

**COMMISSION DES COMMUNAUTÉS EUROPÉENNES
COMMUNAUTÉ EUROPÉENNE DU CHARBON ET DE L'ACIER**

RECUEILS DE RECHERCHES CHARBON

**Commandes hydrostatiques
pour des installations d'abattage de charbon**

Technique minière

**Recueil
N°
21**

BRUXELLES 1968

**COMMISSION DES COMMUNAUTÉS EUROPÉENNES
COMMUNAUTÉ EUROPÉENNE DU CHARBON ET DE L'ACIER**

RECUEILS DE RECHERCHES CHARBON

**Commandes hydrostatiques
pour des installations d'abattage de charbon**

Technique minière

**Recueil
N°
21**

BRUXELLES 1968

Aux termes de l'article 55, alinéa 2, c, du traité instituant la Communauté européenne du charbon et de l'acier, la Haute Autorité encourage la recherche intéressant le charbon et l'acier, notamment en accordant des aides financières. La présente brochure rend compte de l'exécution et des résultats de l'un de ces projets de recherche.

En conséquence du traité de fusion du 8 avril 1965, la Commission unique des Communautés européennes exerce les pouvoirs et les compétences dévolus à l'ex-Haute Autorité.

**RAPPORT TECHNIQUE FINAL DE L'ASSOCIATION DES CHARBONNAGES DU
LIMBOURG, EN CE QUI CONCERNE LA CONVENTION SUR L'ESSAI D'UN DISPO-
SITIF DE COMMANDE HYDROSTATIQUE POUR UNE INSTALLATION D'ABATTAGE
DE CHARBON AVEC RABOT ET TRANSPORTEUR**

M.J.M. Baaijens, M.E. Stalman, F. Senden et A.A. Franke

TABLE DES MATIÈRES

I — Introduction	
A — Objet	7
B — Réalisation	7
C — Conclusions	7
II — Données générales	
A — Points de départ et motifs des essais	8
B — Calculs et explications	9
1. Principe	9
2. Formules	10
3. Pertes	10
4. Description du système	10
5. Choix du liquide	11
6. Calcul global des pompes et des moteurs	12
7. Accouplement des commandes	12
III — Description des installations	
A — Nederlandsche Staatsmijnen	13
B — N.V. Laura & Vereeniging	16
IV — Description de l'appareillage hydraulique et résumé des expériences acquises	18
V — Essai des installations	
A — Essai au jour	24
B — Essai au fond	25
VI — Expériences acquises dans les travaux du fond	25
Illustrations photographiques	27
Annexes	43

I — INTRODUCTION

A — Objet

Suivant instructions de l'Association des charbonnages du Limbourg, la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen et la N.V. Laura & Vereeniging ont recherché la possibilité de l'emploi d'installations hydrostatiques dans les travaux du fond pour la

commande de transporteurs et de rabots dans les tailles.

Cette recherche a été stipulée dans la convention 6220-32-06 du 30 juin 1965.

B — Réalisation

A cet effet, la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen a composé une commande à l'aide d'éléments offerts en vente et elle l'a essayée, alors que la N.V.

Laura & Vereeniging a essayé une installation entièrement achetée.

C — Conclusions

- 1) Il est possible d'équiper une commande efficace d'un rabot d'une installation hydrostatique réglable sans échelons.
- 2) De plus, il est possible de commander les transporteurs par voie hydrostatique. Cependant, cette construction ne présente pas l'avantage d'un réglage éventuel. L'avantage d'une commande hydrostatique peut être trouvé ici dans les conditions de démarrage plus favorables en cas de réseaux électriques relativement faibles.
- 3) Les essais ont prouvé qu'on peut utiliser sans inconvénient aussi bien l'unité de pompes à proximité de la taille que les unités de pompes disposées à grande distance.
- 4) Quoique les dimensions des dispositifs de commande dans les tailles puissent être réduites largement par l'emploi d'un appareillage hydrostatique, il faut entraîner ou monter une unité de pompes dans la galerie. Le déplacement de l'unité de pompes exige un petit nombre de services spéciaux, alors qu'un montage fixe nécessite un certain nombre de services pour raccourcir ou rallonger les conduites.
- 5) Par suite de faible énergie cinétique qui se dégage en cas de blocage, le nombre des ruptures de chaîne était très petit pour tous les essais.
- 6) Des mesures ont prouvé qu'un changement de la vitesse du rabot permet de réaliser une meilleure charge régulière du transporteur. Ceci permet une utilisation optimale de l'installation.
- 7) Une des considérations principales pour l'emploi d'une commande hydrostatique est le choix du liquide hydraulique. On a utilisé des liquides non inflammables à base de polyglycol. De concert avec le « Corps des mines », on a mis au point un schéma d'emploi d'huiles minérales pour un des derniers essais et, tout comme pour l'énergie électrique, on s'est efforcé de classer les endroits et les conditions ou constructions pour lesquels l'emploi d'huiles minérales est admis. Tant les fabricants que les

consommateurs sont unanimement d'avis que, au point de vue mécanique, l'emploi d'huile minérale est largement préférable aux liquides non inflammables connus jusqu'ici.

- 8) On a constaté qu'il est possible d'obtenir des résultats raisonnables des points de vue technique et financier si l'on emploie des liquides à base de polyglycol et qu'on peut assurer une sécurité de marche suffisante.
- 9) Étant donné les phénomènes des coups qui se produisent dans certaines conditions dans

les pompes et les moteurs dans le cas d'une commande séparée (tête et pied de la taille), on a mis au point un appareil de synchronisation qu'on peut utiliser dans chaque branche où il faut synchroniser des commandes hydrostatiques. (On a demandé un brevet aux Pays-Bas, en Allemagne, en France, et un brevet est délivré en Belgique).

- 10) Comme la technique hydraulique pose des conditions élevées à l'entretien mécanique, il est nécessaire que le personnel de service et d'entretien soit très bien formé et instruit.

II — DONNÉES GÉNÉRALES

A — Points de départ et motifs des essais

Dans les années cinquante déjà, l'Association des charbonnages du Limbourg a fait des essais pour arriver à une commande hydrostatique. A cette époque, la mécanisation progressive de l'extraction à l'aide de rabots unitaires, rapides et multiples, nécessitait l'installation d'une grande puissance.

Il était évident que cet accroissement de puissance ne pouvait être réalisé par une augmentation de l'air comprimé, parce que :

- a) Elle serait impossible du point de vue technique à cause du très grand diamètre des conduites ;
- b) L'alimentation en air comprimé à l'aide de compresseurs par quartier ne pouvait être rendue rentable ;
- c) Les frais par CV de l'air comprimé au moteur seraient plusieurs fois plus élevés que ceux de l'électricité.

C'est pourquoi on a fait des essais pour combiner les avantages de la commande électrique avec ceux de la commande hydrostatique. Ces premiers essais ont échoué parce que l'état de la technique hydrostatique ne permettait pas encore de réaliser des pressions supérieures à 100 kg/cm² et que les tuyaux flexibles et les garnitures se trouvaient encore dans leur stade de développement. Voilà pourquoi on a choisi, à l'époque, simplement un dispositif de commande électromécanique. Un moteur électrique à accouplement hydraulique actionne une boîte de

réduction qui commande le transporteur et/ou le rabot. Les moteurs à air comprimé étaient remplacés aussi dans les travaux préparatoires et le transport à courroie. Les difficultés inhérentes à la commande électromécanique se manifestaient alors nettement: une plus faible flexibilité de la vitesse par rapport aux commandes comparables à l'air comprimé et un plus grand encombrement des stations de commande.

Au bout d'une dizaine d'années, pendant lesquelles on a étudié à fond les problèmes inhérents à la mécanisation des tailles, on a pu établir quelques principes de base pour la mise au point des machines dans les tailles. Le point de départ en était la nécessité de rationaliser l'extraction par la concentration des unités d'abattage.

D'une part, on s'efforçait d'augmenter la longueur de taille jusqu'à son maximum possible des points de vue technique et de l'organisation et, d'autre part, on s'appliquait à augmenter la capacité de production par taille à l'aide des techniques disponibles.

C'est dans ce cadre que les essais avec les commandes hydrostatiques et la mise au point de celle-ci ont été réalisés. On se rendait compte du fait que l'adaptation des techniques hydrostatiques au profit de l'extraction du charbon prendrait bien du temps à cause des circonstances particulières des travaux de mine.

La vision d'avenir de la taille était et est encore un front d'abattage équipé de:

- a) cadres qui peuvent être commandés à distance ou par groupe;
- b) un rabot qui ne pousse pas de charbons versés sous le transporteur et qui ne repousse pas le transporteur le long duquel il se déplace;
- c) une installation de commande qui (par la variation des vitesses combinée éventuellement avec des variations des profondeurs de coupe dans les deux sens du rabot) assure un chargement aussi régulier et aussi complet que possible du transporteur.

On parlait d'une capacité d'évacuation de la courroie de 400-500 t/h à laquelle on doit donc adapter la capacité du transporteur.

Le chargement complet nécessitait les conditions suivantes:

- a) vitesse du transporteur: environ 1,00 m/sec;
- b) vitesse du rabot aller: 0,75 - 0,80 m/sec;
vitesse du rabot retour: 0,30 - 0,50 m/sec.

On envisageait des forces de traction du rabot de 30 tonnes au maximum et une force de traction,

dans la chaîne du transporteur, de 20-30 tonnes au maximum.

Les avantages qu'on croyait obtenir par l'application de commandes hydrostatiques étaient variés:

- a) La commande réglable permet d'adapter l'extraction et/ou le transport aux conditions spéciales dans la taille;
- b) Tout dispositif de commande tend à s'accroître avec l'augmentation de la puissance. Si l'on applique des commandes hydrostatiques, la séparation de l'hydromoteur et du groupe de pompes permet en tout cas de réduire les dimensions des commandes dans la taille;
- c) La réduction de la masse-énergie diminue les ruptures de chaîne;
- d) Le dispositif de commande électromécanique du transporteur présente une difficulté spéciale lors du démarrage. La mise en marche presque simultanée des moteurs fait fortement monter les impulsions du courant de démarrage, ce qui cause une forte chute de tension dans le réseau électrique. Cet inconvénient ne se produit pas si l'on emploie une commande hydrostatique, pas même en cas de réseaux insuffisamment dimensionnés.

B — Calculs et explications

1. PRINCIPE

Pour la commande d'un transporteur ou d'un rabot, on peut en général choisir la disposition suivante. Le moteur électrique (le plus souvent un nombre de révolutions de 1.500 tours/min) actionne une pompe hydraulique à marche rapide. A l'aide de conduites, cette pompe transmet la pression et le volume au moteur hydraulique. Le moment excité ici est transmis à une boîte d'engrenages éventuelle dont l'arbre sortant porte le pignon à chaîne.

Le choix de la pompe hydraulique et du moteur (comme de tous les autres matériaux hydrostatiques) pour les essais était basé sur des considérations de principe aussi bien que sur des considérations opportunistes.

a) *N.V. Nederlandsche Staatsmijnen*

On a choisi un hydromoteur à marche lente parce qu'il présente l'avantage d'un faible encombrement.

Un hydromoteur à marche lente est, il est vrai, plus grand qu'un hydromoteur à marche rapide, mais plus petit que la combinaison hydromoteur à marche rapide + boîte de ralentissement. Le choix de l'hydromoteur à marche lente était gêné par le fait que les moments, les pressions et les quantités désirés dépassaient justement la limite de la capacité actuelle de l'appareillage hydrostatique. Le nombre de révolutions de l'hydromoteur à marche lente est de 0-75-0.

b) *N.V. Laura & Vereeniging*

Le choix du type de l'hydromoteur était déterminé par la hauteur maximum admissible dans la taille et par le désir de pouvoir régler aussi le couple disponible au pignon à chaîne au moyen d'une variation de la cylindrée de l'hydromoteur. L'inconvénient d'un plus grand encombrement de l'hydromoteur à marche semi-rapide + boîte de ralentissement, en comparaison du moteur à marche lente, est compensé par la possibilité d'augmenter le couple au pignon à chaîne au moyen de cette boîte de ralentissement.

Le nombre de révolutions de l'hydromoteur utilisé est de 0-1.450-0.

Les deux entreprises étaient strictement obligées d'utiliser du liquide non inflammable, ce qui limitait le choix parmi les différentes fabrications.

2. FORMULES

Chaque pompe ou moteur, de quelque type qu'il soit, fournit ou consomme une certaine quantité de liquide par révolution. Cette quantité peut être variée par l'application de différentes constructions.

Sv = quantité/tour en dm³/tour
P = différence de la pression du liquide sur le moteur en kg/cm²
n = nombre de tours/min
N = puissance en CV
Q = quantité de liquide dm³/min

Formule 1

Puissance absorbée ou émise : $N = \frac{P \cdot Q}{450} \text{ CV}$

Formule 2

Moment théorique émis ou absorbé : $M_{th} = \frac{N \cdot 75}{\omega}$

dont ω = déplacement angulaire en radiaux

$$\text{par sec} = \frac{2\pi n}{60}$$

Formule 3

$Q = n \cdot Sv$

Il résulte des formules 1, 2 et 3 :

Formule 4

$M_{th} = 1,6 \cdot P \cdot Sv$

Les formules susdites indiquent déjà dans les grandes lignes ce qui importe le plus dans les commandes hydrostatiques. Si, par l'expérience, on connaît à peu près la puissance nominale nécessaire, $P \cdot Q$ est déterminé de sorte qu'on peut choisir les moteurs et les pompes. Au besoin, on peut diviser Q en plusieurs unités plus petites, ce qui correspond alors à plusieurs commandes.

De la formule 4 pour le couple on peut déduire que, surtout pour la commande du transporteur, il est

utile de rendre réglable la cylindrée. Il est possible ainsi d'augmenter le couple de démarrage sans augmenter la pression.

3. PERTES

Les pertes se divisent en: pertes mécaniques, hydrauliques et volumétriques. Pour déterminer la puissance émise par la pompe, il faut tenir compte du rendement total qui est calculé à partir de toutes les pertes susdites.

Pour déterminer le couple émis par l'hydromoteur, il faut introduire le rendement mécano-hydraulique et pour déterminer le nombre de révolutions de l'hydromoteur, il faut tenir compte du rendement volumétrique.

Quant aux pertes de conduite, elles s'appliquent à la formule suivante :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \frac{\gamma}{2g} V^2 \text{ en kg/m}^2$$

dans laquelle

$(R_e < 2320) \lambda = \frac{64}{R_e}$ pour la zone laminaire et

$(R_e > 2320) \lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}}$ pour la zone turbulente.

4. DESCRIPTION DU SYSTÈME

Voir annexes 1, page 44, et 1a, page 46.

On a le choix entre un système ouvert et un système fermé. Les deux ont été essayés par l'Association des charbonnages du Limbourg.

La N.V. Nederlandsche Staatsmijnen a surtout attaché de l'importance à une grande distance entre le groupe de pompes et l'appareil de commande. Par conséquent, elle a finalement choisi le système ouvert à cause des difficultés de désaération.

La N.V. Laura & Vereeniging utilisait un groupe de pompes non stationnaire, de sorte qu'elle pouvait choisir le système fermé plus compact.

Dans le *système ouvert*, le liquide est transporté, éventuellement au moyen d'une pompe auxiliaire, à la pompe de travail (la pompe de travail peut être auto-aspirante ou bien immergée; dans ce cas, la pompe auxiliaire est superflue). La pompe de travail produit la pression et la transmet au moteur. Depuis le moteur, le liquide retourne au réservoir. Le système est caractérisé par le fait que tout le liquide passe par le réservoir d'huile à chaque cycle.

L'installation mise au point par la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen nécessitait encore les prévisions suivantes :

- a) A la pompe de travail choisie, il fallait ajouter une pompe auxiliaire pour assurer le refroidissement intérieur et pour éviter la formation de bulles d'air (pression préliminaire minimum : 6 kg/cm²).
- b) Entre la pompe auxiliaire et la pompe de travail, on devait disposer un filtre de basse pression, de manière à obtenir rapidement une filtration complètement fine.
- c) Le système devait être rempli par la pompe auxiliaire, de sorte que le raccourcissement ou l'allongement des conduites pouvaient se faire sans difficultés.
- d) Quand la distance entre la pompe et l'hydromoteur est grande, le contenu du réseau de conduites est également grand. Le contenu de la conduite d'évacuation pouvait, en cas d'inclinaison vers le groupe de pompes, s'écouler librement au réservoir avec le risque que celui-ci déborde. (La contenance du réservoir n'est pas adaptée à cette quantité par suite du manque d'espace.)

Pour éviter cela, on devait disposer une soupape de pression au bout de la conduite d'évacuation.

Dans le système fermé les pertes éventuelles sont compensées par une pompe supplémentaire, mais le volume qui se trouve dans le système pompe-moteur reste, en principe, le même.

Le système fermé est caractérisé par le fait que le liquide circule directement entre la pompe et l'hydromoteur. Le système fermé présente l'avantage que (le groupe de pompes étant monté à proximité de l'appareil commandé) les dimensions de la pompe supplémentaire et du filtre peuvent être petites. Cependant cela comporte qu'environ 25 % seulement de la quantité en circulation peut être filtrée finement. La construction plus compacte permet pourtant de placer le groupe de pompes plus près de la taille. De plus, l'installation est auto-freinante et le sens de rotation du moteur peut être changé sans l'aide de soupapes.

5. CHOIX DU LIQUIDE

Pour les premiers essais, il fallait suivre les prescriptions du « Zweiter Bericht über Anforderungen und Prüfungen schwer entflammbarer Flüssigkeiten zur hydraulischen Kraftübertragung und Steuerung » de la C.E.C.A.

Comme l'huile minérale était exclue, il restait seulement les esters de phosphate et les polyglycols comme liquides. Les propriétés de ces liquides non inflammables dans un appareillage existant étaient inconnues et il n'y avait pas de données nettes sur le graissage limite très important.

Cependant, ledit rapport ne donne pas assez de directives pratiques pour fixer le choix du liquide *non inflammable*. Les esters de phosphate sont beaucoup plus chers que les polyglycols et c'est pourquoi on a choisi ces derniers. De plus, les données sur la viscosité et les vapeurs nuisibles éventuelles en cas de températures élevées n'étaient pas très favorables pour les esters de phosphate.

Le polyglycol fut soumis à un examen de laboratoire. Voici les résultats :

- a) Il est nécessaire qu'on applique le rapport de mélange exact polyglycol/eau et l'addition éventuelle doit être de l'eau distillée ;
- b) On ne peut pas utiliser des éléments peints, tectylés, galvanisés, étamés et cadmiés ; on ne peut pas appliquer le Loc-tite ;
- c) Le polyglycol qui a été en contact avec du zinc ou du cadmium devient fortement corrosif ;
- d) Plusieurs fabricants réduisent la corrosion à l'aide d'inhibiteurs ;
- e) Les fabricants font encore des essais avec les dopings pour améliorer les propriétés de graissage.

Après différents essais effectués dans les travaux du fond avec les polyglycols, on fait, dans le dernier essai — en collaboration avec le Corps des mines —, une comparaison entre un dispositif rempli d'huile minérale et un dispositif rempli de polyglycol.

Cette installation a été en service dans les mines de la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen.

Dans ce schéma (voir annexe 3, p. 50), on part en principe du fait que l'agent dit huile doit être traité de la même manière que l'électricité et que le danger éventuel, qui en accompagne l'emploi, doit être réprimé par des constructions et des prescriptions efficaces.

