de verliezen begrepen zijn bij het begeven der teflondarmen, het vervangen van de cylindres, enz... In het vervolg moet dit verbruik veel kleiner worden.

Na zes maanden dienst werd de vloeistof door de leverancier gecontroleerd; de viscositeit had slechts met 10 % afgenomen, hetgeen op een zeer goede gedraging wijst. Zelfs de met olie bevulde vloeistof werd door decantatie gescheiden en gedeeltelijk teruggewonnen. Zij wordt voor het bijvullen gebruikt.

73. Ontworpen wijzigingen.

Alhoewel de installatie, zoals zij nu bestaat, goed werkt, kan er nog veel aan verbeterd worden. Bij het ontwerpen van deze eerste hydrostatische aandrijving had men eraan gehouden de installatie zo eenvoudig mogelijk te maken, en de bedieningen, zover als het ging, mechanisch te verwezenlijken, zodat men beter « zien » kon hoe zij werkten of waarom zij niet werkten. De ervaring heeft getoond dat de mechanische verbindingen hun nadelen hebben, en wij overwegen het thans de afstandsbediening van de servo hydraulisch te verwezenlijken; de vergrendelingen tussen remmen, koppeling en kortsluitventiel zouden ook veel eleganter op zuiver hydraulische wijze kunnen verwezenlijkt worden als door de verplaatsing van de bedieningshefbomen.

De ventielen en kleppen werden aanvankelijk voorzien om rechtstreeks in het huizenet ingelast te worden. Later raadden ons de hydraulica-leveranciers aan alle organen in de stuurpost bijeen te brengen. Met apparaten die niet daartoe voorzien zijn is dat omslachtig, en hierdoor wordt het aantal buizen vergroot. Bij een gebeurlijke ombouw zullen wij de veiligheids- en terugslagkleppen in een blok, samen met filter en koeler, dicht bij de hoofdpomp plaatsen, terwijl de bedieningsschuiven op een montageplaat bijeenkomen waarin de nodige verbindingen geboord zijn, zodat veel buizenverbindingen wegvallen.

Hierdoor zou de stuurstand veel kleiner, en zijn aansluiting veel gemakkelijker worden.

De retour vloeistof uit de veiligheidskleppen van de hulpkringen (V_3 en V_4), die nu samen met de uitlaat der bedieningsschuiven naar het evenwichtsvat in de koepel stijgt, zal afzonderlijk rechtstreeks naar de tank terugstromen; hierdoor

dans le réservoir. De cette façon, nous pourrions réduire, d'une façon importante, le débit et l'aspiration d'air dans le vase d'équilibre.

74. Conception d'une nouvelle installation.

Pour une nouvelle installation, on pourrait, bien sûr, appliquer des modifications plus fondamentales. Dans la plupart des cas, on n'aura pas besoin de tambours débrayables et on pourra s'en sortir avec une simple poulie Koepe. De cette façon, la commande deviendra beaucoup plus simple. Pour le frein, suffira une seule conduite d'alimentation.

Comme moteur de treuil, on pourrait utiliser un ou deux moteurs lents, de sorte que le réducteur serait supprimé.

La liaison entre treuil et indicateur de profondeur pourrait être réalisée par un selsyn (axe électrique), au lieu d'un câble Bowden.

Le réservoir peut être plus petit et on ferait mieux de l'installer à un endroit plus accessible.

Pour la pompe, nous choisirions un type pouvant atteindre des pressions de 250 kg/cm².

Un rappel à zéro hydraulique peut rendre la soupape de court-circuit inutile. Certains constructeurs livrent la pompe avec les soupapes de sécurité et les clapets d'alimentation incorporés.

Le machiniste n'aurait plus qu'un seul levier de vitesse à manoeuvrer; la pédale de frein pourrait être remplacée par un asservissement électrique ou hydraulique. A noter cependant qu'il faut laisser au machiniste la possibilité de mettre le moteur sous pression avant de lever le frein.

75. Remerciements.

En terminant cette trop longue description, nous tenons à remercier la Direction de la Division Charbonnages de la S.A. Espérance-Longdoz pour la permission de publier les données ci-dessus et pour la confiance qu'elle a bien voulu nous témoigner pour la réalisation d'une installation originale.