Il est possible que ce schéma doive être considéré comme un point de départ et qu'il soit susceptible d'être amélioré et étendu. Pour les considérations ci-dessus, on a fait un essai pour arriver à une comparaison entre un dispositif rempli d'huile minérale et un dispositif rempli de polyglycol. Cette installation a été en service dans la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen.

6. CALCUL GLOBAL DES POMPES ET DES MOTEURS

Force de traction maximum désirée au rabot : environ 30.000 kg.

Vitesse du rabot : 0,50 — 0,75 m/sec.

Il en résulte une puissance effective maximum de :

$$\frac{30.000 \cdot 0,50}{75} = 200 \text{ CV respectivement}$$

$$\frac{30.000 \cdot 0,75}{75} = 300 \text{ CV}$$

Quand le diamètre du pignon à chaîne est de 0,328 m, le moment effectivement nécessaire est de :

$$30.000 \cdot \frac{0,328}{2} = 4.920 \text{ kgm}$$

Il résulte de la formule 4 :

$$M_{th} = 1,6 P \cdot Sv \quad P_{max} = 225 \text{ kg/cm}^2$$

$$4.920 = 1,6 \times 225 \times Sv$$

$$Sv = 13,6 \text{ dm}^3/\text{tour}$$

Voilà la condition qu'on devait poser aux hydro-moteurs, à savoir une cylindrée totale de 13,6 dm³ par tour, ce qu'on pouvait réaliser avec un ou plusieurs moteurs accouplés en parallèle.

Pour des raisons opportunistes, la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen a utilisé un hydromoteur du type Staffa (moteur à pistons radiaux). Un moteur Staffa a une cylindrée permanente de 4,3 dm³ de sorte que l'installation esquissée nécessiterait $13,6/4,3 \approx 4$ hydromoteurs. Pour des raisons techniques, cette installation est équipée de 2 commandes, composée chacune de 1 moteur Staffa et de 1 engrenage 2 : 1.

Pour atteindre une vitesse de, par exemple, 0,50 m/sec., le pignon à chaîne doit faire :

$$\frac{0,50}{\pi \cdot 0,328} \cdot 60 = 30 \text{ t/min}$$

Ceci implique une quantité de liquide de $30 \cdot 13,6 = 408$ l/min.

La commande du rabot peut être calculée de la même manière que la commande du transporteur.

Cependant, pour la commande d'un transporteur, il est utile, en fonction de la longueur du transporteur et de la nature de la couche, d'utiliser des hydro-moteurs à cylindrée réglable, de sorte que le couple de démarrage peut être augmenté sans augmentation de la pression. La N.V. Laura & Vereeniging a utilisé ce système (moteur à piston plongeur axial Beien). Ce moteur est muni d'un régulateur de la cylindrée qui, en fonction de la pression du liquide, règle la cylindrée entre 0,250 — 0,831 dm³/t.

Pour atteindre une force de traction maximum de 30.000 kg pendant le démarrage du transporteur, cette installation est équipée, en plus d'une commande principale électromécanique, d'une commande auxiliaire hydrostatique qui se compose d'un hydro-moteur et d'un engrenage 18,2 : 1.

7. ACCOUPLEMENT DES COMMANDES

Il y a plusieurs méthodes pour accoupler les commandes par voie mécanique et/ou hydraulique ou non (voir annexe 2, page 48).

Il va sans dire qu'on doit faire dépendre son choix du but final qu'on désire atteindre. Chaque système a ses avantages et désavantages spéciaux. La commande hydrauliquement séparée mais mécaniquement accouplée d'un seul appareil depuis la tête et le pied d'une taille (rabot ou transporteur) nécessite encore une prévision spéciale, à savoir :

- Soit, comme dans les mines de la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen, une synchronisation automatique de la pression des deux installations hydrauliques à la tête et au pied de la taille ;
- Soit, comme dans les mines de la N.V. Laura & Vereeniging, la possibilité d'adapter une fois à la main les deux installations hydrauliques l'une à l'autre, à la tête et au pied de la taille, à l'aide des deux régulateurs de puissance.

L'installation la plus simple est la commande avec un seul moteur par appareil. Sans aucun doute, celle-ci offre les meilleures perspectives. Cependant, l'emploi d'une telle installation est fortement limité par la charge admissible de l'appareil mécanique et par la difficulté d'augmenter la tension préliminaire de la chaîne de telle façon que la chaîne de retour ne soit pas trop grande.

III — DESCRIPTION DES INSTALLATIONS

Dans l'Association des charbonnages du Limbourg, plusieurs installations ont été en service depuis le 1^{er} janvier 1965 :

A — N.V. Nederlandsche Staatsmijnen

La N.V. Nederlandsche Staatsmijnen a utilisé deux types d'installations hydrostatiques, construites suivant le système ouvert, c'est-à-dire tels que tout le liquide passe par le réservoir.

1. Une commande hydrostatique pour le rabot et une pour le transporteur.

Quartier H5, mine d'Etat Wilhelmina, couche Steinknipp, longueur de taille : 30-120 m

Schéma hydraulique : annexe 4, page 54.

Schéma électrique : dessin de Staatsmijnen 4E 31448.

Pompes : 1 Denison 800, non réglable, pour le moteur du transporteur dans la tête de la taille ;

1 Denison 800, réglable à l'aide d'une roue, pour le moteur du transporteur dans le pied de la taille ;

1 Denison 800, réglable à l'aide de cylindres à air, pour les deux moteurs du rabot.

Unités de pompe : 2 pompes stationnaires dans la voie de tête, une pour les moteurs du rabot et une pour le moteur du transporteur dans la tête de la taille ;

1 pompe mobile dans la voie de base pour le moteur du transporteur dans le pied de la taille.

Hydromoteurs : 2 Staffa pour le transporteur, à commande séparée ;
2 Staffa pour le rabot.

Dans le réservoir 3.01 des unités de pompes stationnaires, il n'y a pas de refroidisseur parce que la quantité de chaleur dégagée par les longues conduites d'alimentation et d'évacuation (± 250 m)

compense la quantité totale de chaleur produite dans le circuit, de sorte que la température reste acceptable pour le liquide utilisé.

La commande du transporteur se compose de 2 hydromoteurs à commande séparée (moteurs 4.01 dans la tête et dans le pied de la taille) qui sont adaptés l'un à l'autre à l'aide d'un régulateur du débit de la pompe, commandé à la main (1.05), dans le pied de la taille.

Le renversement incidentel du sens de rotation du pignon à chaîne du transporteur (par exemple, pour dégager la chaîne bloquée) peut se faire, par exemple, à l'aide d'une vanne à 4 voies commandée à la main (4. 21).

Les deux moteurs du rabot sont accouplés en parallèle par voie hydraulique, de sorte que l'adaptation mutuelle n'offre aucune difficulté. La vitesse du rabot est réglée automatiquement à l'aide de cylindres à air commandés par voie électrique.

A l'aide du contacteur 4.18 monté sur l'hydromoteur dans la tête de la taille, on enregistre par voie électrique le trajet parcouru par le rabot et la vitesse de celui-ci.

2. Une commande hydrostatique pour le rabot et une commande électromécanique pour le transporteur.

Quartier I, mine Wilhelmina, couche Finefrau, longueur de taille : 150 m

Schéma hydraulique : annexe 5, page 57.

Schéma électrique : dessin de Staatsmijnen 4E 30932.

Pompes : 1 Denison 60 réglable, pour le moteur du rabot dans la tête de la taille ;

1 Denison 60 réglable, pour le moteur du rabot dans le pied de la taille.

Unités de pompe : 1 pompe stationnaire dans la voie de base ;
1 pompe mobile dans la voie de tête.

Hydromoteurs : 1 Staffa pour le moteur du rabot dans le pied de la taille ;
1 Staffa pour le moteur du rabot dans la tête de la taille.

Cette commande hydrostatique du rabot se compose donc de deux unités de commande séparées hydrauliquement qui actionnent, séparément mais simultanément, un des pignons à chaîne qui sont accouplés mécaniquement entre eux au moyen de la chaîne du rabot. Du point de vue de l'actionnement, ces deux unités sont égales l'une à l'autre ainsi que les dispositifs de sûreté. Quant à la commande et à la disposition, il y a des différences, à savoir :

La commande dans le pied de la taille est munie d'un régulateur de vitesse et d'un limiteur de force pour tendre la chaîne du rabot ; la disposition de l'unité de pompe est stationnaire.

La commande dans la tête de la taille est munie d'un servo-régulateur qui sert à maintenir égales les pressions de travail des deux commandes (synchronisation de la pression de travail). La disposition de l'unité de pompe n'est pas stationnaire.

SUBDIVISION

Chaque unité de commande peut se diviser comme suit :

- 1) Unité de pompe principale sur laquelle est monté l'appareil de commande (unité 1.00).
- 2) Unité de filtre avec appareil de contrôle incorporé (unité 2.00).
- 3) Réservoir à liquide sur lequel sont montés la pompe d'alimentation, les appareils de réglage, de protection et de contrôle, avec refroidisseur incorporé (unité 3.00).
- 4) Station de commande de la chaîne du rabot à laquelle sont ajoutés l'hydromoteur et les appareils de commande, de protection et de contrôle (unité 4.00).
- 5) Conduite de transport de liquide depuis l'unité de pompe (1.00 + 2.00 + 3.00) à la station de commande (4.00), qui se compose :
 - a) Pour la commande stationnaire (pied de la taille) : d'un tuyau flexible de caoutchouc à haute pression avec des accouplements à fermeture rapide (unité 5.00) près de la taille et d'une conduite en acier avec des soupapes d'arrêt dans la galerie (unité 6.00) ;
 - b) Pour la commande mobile (tête de la taille) : d'un tuyau flexible de caoutchouc à haute pression avec des accouplements à fermeture rapide (unité 5.00).

FONCTIONNEMENT DE LA PARTIE HYDRAULIQUE (Circuit principal)

Alimentation

La pompe centrifuge auto-aspirante 3.07 aspire le liquide du réservoir 3.01 par le filtre magnétique 3.02, le filtre à air aspiré 3.03 et la soupape d'arrêt 3.04 et le transporte ensuite par la batterie de filtres 2.01 vers la pompe principale 1.01.

Aussi longtemps que la pompe principale 1.01 ne marche pas encore, elle ne prend pas de liquide et, pour éviter l'échauffement de la pompe 3.07 le liquide est ramené au réservoir 3.01 par la soupape 3.15 et le refroidisseur 3.18.

Parties de pression et de retour

Quand la pompe 1.01 est mise en marche, elle aspire le liquide et le renvoie au réservoir par la soupape de décharge 3.13 et le refroidisseur 3.18. Après l'excitation de la valve 2/2 3.17, celle-ci se ferme et la soupape 3.13 se ferme également. Le liquide est alors pressé vers la station de commande en passant par la soupape de retour fermable 3.10. Le liquide s'écoule par la valve 4/3 4.02 et retourne ensuite à l'unité d'alimentation d'où il passe par la soupape de pression 3.11 et le refroidisseur 3.18 pour retourner au réservoir. Si l'on met la valve 4/3 4.02 dans une position de travail déterminée, le liquide est également pressé par l'hydromoteur 4.01 qu'il fera tourner dans la direction correspondante. L'hydromoteur actionne la chaîne du rabot à l'aide de la boîte d'engrenage 4.14 et du pignon à chaîne 4.15.

Système pour réduire la pression (Moyens de protection)

La réduction de la pression est obtenue par la collaboration entre les soupapes à maxima 1.06 et 1.07 et la soupape d'étranglement réglable 1.08.

Quand la pression de travail dans le circuit principal monte au-dessus d'une valeur réglée par la soupape à maxima 1.06, celle-ci s'ouvre et laisse passer, du circuit principal au piston de réglage 1.04, une quantité de liquide plus grande que celle qui peut s'écouler par la soupape d'étranglement 1.08. Il se forme alors au-dessus du piston de réglage 1.04 une pression qui ramène la pompe 1.01 à un débit tellement petit que dans le circuit principal est maintenue la pression réglée.

Quand la pression de travail descend au-dessous de la valeur réglée, la soupape à maxima 1.06 se ferme de nouveau. La contre-force toujours présente, causée par le ressort 1.02 et le piston auxiliaire 1.03, assure que le liquide se trouvant au-dessus du piston de réglage 1.04 s'écoule par la

soupape d'étranglement 1.08 et que la pompe 1.01 est ramenée à son débit initial. La soupape de commande préliminaire 1.07 sert à protéger le mécanisme de réglage contre des impulsions trop brutales.

Pression d'alimentation

Quand la pression d'alimentation devient trop basse (6 kg/cm²) ou nulle, la pompe principale 1.01 s'arrête automatiquement au moyen de l'interrupteur à pression 3.28. Après que la pression minimum nécessaire s'est rétablie dans le système auxiliaire, la pompe principale 1.01 doit être remise en marche à la main.

Démarrage

Tant que la pompe principale 1.01 n'est pas démarrée, la soupape 2/2 3.17 ne peut pas être excitée, de sorte que la soupape de décharge 3.13 se trouve dans la position de pompage sans pression. Quand la pompe principale 1.01 s'arrête, l'excitation de la soupape 2/2 3.17 correspondante est également supprimée. Après le démarrage de la pompe principale 1.01, il faut remettre en marche manuellement la soupape 2/2 3.17. La pompe principale 1.01 ne peut donc pas démarrer en charge. La soupape 3.13 peut servir aussi de soupape à maxima.

Marche d'une seule commande

Quand une des commandes s'arrête, l'excitation de la soupape 3.17 correspondante est également supprimée. Quand les deux soupapes 3.17 ne sont pas excitées à la fois, les soupapes 4.02 destinées à renverser le sens du rabot et accouplées en parallèle ne peuvent prendre que la position moyenne. Les hydromoteurs 4.01 ne sont alors pas actionnés.

Pression de retour

Si, pour une raison quelconque, la pression dans la conduite de retour monte trop haut, l'excitation de la soupape 2/2 3.17 correspondante est supprimée par l'interrupteur à pression 4.17. Le liquide circule alors sans pression. La soupape 2/2 3.17 doit alors être remise en marche à la main.

Réglage de la vitesse (Commandes)

Trois vitesses différentes sont possibles :
Mouvement du pied vers la tête de la taille: vitesse maximum.
Mouvement de la tête vers le pied de la taille : vitesse plus basse.
Mouvement de la tête vers le pied dans la partie

inférieure de la taille: vitesse encore plus basse. Les valeurs de ces vitesses peuvent être réglées selon les besoins.

Le fonctionnement est le suivant :

A l'aide du contacteur 4.18 monté sur l'hydromoteur dans la tête de la taille et d'une boîte de relais à laquelle sont également reliés les contacts à signal de trop-plein 4.16 et les soupapes de renversement du rabot 4.02 jusqu'à 4.09 inclus, le chemin du rabot parcouru est copié par voie électrique (voir schéma 3 CP 5299). Ce dispositif à copier comprend un certain nombre de points fixes au passage desquels un ordre éventuel est envoyé à une des vannes 1.24 ou 1.25. Supposons que le rabot doive se déplacer depuis le pied vers la tête de la taille, la vanne 1.24 est alors excitée et la soupape 1.22 n'est plus commandée et se ferme. La soupape 1.23 était déjà fermée. L'adduction du liquide au piston de réglage 1.04 est arrêtée. Le liquide qui se trouve au-dessus du piston 1.04 s'écoule par la soupape d'étranglement 1.08, de sorte que le débit de la pompe est adapté au débit maximum réglé au moyen du piston auxiliaire 1.03 et du ressort 1.02.

Si le rabot doit se déplacer de la tête vers le pied de la taille, l'excitation de la vanne 1.24 est supprimée. Du liquide est alors admis depuis la partie alimentation au piston de réglage de la soupape 1.22 qui s'ouvre. De la partie pression, le liquide peut s'écouler sous pression élevée vers le piston de réglage 1.04, de sorte que la pompe est réglée à un plus petit débit. Le mécanisme de réglage continue à fonctionner jusqu'à ce que la tige de réglage à cames, accouplée mécaniquement audit mécanisme, ait mis la soupape 1.22, contre la pression d'alimentation, dans la position d'équilibre. La pompe est alors réglée à la vitesse du rabot se déplaçant vers le pied de la taille. Pour la vitesse que le rabot doit avoir dans la dernière partie de son trajet vers le pied de la taille, la vanne 1.25 est excitée, de sorte que la soupape 1.23 s'ouvre.

Du liquide est alors de nouveau admis au-dessus du piston de réglage 1.04 à partir de la conduite de pression, de sorte que le débit de la pompe 1.01 est réduit encore davantage jusqu'à ce que la soupape 1.23 se trouve également dans la position d'équilibre. La soupape 1.22 est alors tout à fait fermée. La vitesse maximum est réglée à l'aide de la roue à main 1.05. La vitesse plus basse peut être réglée à l'aide de la came de commande de la soupape 1.22 et la vitesse la plus basse est réglée à l'aide de la came de commande de la soupape 1.23. La vitesse de réaction du piston de réglage 1.04 peut être réglée à l'aide de la soupape d'étranglement 1.27.

Synchronisation de la pression de travail

La synchronisation de la pression de travail sert à assurer que les pressions de travail des deux unités de commande sont toujours égales l'une à l'autre, de sorte qu'il ne peut se produire des différences de charge.

Le dispositif de synchronisation comprend la servo-soupape, composée des éléments 1.10 jusqu'à 1.19 inclus, les potentiomètres-manomètres 3.24 et une alimentation électronique.

Fonctionnement :

Supposons que la pression de travail de l'unité de commande dans la tête de la taille soit plus élevée que la pression de travail de l'unité de commande dans le pied de la taille (trop grand débit de la pompe dans la tête de la taille). Le débit de la pompe principale 1.01 dans la tête de la taille doit alors être réduit. Ceci se fait comme suit :

Le potentiomètre-manomètre 3.24 dans la tête de la taille indique une plus grande pression que celui qui se trouve dans le pied de la taille. Il en résulte que, moyennant l'alimentation électronique, la bobine 1.18 produit le champ magnétique le plus fort. L'armature de l'aile (flapper) 1.19 se déplacera vers le gicleur 1.15.

Le liquide qui sort du gicleur 1.15 sera plus refoulé que le liquide qui sort du gicleur 1.16. Par conséquent, une plus grande quantité de liquide passe par la soupape d'étranglement 1.14 que par la soupape d'étranglement 1.13. La chute de pression sur la soupape d'étranglement 1.14 est plus grande que sur la soupape d'étranglement 1.13. Il en résulte que la pression sur le piston de commande 1.11 monte et que la pression sur le piston de commande 1.12 baisse. Le résultat en est que la vanne 4/3 1.10 se déplace dans la direction de 1.12 jusqu'à ce que les ressorts de centrage et la force exercée

sur la vanne 1.10 s'équilibrent. La vanne 1.10 a alors une certaine ouverture par laquelle le liquide s'écoule depuis la partie de pression vers le piston de réglage 1.04. Le débit de la pompe 1.01 dans la tête de la taille devient alors plus faible. La pression de travail de l'unité de commande dans la tête de la taille diminue et la pression de l'autre unité de commande augmente. Quand les pressions sont égales, les indications des potentiomètres-manomètres 3.24 sont aussi égales. La différence de pression mesurée est alors nulle, de sorte que la servo-soupape 1.10 jusqu'à 1.19 inclus ne donne pas de signal de différence. La vanne 1.10 se trouve alors de nouveau dans la position moyenne, de sorte que le liquide ne peut plus s'écouler vers le piston de réglage 1.04. Le débit de la pompe est redevenu constant.

Quand la pression de travail dans la tête de la taille est plus basse que dans le pied de la taille, la commande se fait en sens inverse. La vitesse de réaction de la pompe 1.01 peut encore être influencée à l'aide de la soupape d'étranglement réglable 1.20.

LIMITATION DE LA FORCE NÉCESSAIRE A TENDRE LA CHAÎNE DU RABOT

Comme il est nécessaire de pouvoir tendre la chaîne du rabot par une force qui est plus petite que la force de rabotage maximum disponible, on a prévu une soupape de commande préliminaire 3.29, avec robinet 3.30, sur l'unité de commande dans le pied de la taille. Cette soupape de commande préliminaire est réglée à la force de tension désirée. Pour tendre la chaîne du rabot, il faut ouvrir le robinet 3.30. La soupape à maxima 3.13 s'ouvre déjà à une pression réglée par la soupape de commande préliminaire 3.29 et limite donc la force de traction sur la chaîne.

La commande dans la tête de la taille suit cette pression par l'intermédiaire de la synchronisation de la pression de travail montée sur cette commande.

B — N.V. Laura & Vereeniging

Dans les mines de la N.V. Laura & Vereeniging, une installation a été successivement en service dans les quartiers suivants :

Mine	Quartier - Couche	Commande
Julia	12 A IV (Stinkert II)	Rabot et transporteur
Julia	12 A VIII (Rauschenwerk)	Transporteur
Julia	13 B IV (Stinkert II)	Rabot
Laura	2 A XIV (Finefrau)	Transporteur
Laura	2 A XIV (Finefrau)	Rabot

Schéma hydraulique : annexe 6, page 59.

Schéma électrique : LVJE 5889.

La commande comprend :

- une pompe axiale à piston plongeur AP 245,
- un moteur axial à piston plongeur type AM 800 V,
- boîte à engrenages planétaires type P 120 S,
- roue pour la chaîne du rabot, tambour à chaîne pour la chaîne du transporteur.

Les commandes sont accouplées mécaniquement par la chaîne.

Comme il a déjà été dit dans l'introduction, on a choisi le système fermé. La pompe d'alimentation, d'une capacité de 60 l/min, est commandée à partir de l'axe de la pompe principale au moyen d'un engrenage. La pompe d'alimentation 3.07 a une double fonction, à savoir : 60 % de son débit sert à compenser les pertes de fuite dans la pompe dans le régulateur de débit et l'hydromoteur, et 15 % de son débit sert à amener l'huile nécessaire pour la commande de la pompe principale (environ 15 %).

La quantité de liquide restante peut être ramenée au réservoir en passant par une soupape de surpression. Les pertes de fuite se composent partiellement (environ 35 %) de liquide qui est retiré au circuit pour assurer un renouvellement constant.

Le numéro codique 7.01 représente schématiquement le régulateur de débit. Le débit fourni par la pompe est déterminé par la position du disque culbutant. L'angle est au maximum de 17°. Le balancement du disque culbutant vers sa position extrême se fait à l'aide d'un cylindre hydraulique de réglage 1.04. On part du principe que le moteur électrique, qui commande la pompe, ne doit pas être chargé au-dessus de sa puissance nominale. Ceci nécessite un appareil destiné à adapter le débit de la pompe à la résistance de l'outil de telle manière que le produit quantité \times pression de travail donne toujours la puissance nominale. Ceci est réalisé par le régulateur de débit dont la construction est telle que l'hyperbole $P + V = \text{Constant}$ est approximativement représentée par trois lignes droites.

Supposons que le sens de rotation du moteur soit tel que la conduite 5.01 est le côté pression et la conduite 5.11 le côté retour. Cette position a été obtenue par le fait que ledit cylindre de réglage 1.04, qui est relié à la tige A, a déplacé cette tige depuis le point 0 vers la gauche. (Quand la conduite 5.11 est le côté pression et la conduite 5.01 le côté retour, la tige A est déplacée vers la droite et pour tous les mouvements suivants vers « la droite », il faut lire « la gauche » et inversement.) Ainsi, le levier B place la vanne de réglage D déplacée qui a dégagé un canal par lequel l'huile de commande s'introduit dans l'espace G.

Il en résulte que le servo-piston E se déplace vers la droite et suit de près la vanne de réglage D. Le servo-piston est relié en H au disque culbutant de la pompe, de sorte que celle-ci est également mise dans la position extrême.

Supposons que la pression de travail augmente par suite d'une plus grande résistance de l'outil. La pression derrière le plongeur L augmente alors également. Ainsi, la boîte M est poussée vers la

droite contre les ressorts N. Les dimensions des ressorts N sont telles qu'en fonction de la grandeur du déplacement un, deux ou trois ressorts sont comprimés. L'approximation de l'hyperbole est ainsi obtenue par l'addition des caractéristiques de l'action des ressorts.

A un moment donné, la bride de la boîte N touche la tige B. Ainsi, cette tige est ramenée en arrière, de sorte que la vanne de réglage D se déplace vers la gauche. D'une manière analogue à celle décrite ci-dessus, le servo-piston E suit la vanne de réglage D vers la gauche. Ceci implique que l'angle de déplacement du disque culbutant devient plus petit et que la pompe fournit moins de liquide.

Pour assurer que le cylindre de réglage 1.04 reste en arrêt, la tige A est équipée d'un ressort amortisseur. Le mécanisme est réglé de telle façon que, la pression maximum étant atteinte, la boîte M touche le point réglable P. Comme le point P se trouve près du point de rotation C, le disque culbutant se déplacera rapidement vers l'angle de déplacement 0°. On obtient ainsi qu'en cas de pression maximum, il n'est pas nécessaire d'évacuer du liquide par les soupapes et, par conséquent, qu'il n'y a pas de pertes d'énergie. Il est donc clair que les soupapes de surpression servent uniquement de protection. Comme nous venons de le dire, le liquide dans le circuit est constamment renouvelé. Ceci se fait à l'aide de la soupape de rinçage 3.18 qui est commandée par le liquide du côté pression. La fonction des autres éléments indiqués ressort du schéma.

Le réglage de la cylindrée du moteur du transporteur se fait de la même manière que pour la pompe. La pression de commande dans la conduite 5.31 est égale à la pression dans la conduite 5.01, respectivement 5.11. Si, pendant le démarrage du transporteur, la pression de travail augmente, la vanne de commande a se déplace vers la droite contre le ressort v tendu préalablement. Ainsi, on dégage des canaux par lesquels le liquide de pression s'introduit dans l'espace b, de sorte que le servo-piston c se déplace également vers la droite. Le servo-piston est accouplé au disque culbutant du moteur qui se déplace alors également. Quand la pression de travail diminue, le ressort pousse la vanne de commande vers la gauche. Le liquide de pression peut alors s'introduire dans l'espace d, de sorte que le servo-piston se déplace aussi vers la gauche et que l'angle de déplacement du disque culbutant devient plus petit.

Pour le calcul des installations décrites, voir annexe 7, page 61.

IV — DESCRIPTION DE L'APPAREILLAGE HYDRAULIQUE ET RÉSUMÉ DES EXPÉRIENCES ACQUISES (1)

POMPES A PISTON PLONGEUR AXIALES

Fabrication Denison, série 800, annexe 4, numéro codique 1.01, photo 1

Capacité : 0-165 l/min (pompe réglable),
165 l/min (pompe non réglable).
Pression de travail : 350 atm.

Ce type de pompe a fonctionné assez convenablement. A cause de la diminution de l'effet de graissage du polyglycol à des températures > 50 °C, la pompe devait être refroidie en faisant passer une plus grande quantité de liquide par les corps du palier et de la pompe à partir du circuit auxiliaire. Il fallait élargir les ouvertures dans le corps de pompe pour éviter un dérangement de l'équilibre axial du bloc piston-plongeur.

Les paliers de l'essieu — deux paliers à épaulement mis sous tension préliminaire — ont été remplacés par des paliers à plus grand coefficient de charge, à savoir un palier à cannelures profondes ou palier à rouleaux cylindriques comme palier de commande + un palier à rouleaux cylindriques.

La tige du réglage à la main a été alourdie pour cause de ruptures fréquentes et fabriquée d'un matériau plus résistant.

L'ensemble a été reproduit sur des croquis. Pour la télécommande électropneumatique de la pompe, on a construit un mécanisme de réglage (dessin 4 CP 5474, photo 2) qui a donné satisfaction.

Fabrication Denison, série 60, annexe 5, numéro codique 1.01

Capacité : 0-550 l/min (réglable).
Pression de pointe : 350 atm surpression à $Q_{\max.} = 310$ l/min.

Ce type de pompe a donné entière satisfaction. Il n'y a pas eu de dérangements. Dans ces pompes venant directement de l'usine, la Staatsmijnen a fait aussi un canal intérieur par lequel une certaine quantité supplémentaire de liquide de refroidissement du circuit auxiliaire peut être envoyée par

(1) Les références aux photographies renvoient aux pages 27 et suivantes.

le corps de pompe. Les deux pompes principales ont fonctionné sans dérangements.

Fabrication Beien, type AP 245, annexe 6, photo 3

Capacité réglable en continu : entre 0 et 360 l/min.
Pression de travail continue : 250 atm surpression.
Dans la pompe, on a logé la pompe d'alimentation, la soupape à maxima, la soupape de rinçage et le filtre à pression. Le filtre à aspiration et le filtre à huile de fuite sont montés sur le réservoir. La pompe a donné satisfaction. La seule modification pratiquée dans la pompe est l'augmentation du nombre de ressorts (de 2 à 3) qui pressent les faces de la vanne contre le tambour du cylindre. Pendant la marche, les faces de la vanne sont pressées, au moyen de pistons, par la pression de travail. Pour réduire les pertes de fuite entre les faces de la vanne et le tambour du cylindre quand les pistons se trouvent dans la position 0, on a augmenté le nombre des ressorts. La pompe d'alimentation est une pompe à engrenages qui est commandée par une roue dentée à partir de l'arbre principal de la pompe.

Pour être moins sensible à la pression de commande minimum l'engrenage entre l'arbre principal et la pompe d'alimentation a été réduit de 1,2 : 1 à 1 : 1, à la suite de quoi le débit a été augmenté de 50 à 60 l/min.

POMPES AUXILIAIRES

Pompe Sihi, type DA 5130 KKTU, annexe 4, numéro codique 3.07

Capacité/pression : 400/3 ou 300/6 l/min/atm.

Pompe Sihi, type DA 7130 KKTU/L, annexe 5, numéro codique 3.07, photo 4

Capacité/pression : 395/7,5 ou 335/9 l/min/atm.

Du point de vue mécanique, les pompes Sihi ont donné satisfaction. Ce type de pompe a un débit bas. Selon les données du fabricant, la puissance de commande nécessaire est de 20 CV, la puissance effective n'est que de 6,8 CV, de sorte que 13,2 CV doivent être absorbés par le liquide sous forme de chaleur.

HYDROMOTEURS

Moteur radial à piston, annexes 4 + 5 numéros codiques 4.01 et 4.02, photo 5.

Fabrication Staffa, type MK 5 SU.
Cylindrée : 4,32 l (7 cylindres).
Nombre de révolutions : 75-0-75 révolutions/min.
Pression de travail : 175 atm en continu ; pointe : 225 atm.
Couple : environ 6 kgm/atm.
Couple de démarrage : 65 %.

Ce moteur a fonctionné assez convenablement. Vu la pression relativement élevée du carter, il fallut améliorer le bourrage de l'arbre (dessin 4 125921).

Pour réduire les fuites intérieures résultant de l'usure, la boîte coulissante a été couverte d'une couche dure de chrome. La vanne de distribution est également sujette à l'usure. A cet égard, on a élaboré une méthode de réparation qui a été établie sur des dessins.

Moteur radial à piston, photo 6

Fabrication Düsterloh, type KM 100/7.
Cylindrée : 5,25 l (7 cylindres).
Nombre de révolutions : 150-0-150 révolutions/min.
Pression de travail : 150 atm en continu ;
pression intermittente : 200 atm ;
pointe : 250 atm.
Couple : 7,2 kgm/atm.
Couple de démarrage : 90%.

Un prototype de ce moteur a été essayé avec succès dans les travaux du jour et il a marché pendant une courte durée dans les travaux du fond. L'essai n'est pas encore terminé. Voir rapports 94/CP/65 et 95 CP/65.

Les éléments suivants ont donné des difficultés :

- 1) une construction trop légère des couvercles des cylindres;
- 2) un bourrage impropre de l'anneau O des chemises des cylindres;
- 3) un bourrage de l'essieu trop peu résistant à la pression;
- 4) un dérangement du passage de l'huile vers les pieds de bielle.

De concert avec la firme on a remédié à ces défauts.

Moteur axial à piston plongeur

Fabrication Beien, type AM 800 V, annexe 6 numéros codiques 4.01 et 4.02. photo 7,

Pour commander le rabot, on a appliqué des moteurs ayant une cylindrée fixe de 789 cm³/révolutions.

Couple spécifique : 1,18 kgm/atm surpression.

Transmission boîte d'engrenages planétaires : 8,67:1.

Couple spécifique à la roue à chaîne du rabot : 10,2 kgm/atm surpression.

LE RÉGULATEUR DE LA CYLINDRÉE

Annexe 6, numéro codique 7.02

Pour la commande du transporteur, le moteur est muni d'un régulateur de la cylindrée. La cylindrée peut varier entre 250 et 831 cm³/révolution.

Nombre de révolutions : 0-1450-0 par min.

Pression de travail continue : 250 atm surpression.

Couple spécifique : 0,38-1,26 kgm/atm surpression.
Transmission boîte à engrenages planétaires : 18,2:1.
Couple spécifique au tambour à chaîne : 7-23 kgm/atm surpression.

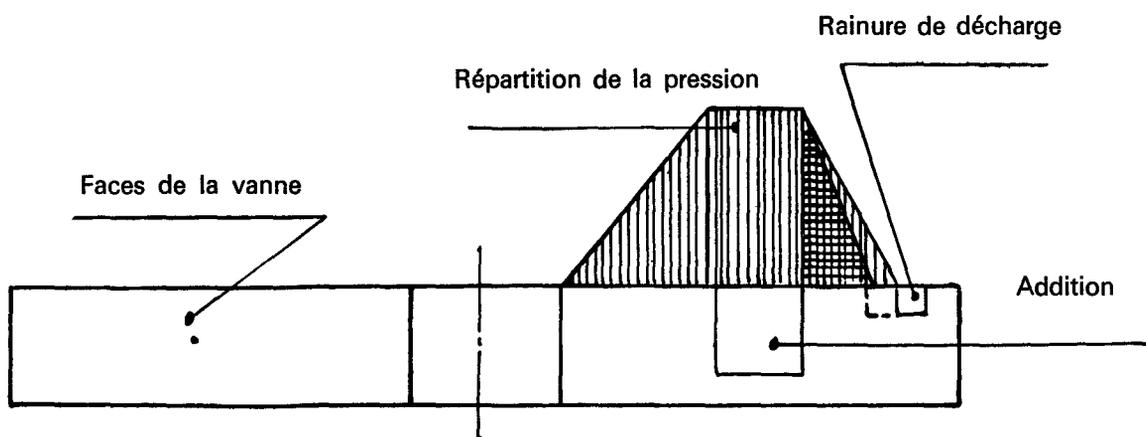
Le moteur a procuré différentes difficultés. A l'origine, le palier à deux rangées de rouleaux cylindriques 21311 était monté du côté des faces de la vanne.

Pour améliorer la possibilité de montage, ce palier a été remplacé par le palier à deux rangées de rouleaux cylindriques 22211. Du premier palier, la durée de vie calculée est de 12900 heures, alors que celle du palier 22211 est de 3600 heures (voir annexe 7).

Vu cette durée de vie, ce remplacement n'est pas une solution définitive. A l'origine, on avait monté, du côté du disque culbutant, seulement un palier de butée à rouleaux cylindriques 29413. Un calcul prouve qu'en cas d'un angle de virement du disque culbutant > 13°, la charge radiale est de plus de 55% de la charge axiale. Ceci est inadmissible pour un palier pareil. C'est pourquoi on a monté, outre le palier de butée à rouleaux cylindriques, un palier à deux rangées de rouleaux cylindriques 22311 C. La rainure dans la surface de direction destinée à diminuer la tension est élargie de 8 mm vers le centre (photo 8).

La force de diminution des faces de la vanne est la résultante de la pression dans l'ouverture d'addition et de la pression sur la partie restante des faces de la

vanne. La figure ci-dessous montre cette répartition de la pression :



Pour diminuer la force de décharge, la rainure de décharge est élargie (surface Δ plus petite). On obtient ainsi que la quantité d'huile de fuite est plus petite et que le rendement volumétrique est plus grand.

Tout comme dans la pompe, on a augmenté le nombre de ressorts de la pompe qui pressent les faces de la vanne contre le tambour du cylindre (de 3 à 5).

RÉGULATEUR DE PUISSANCE

Annexe 6, numéro codique 7.01, photo 9.

Deux fois, le régulateur est bloqué pour cause de grippage. Pour éviter ceci, on a appliqué un traitement de la surface (nitration ou application de métal dur).

Du reste, le régulateur de puissance a donné satisfaction.

PARTIE MÉCANIQUE DE LA COMMANDE

Annexe 6

Pour la construction de la commande du rabot et du transporteur, on s'est basé sur un couple à transmettre de 5.000 kgm au maximum. Les boîtes d'engrenages planétaires se composent d'une transmission planétaire qui est égale, et d'une transmission additionnelle qui est différente pour les deux commandes.

La grandeur du couple à transmettre a nécessité une construction spéciale du tambour de commande et des roues à chaîne avec leurs paliers.

Boîte d'engrenages planétaires

Fabrication Z.F., type P 120 S, numéro codique 4.14

Transmission partie d'engrenages planétaires 3,55:1.

Transmission totale à la commande du transporteur 18,2:1.

Transmission totale à la commande du rabot 8,67:1.

La boîte à engrenages planétaires a donné satisfaction.

Tambour de commande

Le tambour de commande se compose de trois parties, à savoir deux pignons à chaîne détachés à engrenages intérieurs qui, au moyen d'une boîte en deux pièces avec accouplement à griffe, sont reliés entre eux. D'un côté, la roue à chaîne est reliée à l'arbre denté sortant de la boîte d'engrenages planétaires et l'autre roue à chaîne est reliée par un ajustement de serrage au palier terminal. En considération de la standardisation, les deux roues à chaîne sont munies d'un engrenage intérieur.

Roues à chaîne pour le rabot

Les roues à chaîne du rabot sont également accouplées au moyen d'un accouplement à engrenages à l'arbre sortant de la boîte d'engrenages planétaires.

La photo montre la situation d'une roue à chaîne après un service d'un an et demi, voir annexe 6, (photo 10).

La partie mécanique entière a donné satisfaction.

BOITE D'ENGRENAGES AVEC PIGNON A CHAÎNE

Annexe 5, numéros codiques, 4.14 et 4.15, photo 11.
 $i = 2:1$, fabrication Variatio Strate Line Gears Ltd.

Cette boîte d'engrenages avait trop peu de résistance aux forces produites puisqu'un raccordement par boulon se détachait toujours et que les paliers principaux de l'arbre du pignon à chaîne étaient soumis à une forte usure.

Les pignons à chaîne - montés sur ces boîtes d'engrenages - n'ont pas donné satisfaction parce que les côtés des pignons avaient une trop faible dureté. Le détachement de l'accouplement par boulon fut réparé en collant l'accouplement sur les surfaces de joint, tandis que les pignons à chaîne furent soudés.