Nous sommes également redevables d'un cordial merci à tous ceux qui ont aidé à la réalisation de cette installation, aussi bien chez les fournisseurs qui nous ont aidés de leur expérience, que chez nos collaborateurs qui n'ont pas épargné leurs peines pour venir à bout des difficultés d'une nouvelle technique. Plus que jamais, nous sommes persuadés que l'hydraulique a un vaste domaine d'application dans la mine et peut contribuer d'une façon appréciable à y améliorer la rentabilité de l'effort des hommes. Mais comme toute technique, elle ne pourra pas percer sans le dévouement résolu de quelques techniciens enthousiastes.

Enfin, nous remercions Inichar pour les encouragements amicaux qu'il nous a donnés, pour la confection des clichés et la traduction du texte en français.

zullen het debiet en de luchtaanzuiging in het evenwichtsvat verminderen.

74. Opvatting van een nieuwe installatie.

Voor een nieuwe installatie zouden natuurlijk grondigere wijzigingen kunnen ingevoerd worden. In de meeste gevallen zullen ontkoppelbare trommels niet nodig zijn, en zal men met een eenvoudige Koëpe-schijf uitkomen. Hierdoor wordt de bediening veel eenvoudiger. Voor de rem volstaat één voedingsleiding.

Als hiermotor zouden een of twee langzaamlopende motoren kunnen dienen, zodat de reductiekast wegvalt.

De verbinding tussen lier en diepteaanwijzer zou met een selsyn (elektrische as) geschieden, in plaats van een Bowden-kabel.

De tank mag gerust kleiner worden, en zou best op een beter toegankelijke plaats komen.

Voor de pomp zou een type gekozen worden waarmee drukken tot 250 kg/cm² bereikt kunnen worden.

Een nulstelinrichting kan de kortsluitklep overbodig maken. Sommige constructeurs leveren de pomp met de veiligheids- en voedingskleppen aangebouwd.

De machinist blijft dan maar een snelheidshefboom te bedienen; het rempedaal kan zelfs door een elektrische of hydraulische vergrendeling vervangen worden. Hier moet echter opgelet worden, dat het de machinist steeds mogelijk moet zijn de motor onder druk te zetten alvorens de rem te lichten.

75. Dankwoord.

Bij het besluiten van deze te lange beschrijving houden wij eraan de Directie van de Afdeling Kolenmijnen van de N.V. Espérance-Longdoz te bedanken voor de toelating om deze gegevens te publiceren en voor haar vertrouwen bij de verwezenlijking van een originele installatie.

Een hartelijke dank verdienen ook al degenen die tot de uitvoering ervan bijgedragen hebben, zowel bij de leveranciers die ons geholpen hebben met hun ervaring, als bij onze medewerkers die hun moeite niet bespaard hebben om de moeilijkheden van een nieuw gebied onder de knie te krijgen. Meer dan ooit zijn wij overtuigd dat de hydraulica in de mijnen een ruim toepassingsgebied verdient en aanzienlijk bij kan dragen om er de inspanning van de mensen meer rendabel te maken. Maar, zoals iedere techniek, zal zij niet kunnen doorbreken zonder de resolute toewijding van enkele begeesterde techniekers.

Eindelijk weze nog Inichar bedankt voor de vriendelijke aanmoediging, de uitvoering van de clichés en de vertaling van de tekst in het Frans.