FILTRES

Filtres à pression

Filtre fabrication Cuno-Hydrobel,

Annexes 4 et 5, numéro codique 2.01, photo 12
Filtre de feutre: type 6 D3 - 2278.
Finesse du filtre: 25 micron; pression: 8,75 atm surpression.

Différence de pression de 0,13 atm surpression en cas de passage de 260 l/min. La différence de pression est directement proportionnelle à la quantité de liquide qui passe.

Différence de pression maximum admise : 2 atm surpression.

Bloc de filtres comprenant 3 filtres de bronze fritté
Annexe 5, numéro codique 1.09

Il faut une différence de pression de 30 atm surpression pour envoyer 38 l/min de liquide de 4,4° E à travers 3 filtres accouplés en parallèle. Différence de pression maximum admise : 100 atm surpression.
Fabrication : Le Carbone Lorraine.

Filtre fabrication Faudi.

Filtre à disque, largeur de maille : 100 μ ,
Annexe 6, numéro codique 2.02

Filtres d'aspiration

Fabrication Racine, type 440244

Annexes 4 et 5, numéro codique 3.03, largeur de maille : 0,5 mm, photos 13 et 14

Plus tard, on l'a entouré d'une couronne d'aimants; cette construction se révéla très efficace.

Filtre fabrication Faudi, filtre à disque.

Largeur de maille : 100 μ ,
Annexe 6, numéro codique 3.03.

Filtre à air

Fabrication Knecht, type LO 301 bain d'huile,
Annexe 4, numéro codique 3.22.

Filtre à huile de fuite

Annexe 6, numéro codique 3.34

Fabrication Beien, filtre combiné tamis-aimant,
largeur de maille : 300 μ .

Tous ces filtres ont donné satisfaction.

SOUPAPES

Soupapes à maxima

Soupape à maxima Rexroth, type DEV 30 HA
 $\pi\frac{1}{2}$ " , annexes 4 et 6, numéro codique 3.41.

Soupape à maxima Denison, annexes 4 et 5,
numéros codiques 3.11, 3.13 et 3.15, photo 15

Type RIV 32 531 $1\frac{1}{4}$ " , 350 atm surpression.

Soupape Denison de commande préliminaire pour
soupapes à maxima
(3.11, 3.13 et 3.15), annexe 5, numéros codiques
3.12, 3.14 et 3.16.

Soupape à glissière

Fabrication Herion, d.u. -6-VS 9/S,

Annexe 5, numéro codique 3.17

Soupapes électromagnétique 2/2 (pression de travail maximum : 315 atm surpression).
Courant alternatif, 125 Volt, 25 Watt.

Servo-soupape, fabrication Dowty-Moog, type
série 22.

Annexe 5, photo 16, numéros codiques 1.10 jusqu'à
1.19 inclus

Le réglage par la servo-soupape pour maintenir égales les pressions de travail dans les deux installations (synchronisation de la pression de travail) a satisfait parfaitement et n'a demandé aucun entretien.

Fabrication Schrupp, soupapes à trois voies et
à deux positions, type VO 108 a

Annexe 6

Au début elles ont donné beaucoup de difficultés à cause de la combustion du bobinage d'électro-aimant.

Ces autres soupapes sont incorporées dans la pompe et n'ont pas créé de difficultés.

VANNES

Fabrication Herion, annexe 4, numéro codique 4.02, photo 16 Commandes électro-hydrauliques, trois positions, soupape à quatre voies, type dUV 25 VSOE 9 (4/3-soupape).

1" raccordement, pression de travail: 315 atm, construction résistant à la compression.

Application : soupape pour retourner le rabot.

La soupape elle-même a donné satisfaction; cependant, les raccordements des tuyaux flexibles étaient particulièrement vulnérables et inconfortables. Pour y remédier, la soupape fut fixée au moyen d'une construction sandwich à la boîte terminale. En même temps, la soupape fut munie d'une commande hydraulique de secours à la main (dessin 4W 123801).

De plus, on a dû adapter la rigidité des ressorts de rappel à la quantité de liquide qui passe.

Fabrication Denison, annexe 4, numéro codique 4.12

Commande manuelle, trois positions, soupapes à quatre voies, type DDO 23519 D ¼" raccordement, pression de travail : 350 atm surpression.

Application: commande manuelle de la soupape pour retourner le rabot.

La soupape a donné satisfaction.

Fabrication Herion, annexe 4, numéro codique 4.05

Commande électromagnétique, deux positions, soupape à deux voies, type dU 6 SSL 9 (2/2 soupape) ¼" raccordement, pression de travail : 315 atm, construction résistant à la compression.

Application: soupape de commande des soupapes à maxima.

La soupape a donné satisfaction. La direction du passage était importante pour le fonctionnement optimum.

Fabrication Herion, type dUV 35 VSO 9/S, symbole n° 62, annexe 5, numéros codiques 4.02 à 4.09 inclus, photo 17

Soupape 4/3 commandée à l'avance par voie électro-hydraulique. Pression de travail maximum : 315 atm surpression, Q maximum 360 l/min, pression de commande 100 atm surpression au maximum, pression de travail minimum : 4 atm surpression, 125 V - 35 Watt. Si la soupape pour retourner le rabot avait pu être commandée de manière tout à fait sûre, les dimensions auraient pu être nettement plus petites. La soupape a donné satisfaction.

ROBINETS

Fabrication Argus, annexe 4, numéro codique 4.21 Robinet à quatre voies, type MWX - 32B. Raccordement 1¼", pression de travail: 70 atm.

Application: robinet pour renverser le sens de la marche du transporteur. Bien qu'en position statique le robinet soit propre à une pression de travail beaucoup plus élevée, il ne peut être commandé qu'à la pression admise. Comme on n'a pas toujours observé cette condition, ce robinet a été soumis à une forte usure. Il n'a pas donné satisfaction.

SOUPAPES

Fabrication Rötelmann soupape à billes NW 30, robinet à pression élevée, annexe 4

Application: Circuit HP.

Ces soupapes n'ont pas donné satisfaction parce que la construction était trop légère pour les conditions posées.

Fabrication Vogt, n 9877 (soupape à aiguille 1½" -280 atm), annexe 4

Ces soupapes ont donné satisfaction mais la résistance était trop élevée.

Fabrication Audco, Hypreseal, HW 154 M 1½" pression élevée, annexe 5, photo 18, numéro codique 6.02

15 exemplaires de ce type ont été en service dans la conduite d'alimentation à haute pression et ont donné entière satisfaction.

TUYAUX FLEXIBLES

Tuyaux flexibles HP, annexe 4, numéro codique 5.01

Fabrication BTR, type HiFlex - multispiral (4 couches d'acier intermédiaires enroulées)

Passage: 1" et 1¼", pression d'éclatement: 1130, respectivement 845 atm. Ce type de tuyau flexible a donné satisfaction d'une façon convenable.

Cependant, l'adhésion du caoutchouc extérieur était insuffisante.

Pour ce tuyau flexible, on a appliqué différents types d'accouplements, à savoir:

- accouplement monté sous pression, ancienne construction; la fixation au tuyau flexible était de qualité inférieure et n'a pas donné satisfaction;
- accouplement monté par serrage, construction SM; la fixation était assez bonne mais le montage était difficile et cher;
- accouplement monté sous pression, nouvelle construction; la fixation est bonne.

Fabrication BTR, type HiFlex H 312 (3 couches d'acier intermédiaires tressées, annexe 4, numéro codique 5.01

Passage 1¼", pression d'éclatement: 840 atm.
Les accouplements montés sous pression avaient trop peu d'appui et se détachaient trop facilement.

Fabrication Aeroquip, type 1509-32 (Bergbau-schlauch) couches d'acier intermédiaires tressées,

Passage : 1¼", pression d'éclatement : 650 atm.
Ce type de tuyau flexible a donné une satisfaction relative. L'accouplement dit interchangeable (vissé) a une fixation qui est inférieure à celle de l'accouplement monté sous pression.

Fabrication BTR Hiflex « Multi-Spiral »

Annexe 5, numéros codiques 5.01, 5.02, photo 19

6 couches intermédiaires de fil d'acier en spirale, type 722, pression de travail: 340 atm surpression. Charge de choc: 210 atm surpression, pression d'essai: 510 atm surpression, pression d'éclatement minimum: 845 atm surpression. Rayon de flexion minimum: 480 mm. Diamètre intérieur: 1½".

Les tuyaux flexibles sont munis, des deux côtés, d'accouplements HP en acier cadmié montés sous pression et ayant un accouplement de filet à pas de gaz. Puis ils sont munis d'un manchon de serrage 1½" et ont une étanchéité conique de 60°. Ces tuyaux, ayant une longueur de 15, respectivement de 4m, ont donné satisfaction.

Fabrication Aeroquip, type 2755-20, NW 32 × 15 000 mm, annexe 6, numéros codiques 5.01, 5.11 et 5.31.

Pression d'éclatement : 840 atm surpression.
Les tuyaux flexibles ont donné une satisfaction moyenne.

ACCOUPLEMENTS RAPIDES

Fabrication Aeroquip, type 5601 (accouplement push-pull, annexe 4

Passage : 1".

Pression de travail: 250 atm.

Application : unité de pompe mobile. Ces accouplements sont très maniables. Cependant en cas d'absence de pression, les moitiés de l'accouplement se détachent trop facilement. Sous ce rapport, les accouplements à manchon de serrage sont meilleurs.

Accouplement de sûreté, type VHN/VHC 24 FMHO, fabrication Snap-tite, annexe 5, numéro codique 5.03, 5.13, photo 19

Ces accouplements de sûreté n'ont pas donné satisfaction. Le clapet dans l'accouplement ne résistait pas aux quantités de liquide qui passaient et le corps n'était pas propre aux pressions maximales. Quant à la réduction des pertes de liquide, ils ont donné pleine satisfaction.

Accouplement rapide de sûreté 1" avec saillie, fabrication Aeroquip, type 32.329-30-16, annexe 5, numéro codique 5.23

Appliqué dans la conduite à fuite BP. Ces accouplements ont donné pleine satisfaction.

SOUPAPES DE RETOUR

Fabrication Denison (Hydrobel) (1½"-350 atm montable à l'aide d'une bride,) annexes 4 et 5, numéro codique 3.23

Application: unité de pompe stationnaire. Aucune plainte.

Soupape de retour fermable, fabrication Hydrobel CV 2", annexe 5, numéro codique 3.10

Cette soupape de retour 2" dans la partie pression a donné satisfaction.

MANOMÈTRE DIFFÉRENTIEL

Annexe 5, numéro codique 2.02, photo 12.

Pression différentielle: 0-2 atm surpression, pression totale : 10 atm surpression.

Fabrication de Wit, type 4403. Il a donné satisfaction

REFROIDISSEMENT

Refroidisseur, annexes 4 et 5, numéro codique 3.18
La surface de refroidissement installée était insuffisante dans la pratique. La température du liquide était toujours de 35 à 40° C.

Refroidissement, annexe 6

Le refroidissement se fait à l'aide d'eau qui s'écoule par des tubes rectangulaires disposés dans le réservoir. Ces tubes sont munis d'ailettes de refroidissement. La quantité qui passe est de 15 l/min.

CONTACT TERMINAL DANS LE GUIDAGE DU RABOT

Annexes 4 et 5, numéro codique 4.16, photo 20

Destiné au renversement automatique de la marche du rabot.

Cet appareil automatique a donné pleine satisfaction.

CONTACTEUR

Annexes 4 et 5, numéro codique 4.18, photo 21.

Du dispositif pour régler automatiquement la vitesse, seul le contacteur sur l'hydromoteur a été dérangé une fois. Les cames d'entraînement sur l'arbre du contacteur étaient tombées de la bride d'entraînement.

V — ESSAI DES INSTALLATIONS

A — Essai au jour

Il faut faire une distinction entre le montage d'essai et les épreuves sur le banc d'essai.

Pour l'essai total, il était important de monter les installations à un endroit où se trouvait aussi un frein hydraulique; à savoir pour la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen, dans le Centre de recherches minières et, pour la N.V. Laura & Vereeniging, sur le carreau des usines de la société A. Beien (Herne, Allemagne).

1. MONTAGE D'ESSAI

Comme les éléments mécaniques de l'installation, à savoir les cadres, les pièces intermédiaires pour la commande du rabot, les différentes protections, etc., existaient déjà en partie, étaient achetés ou réalisés selon les propres projets et dessins, il était nécessaire de contrôler l'ajustage mutuel de ces éléments mécaniques en assemblant la station de commande entière. Un objet particulier de l'étude a été le passage des tuyaux flexibles et des câbles électriques au-dessous et au-dessus du transporteur de taille.

Pour le montage d'essai de la partie hydraulique, on s'est basé sur l'appareillage en vente, il est vrai, mais le montage sur des cadres projetés par nous-mêmes a été effectué selon les dessins de nos propres bureaux de construction. Il était donc nécessaire de contrôler l'assemblage; d'une part, l'ajustage exact des éléments au cadre et, d'autre part, le schéma hydraulique.

Pour le montage de la partie électrique, on a recherché le meilleur emplacement des différents appareils; ils étaient groupés de telle manière qu'ils pouvaient être transportés simplement aux travaux du fond, de sorte que le montage final ne nécessitait qu'une quantité minimum de fils.

De commun accord avec le Corps des mines, l'appareillage électrique et les câbles étaient protégés localement, de sorte que les fuites d'huile éventuelles ne pourraient entraîner aucune difficulté. Ainsi on a pu obtenir l'approbation pour remplir une installation mobile d'huile minérale.

Afin de pouvoir déplacer rapidement et facilement les unités de pompe avec l'appareillage de commande électrique et les tuyaux flexibles, on a appliqué deux possibilités de transport, à savoir la suspension en monorails et le montage sur des rails de chemin de fer. Le choix a été déterminé par l'espace disponible. Pour le transport de l'appareillage vers les travaux du fond, on a fabriqué des caisses en tôles d'acier pour éviter des détériorations pendant le transport.

Des expériences acquises plus tôt ont prouvé qu'il était nécessaire d'instruire le personnel de commande et d'entretien du fond. A cet effet, le personnel des ateliers mécanique et électrique se sont occupés dès le début du montage d'essai.

Ce montage complet au jour permettait d'effectuer différentes mesures à l'appareillage.

2. ESSAIS SUR LE BANC D'ESSAI

Voir photos pages 39 et suivantes.

Pour déterminer le fonctionnement de l'appareillage complet et les grandeurs caractéristiques des différents éléments, on a effectué plusieurs essais. Pour un résumé des mesures et des essais, voir annexe 8, page 75.

L'utilité des essais effectués au jour s'est manifestée nettement dans la pratique. Plusieurs difficultés de démarrage ont été trouvées et surmontées dans cette période. Il a été possible d'établir des listes détaillées des dérangements ainsi que des instructions précises pour l'entretien. Grâce à la présence du personnel

bien instruit, cette installation a fonctionné presque sans dérangements.

En vue d'une communication exacte entre les personnes chargées de la commande hydraulique, il

est naturellement utile d'établir un schéma de codage logique pour l'appareil de codage. Les numéros codiques doivent être appliqués sur les appareils eux-mêmes et mentionnés dans tous les documents, listes de pièces, rapports et commandes relatifs aux appareils.

B — Essai au fond

Les essais effectués au fond avaient pour but de déterminer la valeur de la commande hydrostatique en tant que moyen de production.

Pour les résultats, voir annexe 9, page 79.

Pour le montage au fond, voir photos, pages 41 et 42

VI — EXPÉRIENCES ACQUISES DANS LES TRAVAUX DU FOND

Bien que l'emploi de l'installation hydraulique dans les travaux du fond soit inusité, on n'a constaté que très peu de dérangements entraînant un arrêt de la production (liste des dérangements, annexe 10, page 81).

Ce très petit nombre d'arrêts est largement dû au fait que le personnel de service et d'entretien a rapidement reconnu et résolu ces dérangements. Comme il résulte des chiffres annexés (annexes 11, p. 86 et 12, p. 87, il s'agit de tailles en pleine production ayant les caractéristiques suivantes :

Les tailles 12a et 13b, couche Stinkert II, quartiers 133 et 134, se caractérisaient par une couche de roche très dure. L'emploi de commandes électromécaniques comporterait ici une consommation très élevée des boulons de sûreté.

Dans la taille 12a, couche Rauschenwerk, quartier 131, on a monté le dispositif hydrostatique auxiliaire de démarrage, par suite de la grande longueur du transporteur.

Dans la taille 42a, couche Finefrau, quartier 2141, la commande hydrostatique du rabot est utilisée à cause de la structure irrégulière de la couche avec une bande de roche très dure. Le transporteur était muni d'une commande hydrostatique en raison de la résistance anormalement élevée dans la chaîne de retour causée par l'irrégularité du mur.

Dans la taille H5, couche Finefrau, quartier 709, le transporteur est commandé des deux côtés par voie hydrostatique. ceci permettait de déterminer par voie pratique la longueur maximum admissible du transporteur à l'aide des commandes hydrostatiques disponibles. C'est que cette longueur de taille a augmenté de 32 m à 120 m. La couche de roche (environ 10 cm) n'était pas très dure. La voie de tête avait la même hauteur que la taille.

Taille I, couche Steinknipp, quartier 706, longueur 150-168 m. Les essais effectués dans le quartier H5 ont prouvé que le transporteur de cette taille était trop long pour être commandé par l'installation hydraulique disponible. A une distance d'environ 60 m de la tête de la taille, il y avait une dislocation d'une hauteur variant de 35 à 100 cm. sur une longueur de 5 à 6 m. Par conséquent, le rabot devait entraîner des schistes du mur. Par suite de l'emploi de la commande hydraulique pour le rabot, il n'y eut pas de ruptures de chaînes malgré cette dislocation.

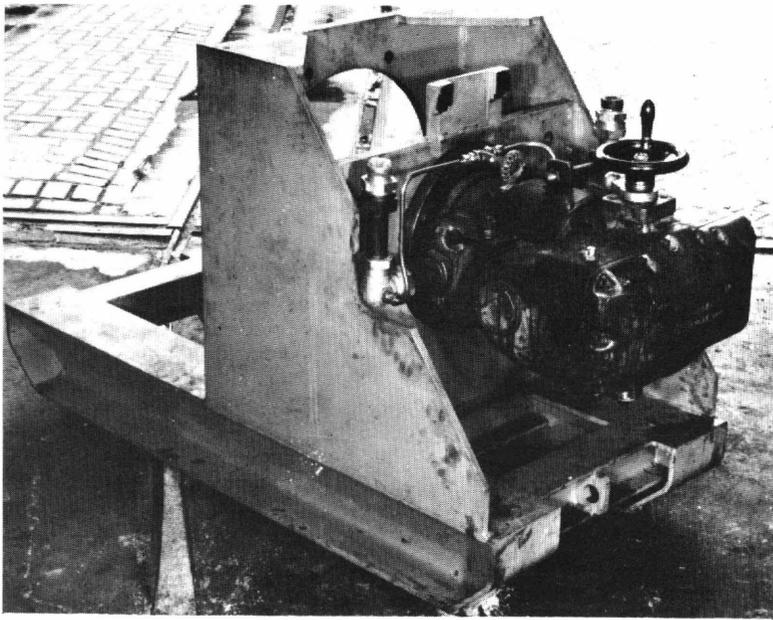
Les voies de tête et de desserte des dites tailles (excepté la voie de tête de H5) étaient soutenues par des chapeaux d'une longueur de 2,40 m.

L'annexe 13, page 88, indique, comme donnée intéressante, la consommation du liquide.

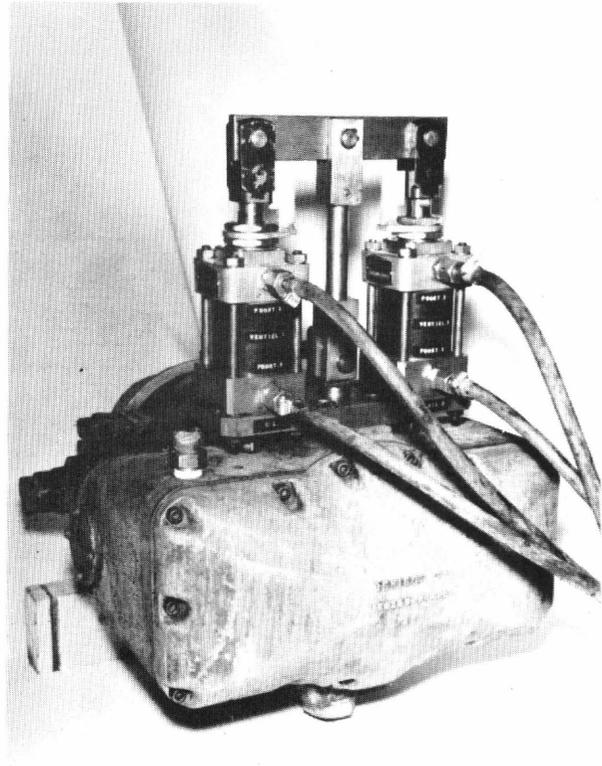
Conclusions

- 1) Il est possible d'équiper une commande efficace d'un rabot d'une installation hydrostatique réglable sans échelons.
- 2) De plus, il est possible de commander les transporteurs par voie hydrostatique. Cependant cette construction ne présente pas l'avantage d'un réglage éventuel.
L'avantage d'une commande hydrostatique peut être trouvé ici dans les conditions de démarrage plus favorables en cas de réseaux électriques relativement faibles.
- 3) Les essais ont prouvé qu'on peut utiliser sans inconvénient aussi bien l'unité de pompes à proximité de la taille que les unités de pompes disposées à grande distance.
- 4) Quoique les dimensions des dispositifs de commande dans les tailles puissent être réduites largement par l'emploi d'un appareillage hydrostatique, il faut entraîner ou monter une unité de pompes dans la galerie. Le déplacement de l'unité de pompes exige un petit nombre de services spéciaux, alors qu'un montage fixe nécessite un certain nombre de services pour raccourcir ou rallonger les conduites.
- 5) Par suite de la faible énergie cinétique qui se dégage en cas de blocage, le nombre des ruptures de chaînes était très petit pour tous les essais.
- 6) Des mesures ont prouvé qu'un changement de la vitesse du rabot permet de réaliser une meilleure charge régulière du transporteur. Ceci permet une utilisation optimale de l'installation.
- 7) Une des considérations principales pour l'emploi d'une commande hydrostatique est le choix du liquide hydraulique. On a utilisé des liquides non inflammables à base de polyglycol. De concert avec le « Corps des mines », on a mis au point un schéma d'emploi d'huiles minérales pour un des derniers essais et, tout comme pour l'énergie électrique, on s'est efforcé de classer les endroits et les conditions ou constructions pour lesquels l'emploi d'huiles minérales est admis. Tant les fabricants que les consommateurs sont unanimement d'avis que, du point de vue mécanique, l'emploi d'huile minérale est largement préférable aux liquides non inflammables connus jusqu'ici.
- 8) On a constaté qu'il est possible d'obtenir des résultats raisonnables des points de vue technique et financier si l'on emploie des liquides à base de polyglycol et si l'on peut assurer une sécurité de marche suffisante.
- 9) Étant donné les phénomènes des coups qui se produisent dans certaines conditions dans les pompes et les moteurs en cas d'une commande séparée (tête et pied de la taille), on a mis au point un appareil de synchronisation qu'on peut utiliser dans chaque branche où il faut synchroniser des commandes hydrostatiques. (On a demandé un brevet aux Pays-Bas, en Allemagne, en France, et un brevet est délivré en Belgique.)
- 10) Comme la technique hydraulique pose des conditions élevées à l'entretien mécanique, il est nécessaire que le personnel de service et d'entretien soit très bien formé et instruit.