BIBLIOGRAPHIE

- BREUER, K. : Die Verwendung des hydrostatischen Axialkolben-Oeldruckgetriebes beim Antrieb von Förderhäspeln — Glückauf 91 (1955) Heft 27/28, p. 776-778.
- THOMA, H. : Merkmale der hydrostatischen Kraftübertragung. Aufbau, Charakteristik, Wirkungsgrad. Technische Mitteilungen, Häus der Technik 50 (1957) Heft 3.
- BREUER, K. : Hydrostatische Antriebe für Krane, Förderhäspel und neue andere Anwendungsgebiete. Techn. Mitt. HdT. 50 (1957) Heft 3, p. 128-134.
- BREUER, K. und WIRTH, R. : Anwendungen der Oelhydrostatik im Bergbau. Schlägel und Eisen, 1957, n° 12, p. 905-906.
- GERRETZ, P. : Vorteile des Einsatzes ölhydrostatischer Antriebe im Untertage Bergbau. Schlägel und Eisen 1959 p. 630-632.
- KANTOR, J. : Die Hydraulik beim Antrieb von Untertagemaschinen. Techn. Mitt. HdT. 54 (1961) p. 336-344.
- SCHMITT, G. : Die Axialkolbenpumpe, System Thoma. Bergbau 1962 Januar, p. 12-16.
- HARTLIEB-WALLTHOR, R. : Hydrostatische Kraftübertragung im Steinkohlenbergbau unter Tage. Glückauf 99 (1963), Heft 18, p. 987-993.
- OSTERMANN, W. : Hydrostatische Getriebe für Bergwerkmaschinen unter Tage. Glückauf 1963, 4 Dez., p. 1397-1413.
- BENTHAUS, F. : Ein neuer Hobel mit Hebelwirkung zur vollmechanischen Kohlengewinnung in steiler Lagerung. Glückauf 99 (1963), Heft 26 - 18 Dez., p. 1464-1470.
- SCHMITT, G. : Hydromotoren. Rechnerische Grundlagen und Betriebsverhalten. Bergbau 1964, März, p. 69-79.
- BERCHEM, M. : Hydrostatische Anfahrhilfe bei schwer anlaufenden Zweiketten-Kratzerförderern. Glückauf 100 (1964), Heft 17. 12 Aug., p. 1043-1045.
- SCHRIEVER, K. und OSTERMANN, W. : Auslegung, Sicherheit und Wirtschaftlichkeit elektrohydraulischer Antriebe für mittlere und kleine Seilfahranlagen. Glückauf 101 (1965), Heft 8, 13 Apr., p. 473-481.
- KAY, K. : Hydraulics in Mining. Applications on a coal-plough face. Iron and Coal T.R. 1960, 30 dec., p. 1399-1404.
- CURRIE, W.J. : Hydraulics and the mining industry, Colliery Guardian, 1962, 26 Apr. and 3 May.
- MONKS, H. : Hydraulics in Mining. The Mining Electrical and Mechanical Engineer — 1962. Nov. p. 117-121.
- CHAMBERLAIN Ind. Ltd. : Twin bank hydraulic motor. Colliery Guardian 1963, 26 déc., p. 792-793.
- BECKET and ANDERSON Ltd. : Hydrostatic mine haulers. Colliery Guardian 1964, 19 juin, p. 822.
- SUTCLIFFE, R. : Hydraulic drive heads for face conveyors. Colliery Guardian 1965, 5 feb., p. 195.
- SUTCLIFFE, R. : New hydraulic drive head. Colliery Engineering 1965, March, p. 124.
- GREAVES, R.M. : Fluid Transmissions in the coal mining industry. Colliery Guardian 1965, 26 March, p. 423-429.
- PETTIT, J. : Hydraulic Machinery in Coalmines with particular reference to Installation, Operation and Maintenance. The Mining Electrical and Mechanical Engineer, 1965, june, p. 443-455.
- NCB CENTRAL ENGINEERING ESTABLISHMENT : Bretby Reports 1962 - 1963 - 1964.
- LEFEVRE, M. : Les liquides et lubrifiants difficilement inflammables pour transmissions hydrauliques. Revue Universelle des Mines. 1962, novembre, p. 617-632.
- MELLET, M. : Entraînement hydrostatique des rabots aux Houillères du Bassin de Provence. Revue de l'Industrie Minérale, 1963, nov., p. 907-917.
- X... : Bloc d'alimentation hydraulique Staffa. Mécanique-Electricité, 1963, nov., p. 88.
- CHAMBERLAIN Ind. Ltd. : Un moteur hydraulique à arbre creux. Mécanique-Electricité, 1964, mai, p. 86.
- SCHLOESSER, W.M.S. : Snellopende of langzaamlopende hydraulische motoren? Schip en Werf 1961, n° 1.
- STALMAN I.M.E. : Proefinzet hydrostatische aandrijving op de mijn Julia. De Mijnlamp, 1963, 15 nov., p. 644-647.
- EVERS, H. : Mechanische simpel met hydraulische aandrijving. De Mijnlamp, 1963, 15 nov., p. 648-653.
- CECA — Organe Permanent pour la Sécurité dans les Mines de houille. — Deuxième Rapport concernant les spécifications et conditions d'essai relatives aux liquides difficilement inflammables pour transmission mécanique — Luxembourg 16.10.1964.