Illustrations photographiques

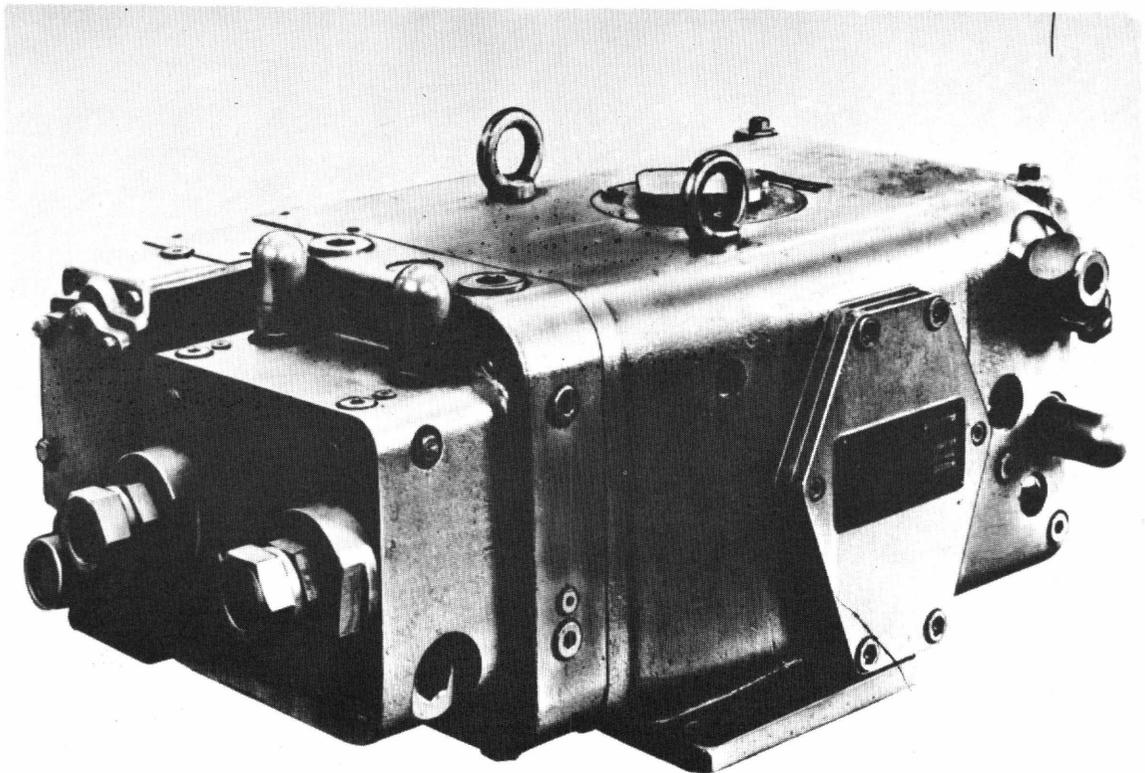


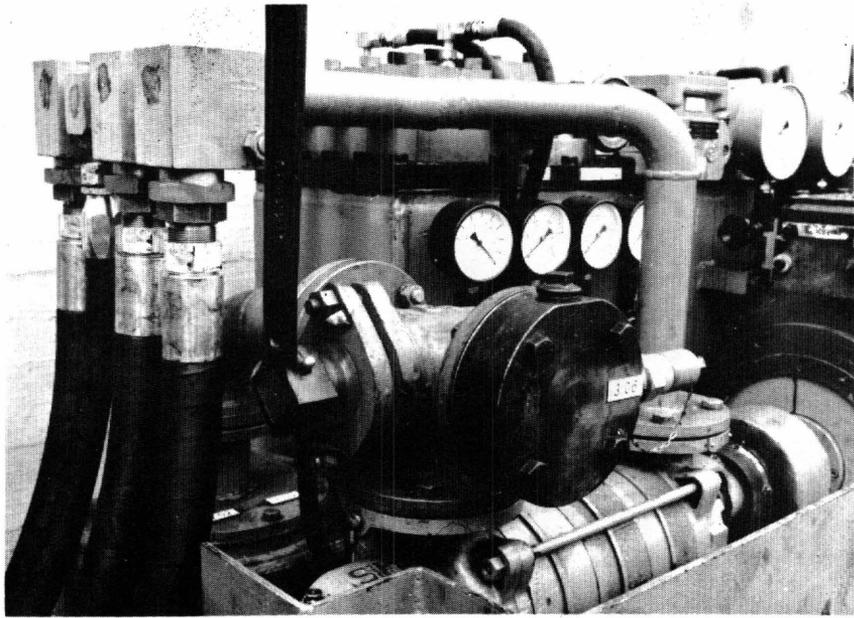
1



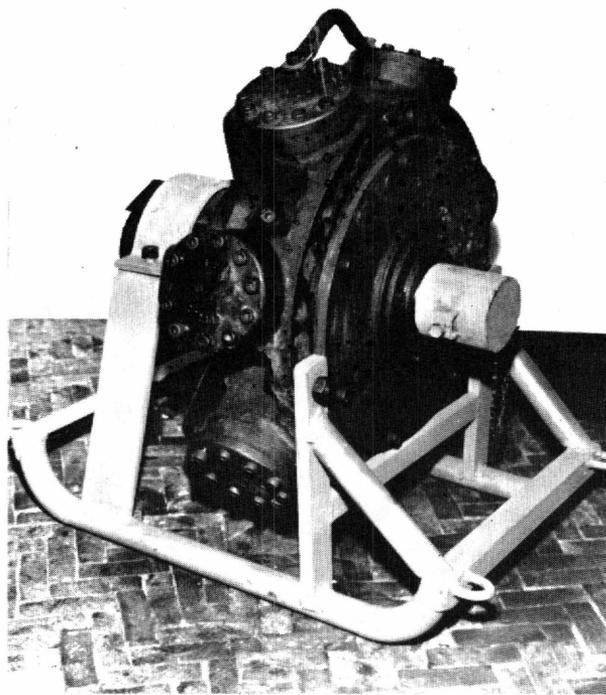
2

3

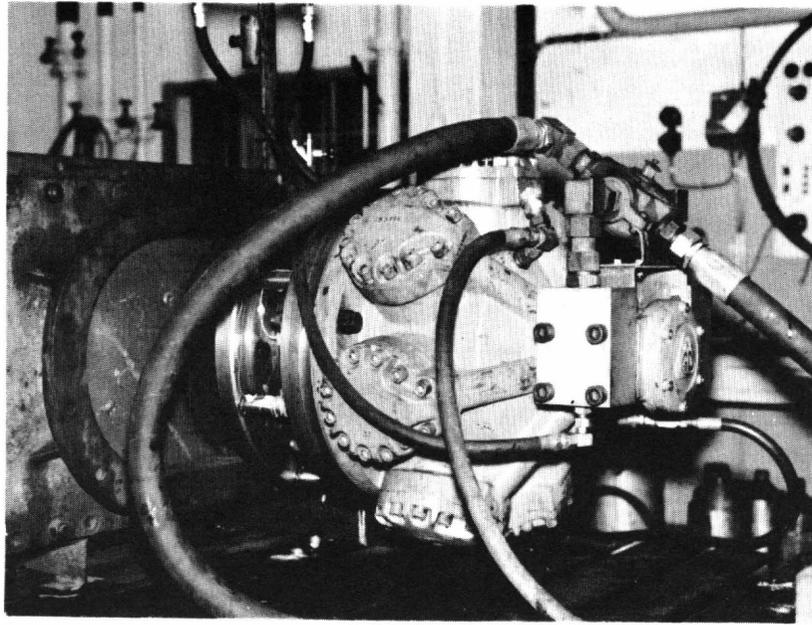




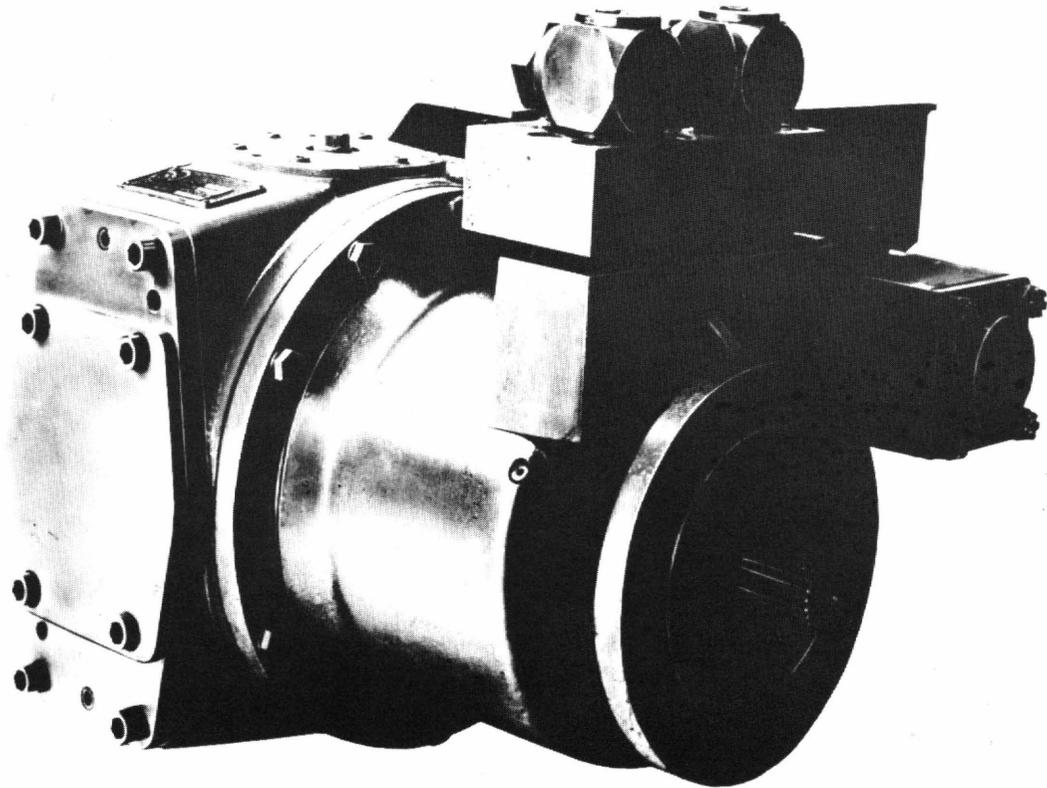
4



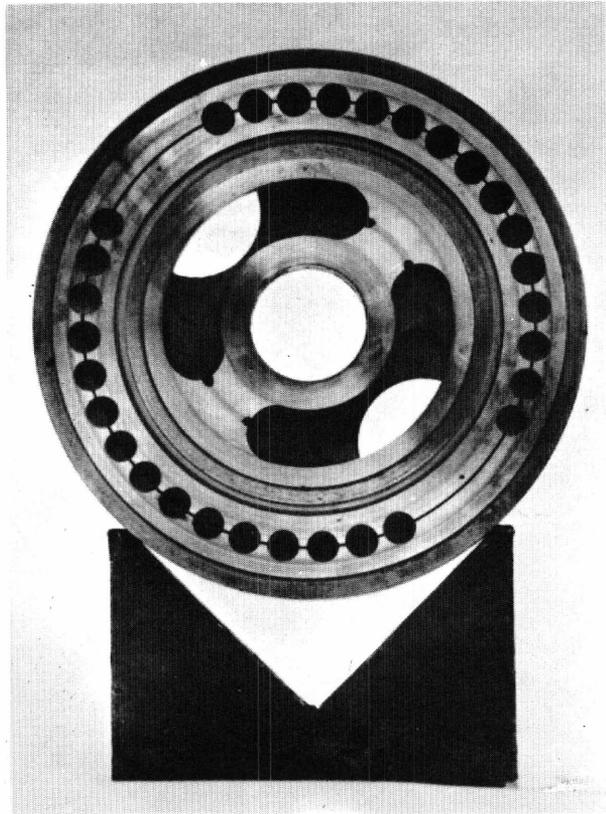
5



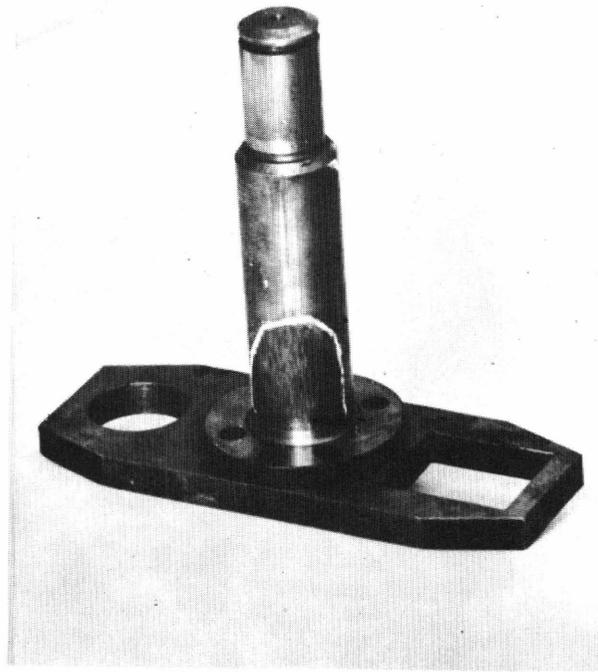
6



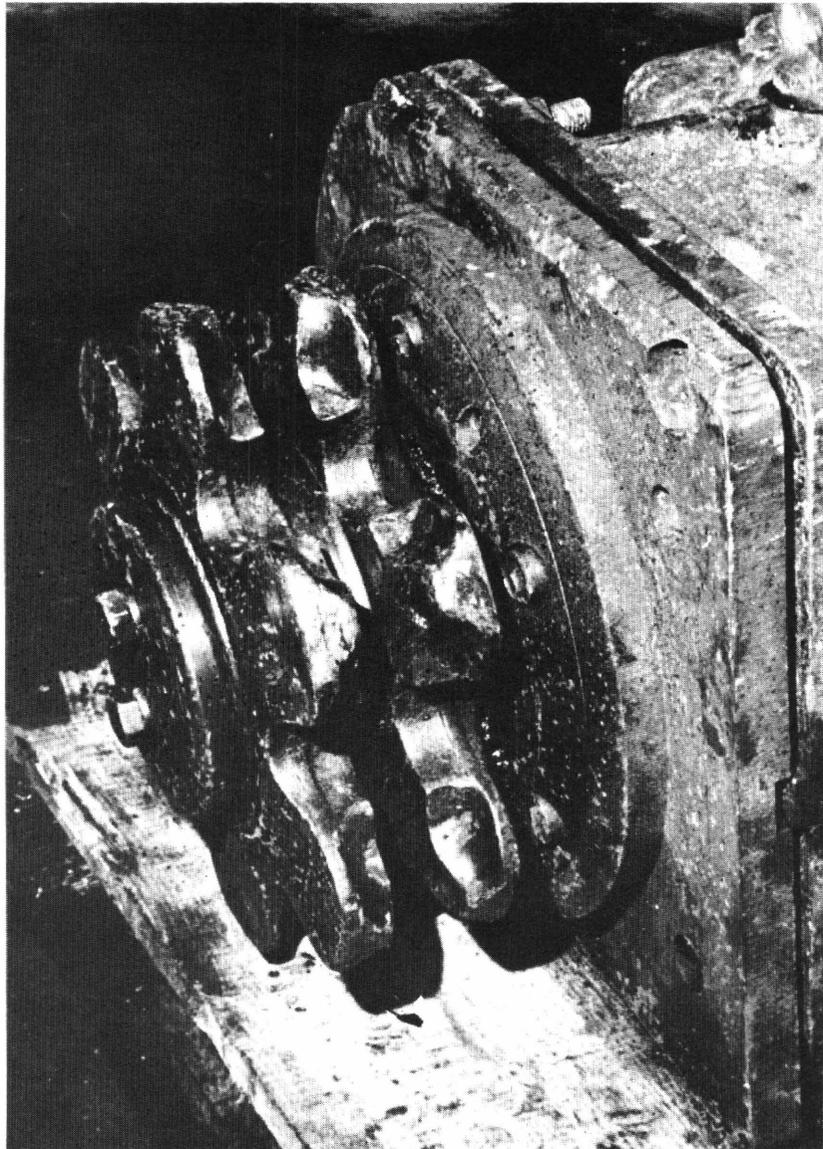
7



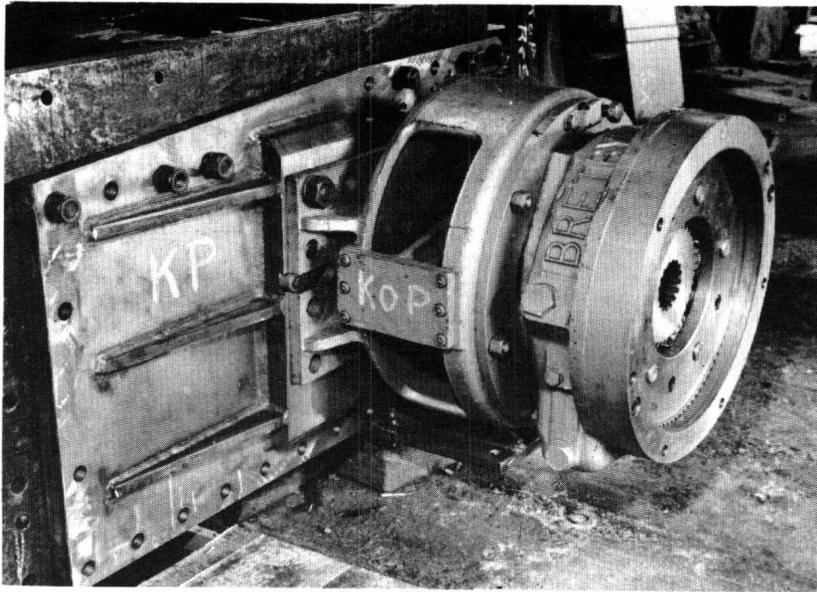
8



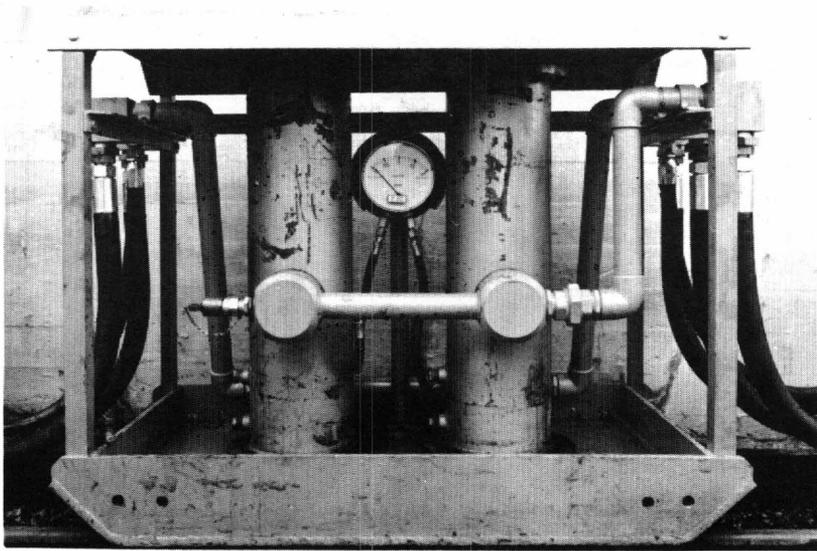
9



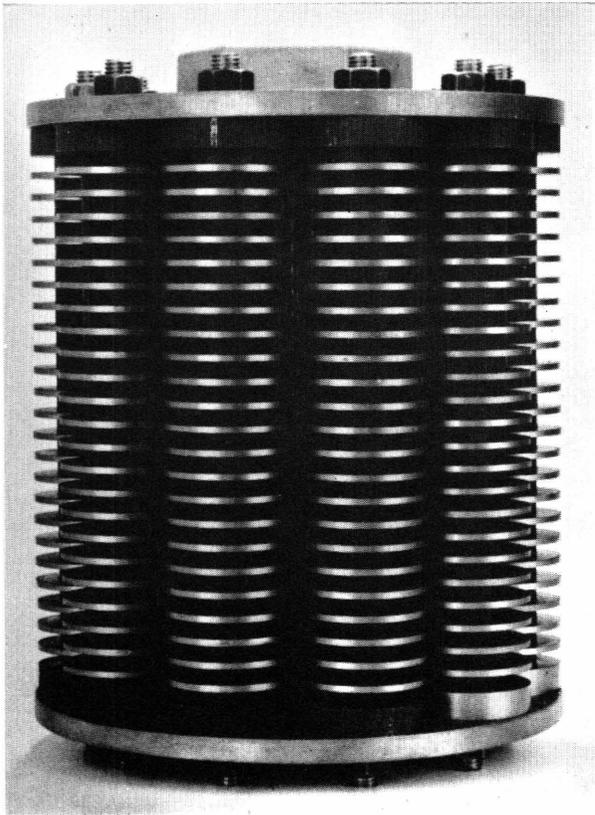
10



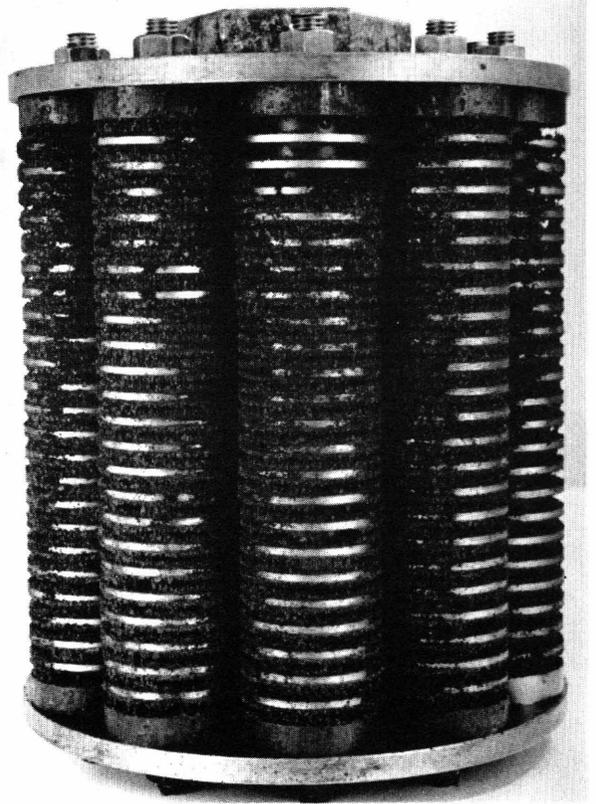
11



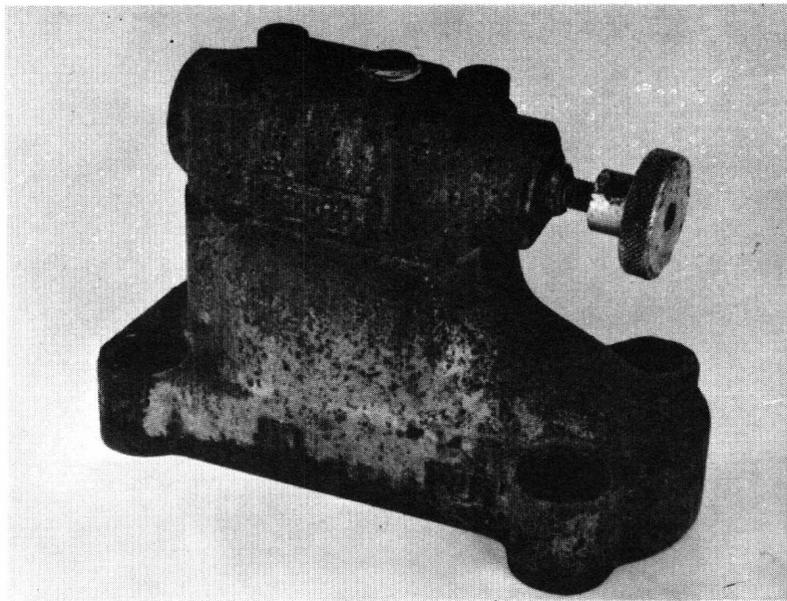
12



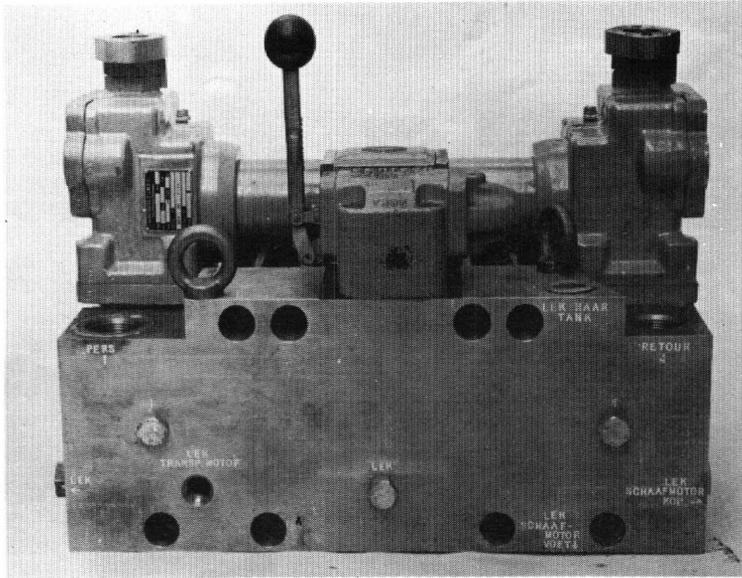
13



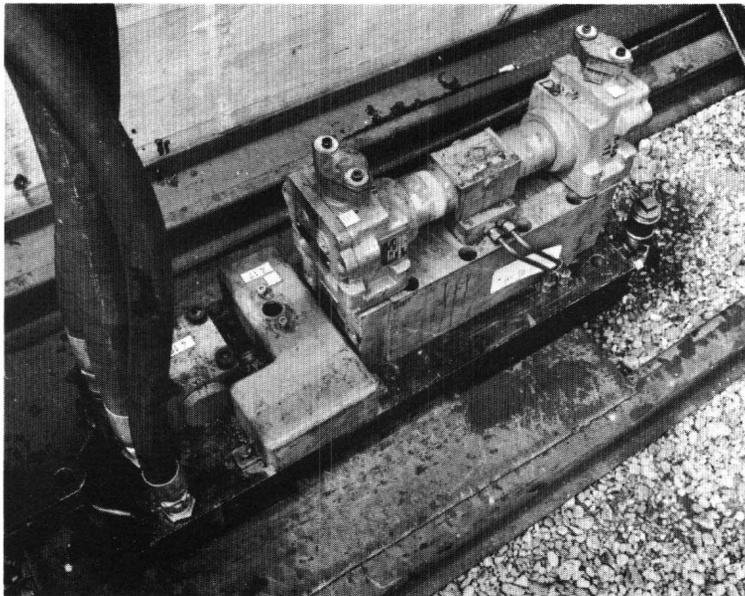
14



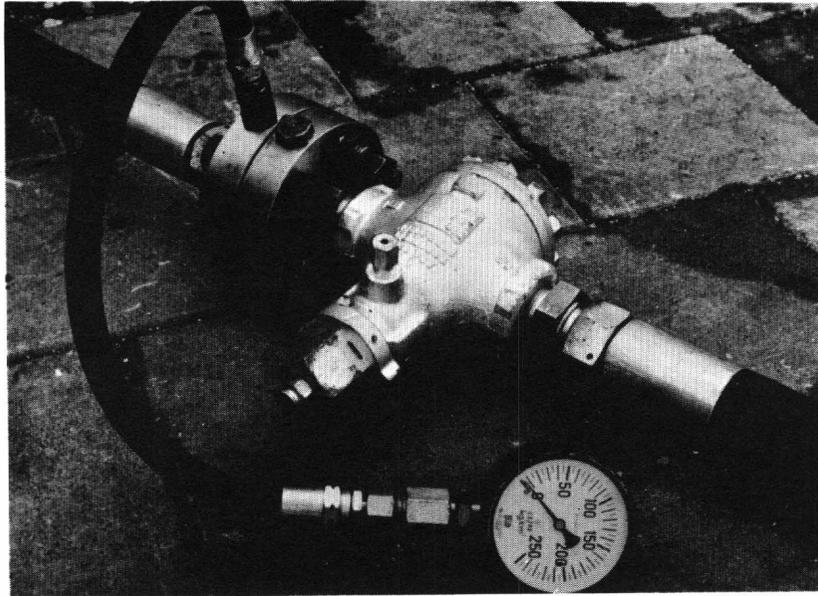
15



16



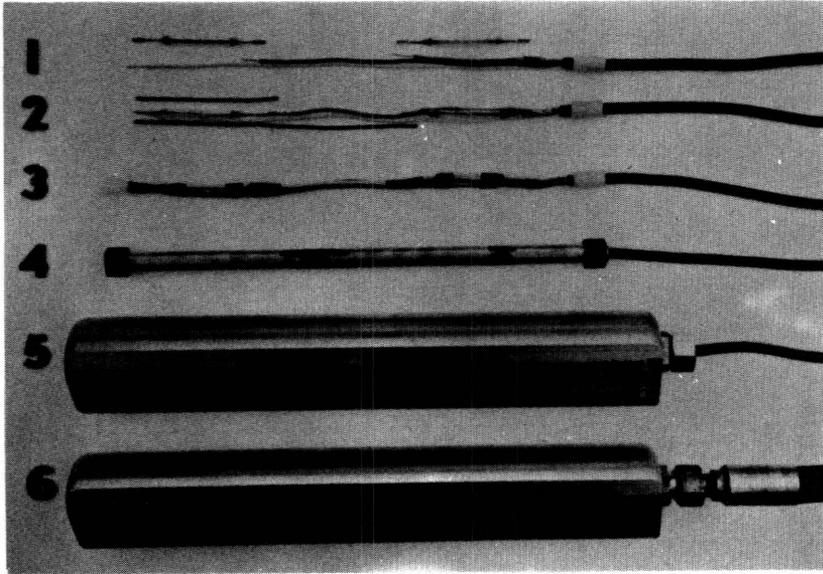
17



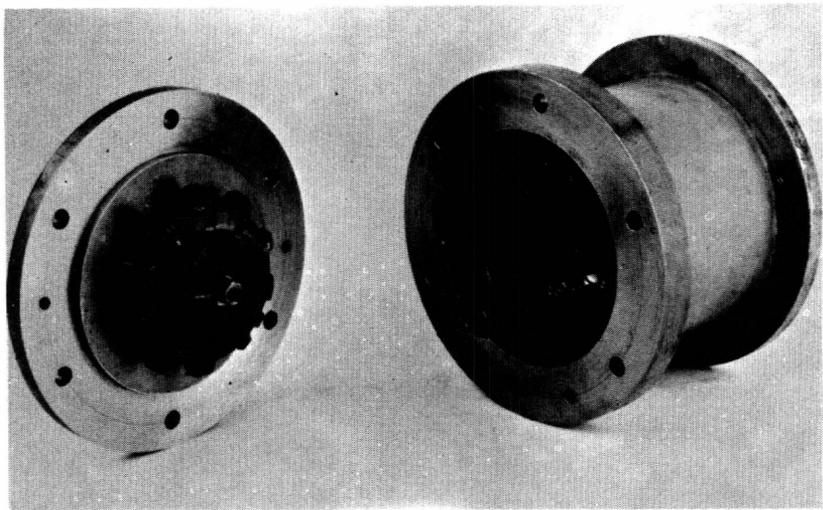
18



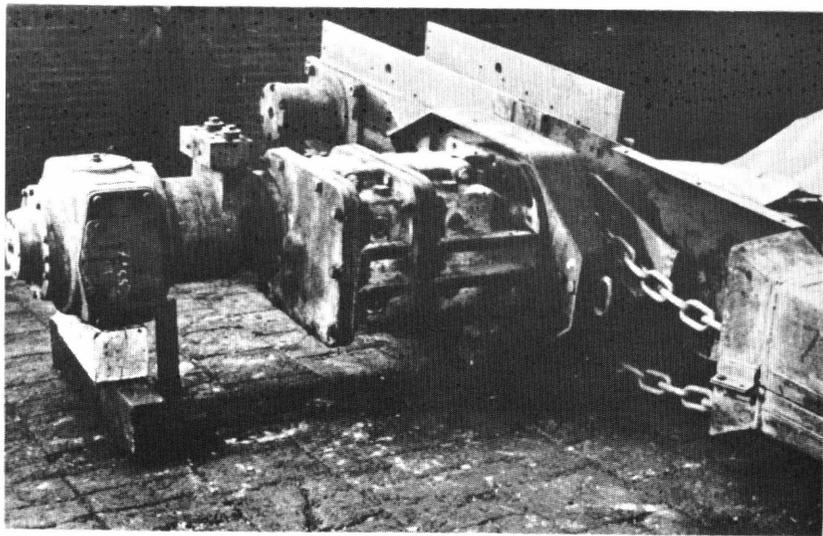
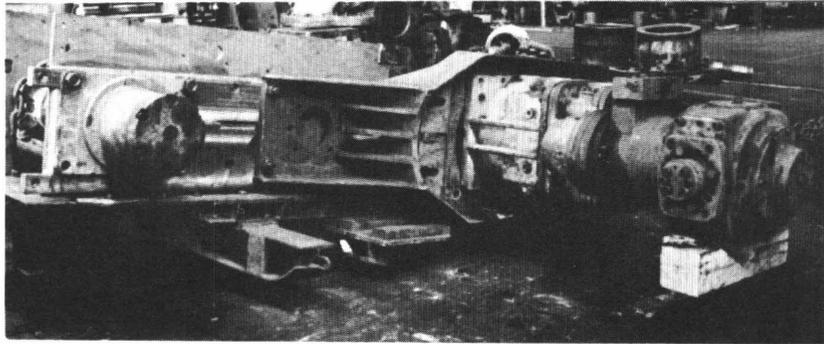
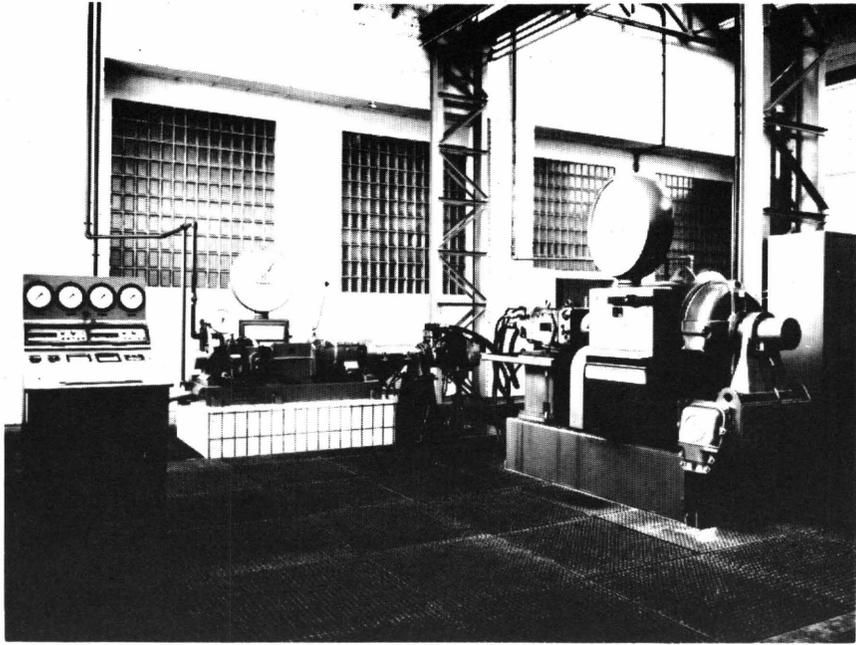
19



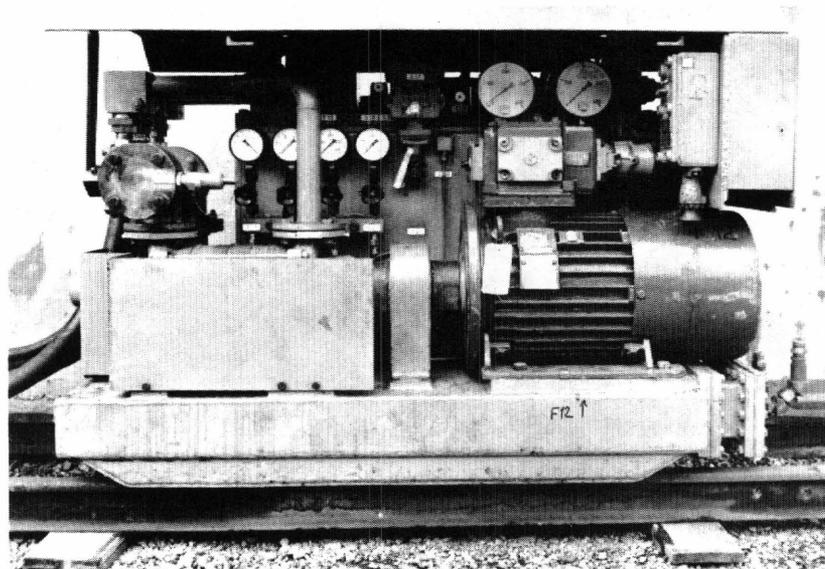
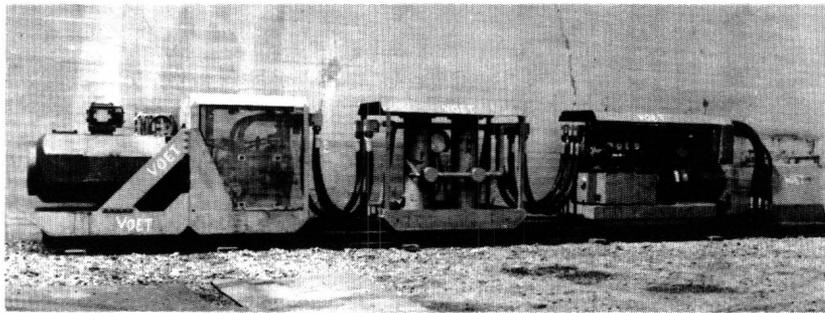
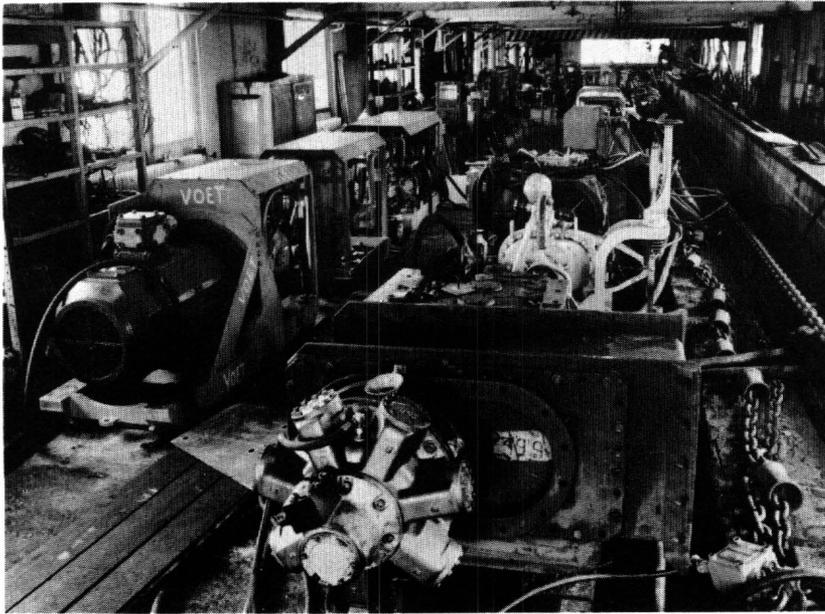
20.

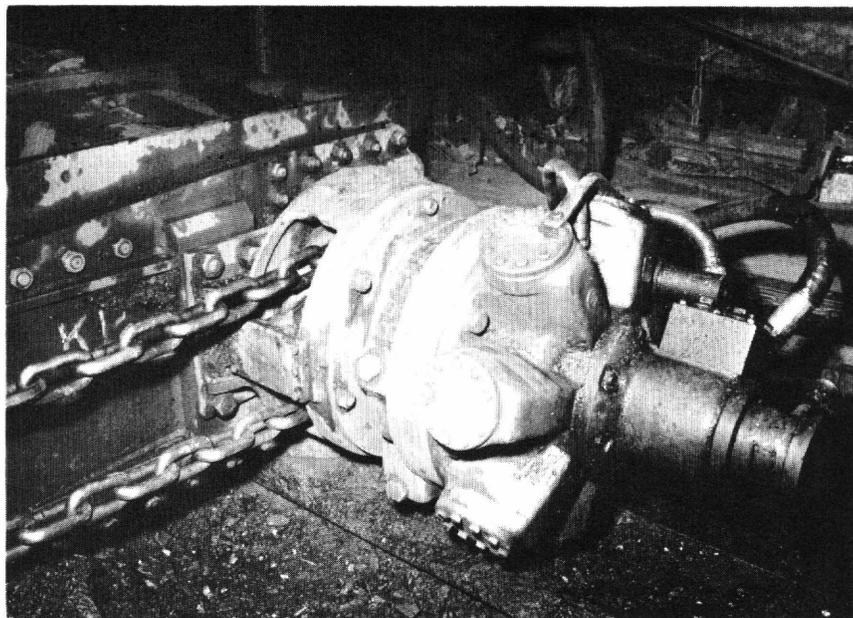
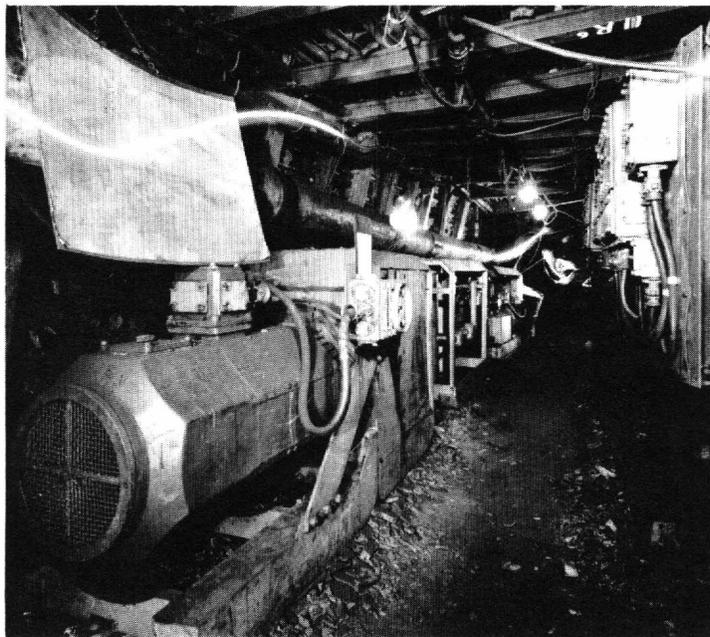
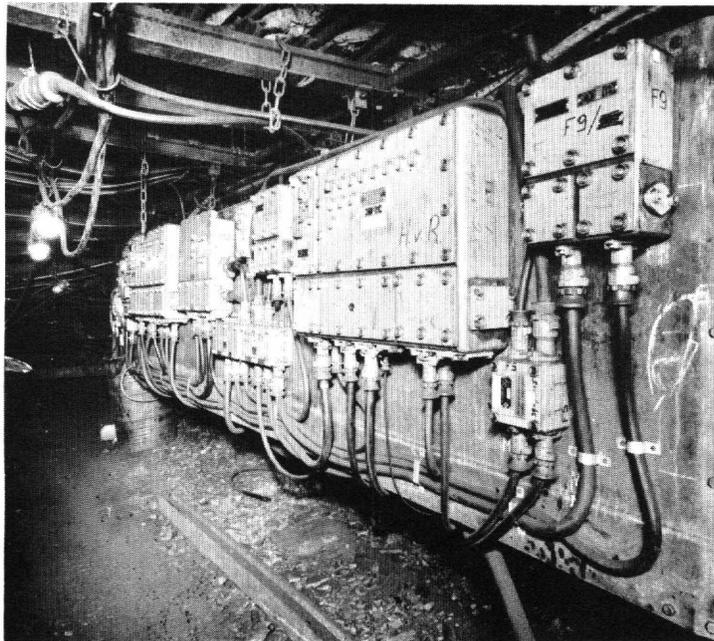


21



Essai au jour — N.V. Laura & Vereeniging





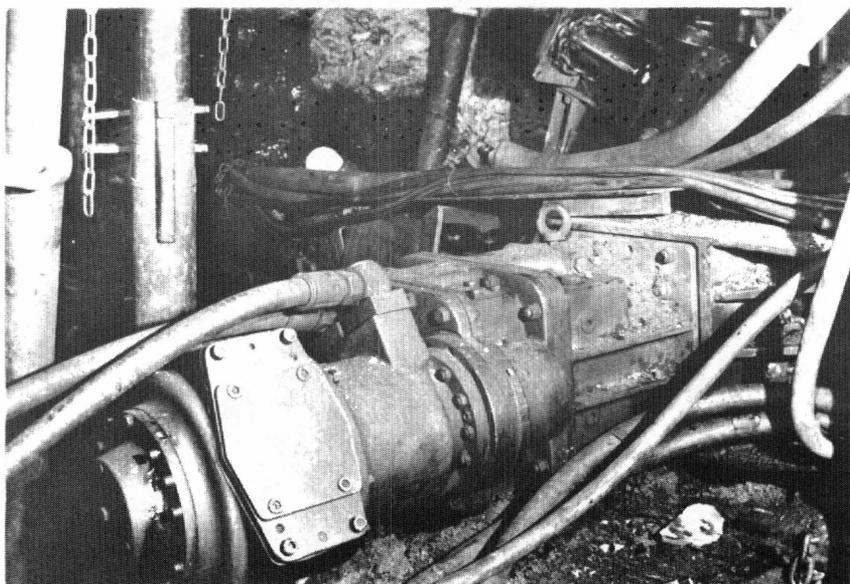
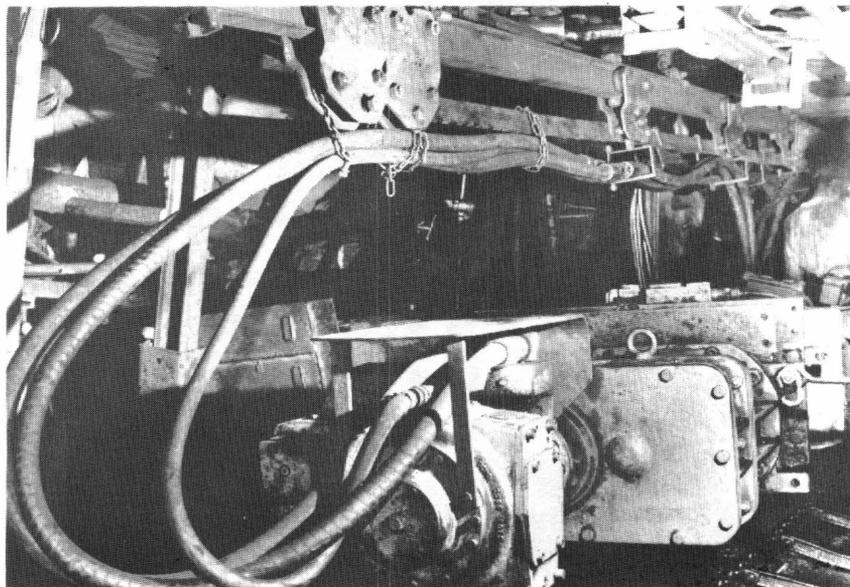
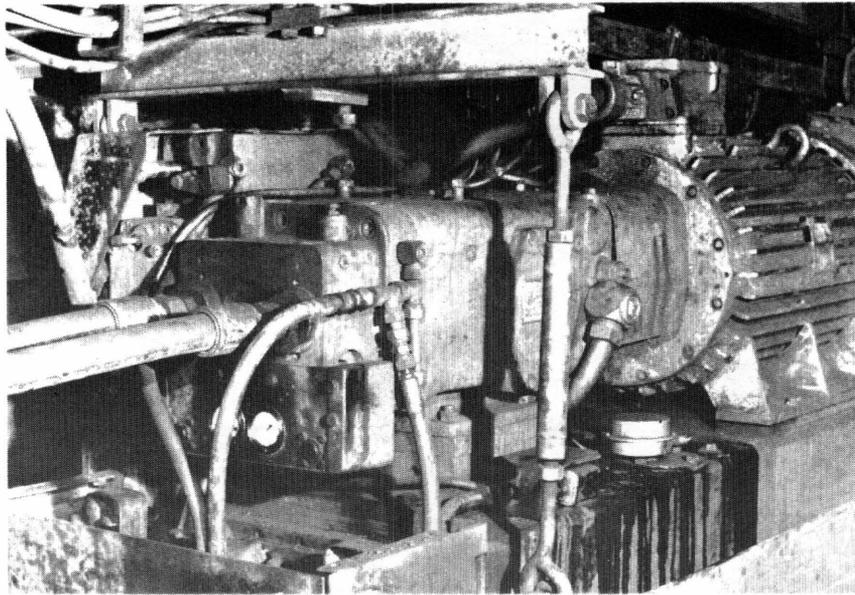


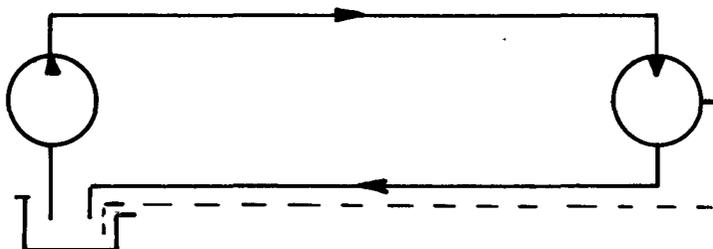
TABLE DES ANNEXES

1.	Commande hydrostatique à système ouvert	44
1a.	Commande hydrostatique à système fermé	46
2.	Accouplement des commandes	48
3.	Prescriptions pour l'emploi de liquides inflammables dans les travaux du fond	50
4.	Schéma hydraulique	54
5.	Schéma hydraulique	57
6.	Schéma hydraulique	59
7.	Calcul global d'une commande hydrostatique	61
8.	Résumé des mesures et des essais aux installations et éléments, effectués dans des conditions de laboratoire	75
9.	Essais effectués au fond pour la commande hydrostatique	79
10.	Dérangements des différents éléments	81
11.	Données de tailles équipées d'une commande hydrostatique (mine Wilhelmina)	86
12.	Données de tailles équipées d'une commande hydrostatique (mines Julia et Laura)	87
13.	Consommation et prix du liquide	88

COMMANDE HYDROSTATIQUE A SYSTÈME OUVERT

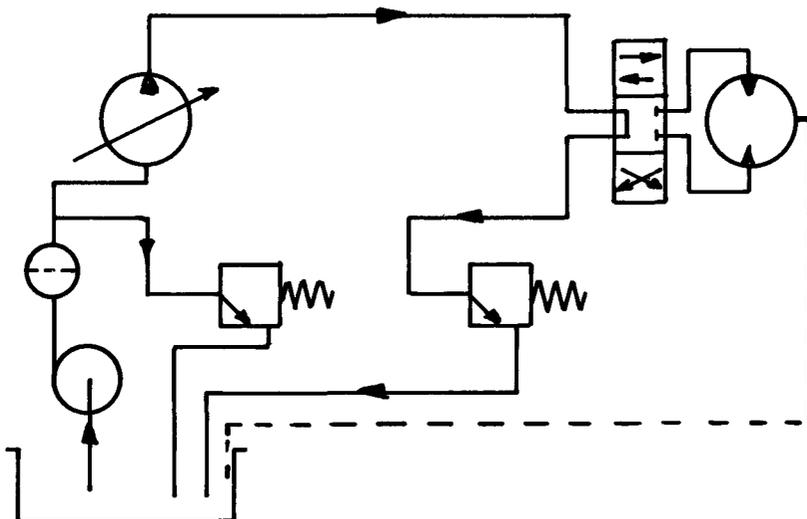
Principe open systeem	=	Principe du système ouvert
Basissysteem van Staatsmijnen	=	Système de base de la N.V. Ned. Staatsmijnen
Hoofdpomp	=	Pompe principale
Hydromotor	=	Hydromoteur
Filter	=	Filtre
Boostpomp	=	Pompe auxiliaire
Suppletiepomp	=	Pompe supplémentaire
Overdrukventiel	=	Soupape de pression
Reservoir	=	Réservoir
Schuif	=	Vanne
Hoofdpomp met veranderlijke opbrengst in beide richtingen	=	Pompe principale à rendement varié dans les deux sens
Hydromotor met regelbaar slagvolume in beide richtingen	=	Hydromoteur à cylindrée réglable dans les deux sens
Hoofdpomp + suppletiepomp op één aandrijf-as	=	Pompe principale + pompe supplémentaire sur un seul arbre de commande
Lekleiding	=	Conduite à fuite

Principe open systeem



Annexe 1

Basissysteem van Staatsmijnen



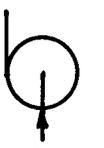
Hoofdpomp



Hydromotor



Filter



Boostpomp



Suppletiepomp



Overdrukventiel



Reservoir



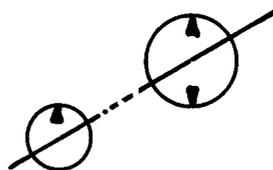
4/3 Schuif



Hoofdpomp met veranderlijke opbrengst in beide richtingen



Hydromotor met regelbaar slagvolume in beide richtingen



Hoofdpomp + suppletiepomp op één aandrijfas

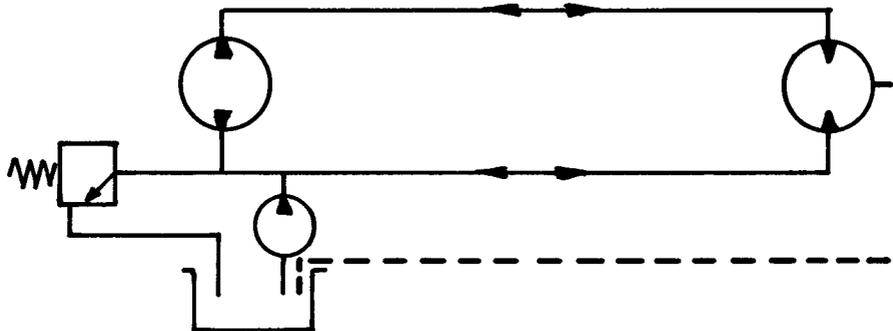


Lekleiding

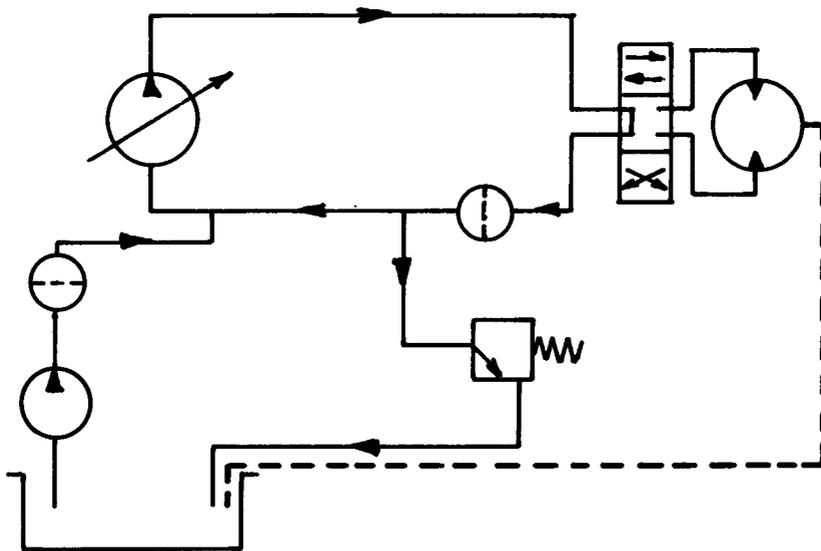
COMMANDE HYDROSTATIQUE A SYSTÈME FERMÉ

Principe gesloten systeem	=	Principe du système fermé
Basissysteem van Staatsmijnen	=	Système de base de la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen
Basissysteem van Laura & Vereeniging	=	Système de base de la N.V. Laura & Vereeniging

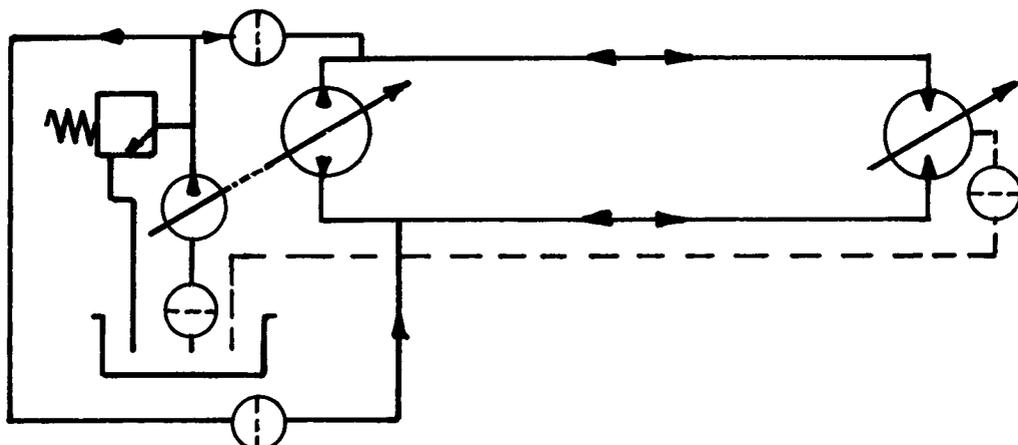
Principe gesloten-systeem



Basissysteem van Staatsmijnen



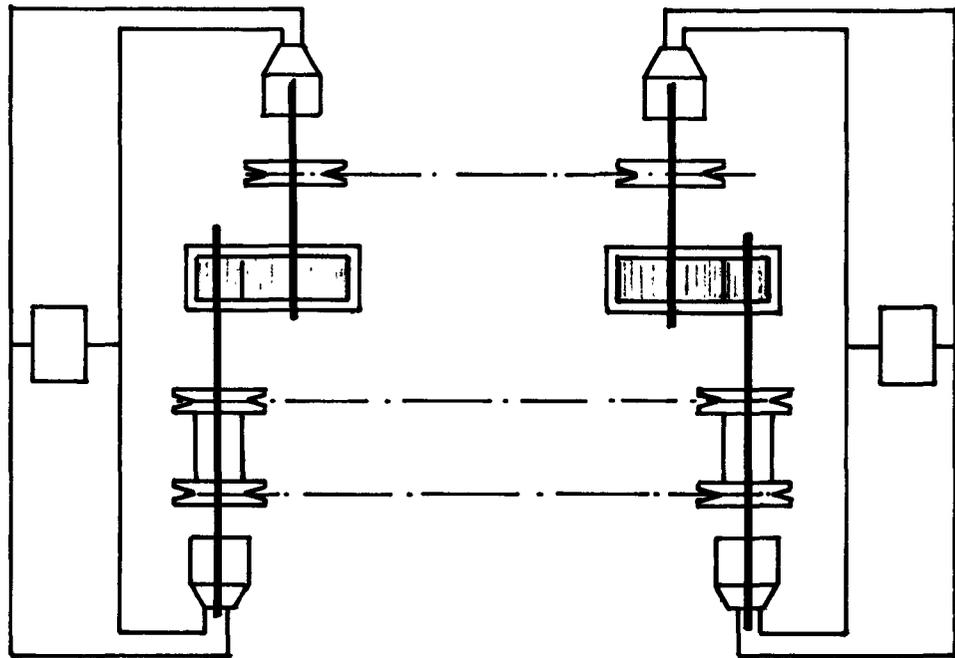
Basissysteem van Laura & Vereeniging



ACCOUPLLEMENT DES COMMANDES

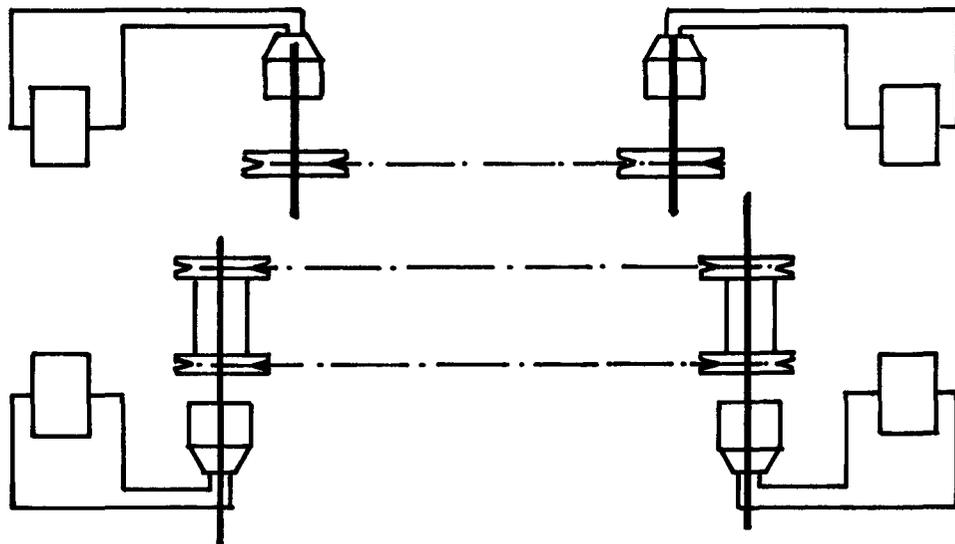
Gecombineerde schaaf- en transporteuraandrijving met 2 of 4 motoren. Mechanisch en hydraulisch gekoppeld	=	Commande combinée du rabot et du transporteur à 2 ou 4 moteurs. Accouplés mécaniquement et hydrauliquement
Mechanisch gescheiden aandrijving voor transporteur en schaaf met elk 2 motoren	=	Commande séparée mécaniquement pour transporteur et rabot à 2 moteurs chacun
Nestenschijf schaafaandrijf	=	Commande du rabot à pignon à chaîne
Mechanische koppeling tussen schaaf en transporteur	=	Accouplement mécanique entre rabot et transporteur
Nestenschijf transporteur-aansrijf	=	Commande du transporteur à pignon à chaîne
Pomp	=	Pompe
Hydromotor	=	Hydromoteur

1

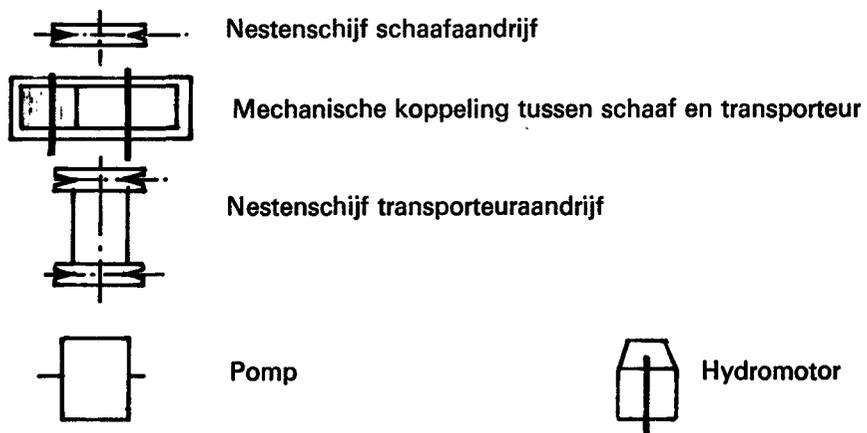


Gecombineerde schaaaf- en transporteuraandrijving met 2 of 4 motoren. Mechanisch en hydraulisch gekoppeld.

2



Mechanisch gescheiden aandrijving voor transporteur en schaaaf met elk 2 motoren.



PRESCRIPTIONS POUR L'EMPLOI DE LIQUIDES INFLAMMABLES DANS LES TRAVAUX DU FOND

A — Généralités

L'inflammation d'un liquide se fait ou bien spontanément, quand la température du liquide atteint le point d'auto-allumage, ou bien par une source d'inflammation, à condition que la tension de vapeur soit tellement élevée par suite d'un chauffage préalable, que l'air contient une concentration suffisante de gaz inflammables ou de vapeurs.

La tension de vapeur à laquelle la concentration de gaz inflammables ou de vapeurs dans l'air est suffisamment élevée pour l'auto-allumage est justement atteinte au point d'inflammation, mais la quantité de vapeur dégagée est trop faible pour nourrir le feu. La température dangereuse à laquelle les vapeurs continuent de brûler se situe donc au-dessus du point de combustion.

Dans les travaux du fond, où dans une marche normale il n'y a pas de feu, la source d'inflammation peut être :

- 1) un arc à flamme électrique ; un défaut dans l'installation électrique doit se produire à la fois avec un défaut dans un dispositif hydraulique, par exemple, une détérioration simultanée de tuyaux flexibles hydrauliques et des câbles électriques ;
- 2) une surface chaude telle que des paliers qui se sont échauffés, des patins de frein qui se sont échauffés, des rouleaux bloqués, etc. ; un défaut mécanique qui a donné lieu aux températures élevées doit coïncider avec un défaut dans le dispositif hydraulique, par exemple, la vidange d'un accouplement hydraulique sur une surface de freinage chaude.

Pour éviter le risque de feu, il est préférable d'utiliser des liquides hydrauliques non inflammables ou peu inflammables. Si, pourtant, l'emploi de ces liquides peu inflammables n'est pas justifié pour des raisons techniques et/ou économiques, il faut prendre des mesures pour éviter que des défauts qui se produisent simultanément puissent donner lieu à un feu.

A cet effet, on peut poser des conditions :

- a) à la construction,
- b) à l'installation et à l'endroit,
- c) à la protection
- d) à l'organisation.

Il faut examiner aussi où et combien de bons extincteurs doivent être disponibles pour l'emploi direct. Dans la pratique, il est pourtant irréalisable d'établir des prescriptions pour chaque cas imaginable. On peut bien donner quelques prescriptions et réglementations générales précisant les mesures à prendre en raison de la nature de l'emploi, de l'endroit et de l'espèce du danger.

Une réglementation n'est significative que si l'on tient compte du lieu de l'utilisation et des conditions dans lesquelles les appareils doivent être utilisés. Les conséquences d'un feu dépendent fortement de l'endroit où il se produit. Un feu, par exemple, dans le puits d'entrée d'air est beaucoup plus dangereux que dans le puits de sortie d'air, de sorte que dans le premier cas il faut poser des conditions plus sévères que dans le second cas.

Dans le schéma on a tenu compte de ce qui précède.

DÉFINITIONS

a) Liquides inflammables

Ces liquides s'enflamment quand ils sont soumis à un essai à flamme. (Un essai à flamme est un essai dans lequel l'huile est jetée, dans des conditions de marche, dans une flamme lorsqu'on examine si l'huile s'enflamme ou non).

b) Point d'auto-inflammation de liquides inflammables

Température à laquelle un mélange liquide-vapeur-air s'enflamme spontanément.

c) Point de combustion de liquide inflammable

Température à laquelle le mélange liquide-vapeur-air s'allume sous l'influence d'une flamme et continue à brûler pendant 5 secondes.

d) Point d'inflammation de liquide inflammable

Température à laquelle le mélange-vapeur-air, allumé par une flamme, flamboie un moment.

e) Stockage

Le stockage de liquide pour l'employer ailleurs dans l'appareil.

f) Stock d'emploi

La quantité de liquide stockée dans la proximité immédiate de l'appareil et qui, selon l'expérience, est nécessaire pour le bon déroulement du travail.

g) Vases fermés

Des vases qui peuvent être fermés de manière à éviter dans la mesure du possible des fuites pendant le transport, le basculement, etc.

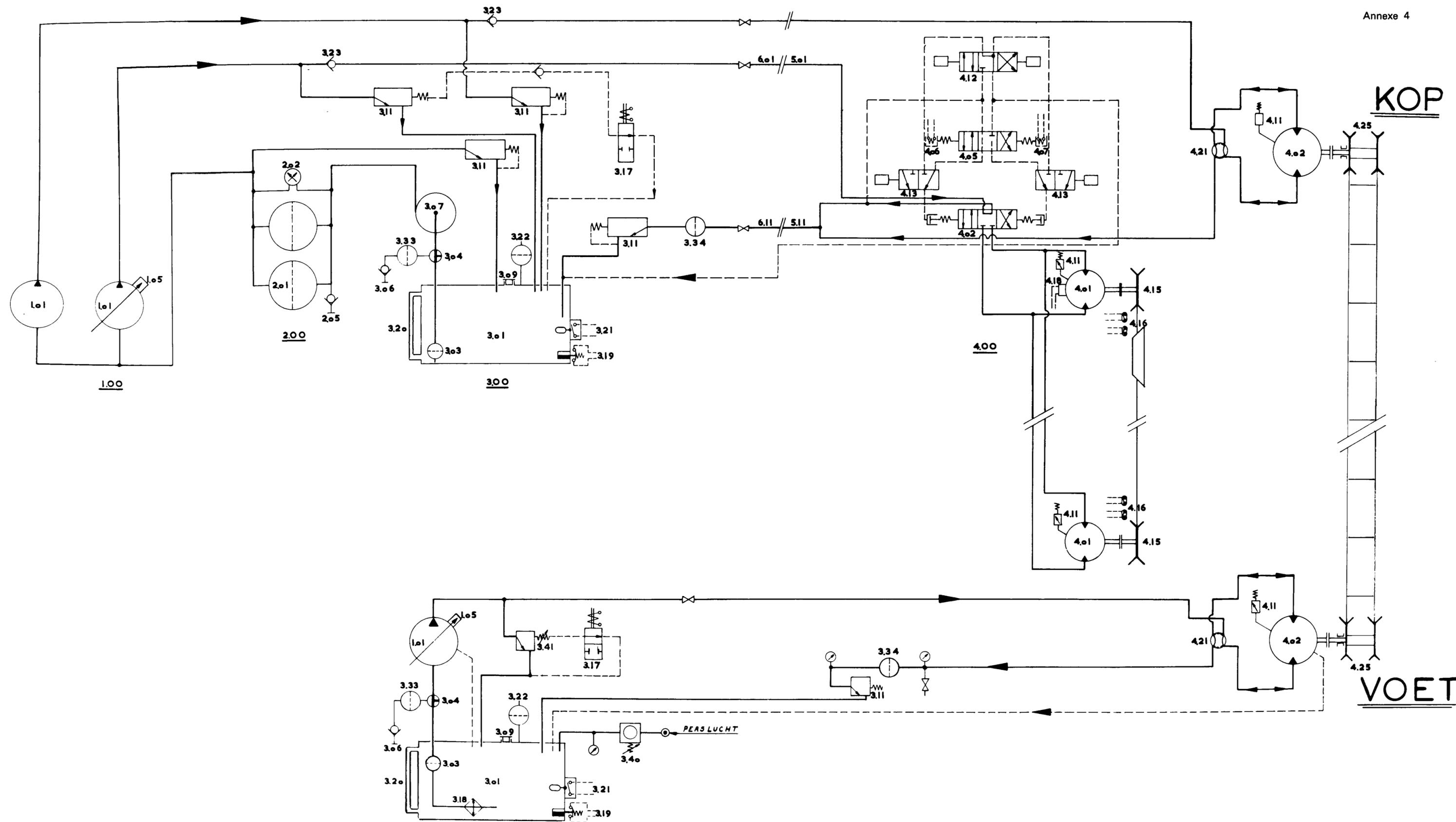
	I Stockage Température ambiante Faible pression (1)	II Stock d'emploi Température par rapport à la température ambiante Faible pression (1)	III Lubrification Température par rapport à la température ambiante Aucune ou faible pression
1 ENTOURAGE DES PUIITS	<p>a) La surface de stockage doit être à l'épreuve du feu, de même que 10 m devant et derrière la surface de stockage.</p> <p>b) La surface de stockage doit être fermable comme il convient, propre et en bon état.</p> <p>c) Au-dessus du vent, de bons extincteurs pour l'emploi immédiat.</p> <p>d) La surface de stockage doit se trouver dans la sortie d'air.</p> <p>e) Avant de mettre en service une surface de stockage située dans l'entrée d'air, il faut en faire communication au Corps des mines.</p>	<p>a) Des quantités supérieures à 200 l sont considérées comme des stocks et entrent dans I.</p> <p>b) Si la distance entre deux stocks d'emploi est de moins de 10 m, ceux-ci sont considérés comme un seul stock.</p> <p>c) Le liquide doit être stocké dans des vases solides et fermés, à un endroit où la détérioration est évitée dans la mesure du possible.</p>	Aucune condition
2 BOUVEAUX ET VOIES AU RO- CHER ET CER- TAINES INCLI- NAISONS DANS LA RO- CHE QUI PEU- VENT ETRE COMPARÉES AUX BOU- VEAUX	Comme I.1 Si l'on stocke plus de 2000 l par surface de stockage, on doit en informer le Corps des mines.	Comme II.1	Aucune condition
3 SECTEUR D'ABATTAGE, VOIE DE TRANSPORT ET VOIE DE DESSERTE	Pas admis	Comme II.1 mais par opposition à II.1.a, le stock d'emploi ne doit contenir que 100 l	Les pompes extérieures et les tuyaux doivent avoir une construction solide et ils doivent être montés de manière telle que les détériorations soient évitées dans la mesure du possible
4 TAILLES	Pas admis	Comme II.1 mais, par opposition à II.1.a, le stock d'emploi ne doit contenir que 20 l	Comme III.3

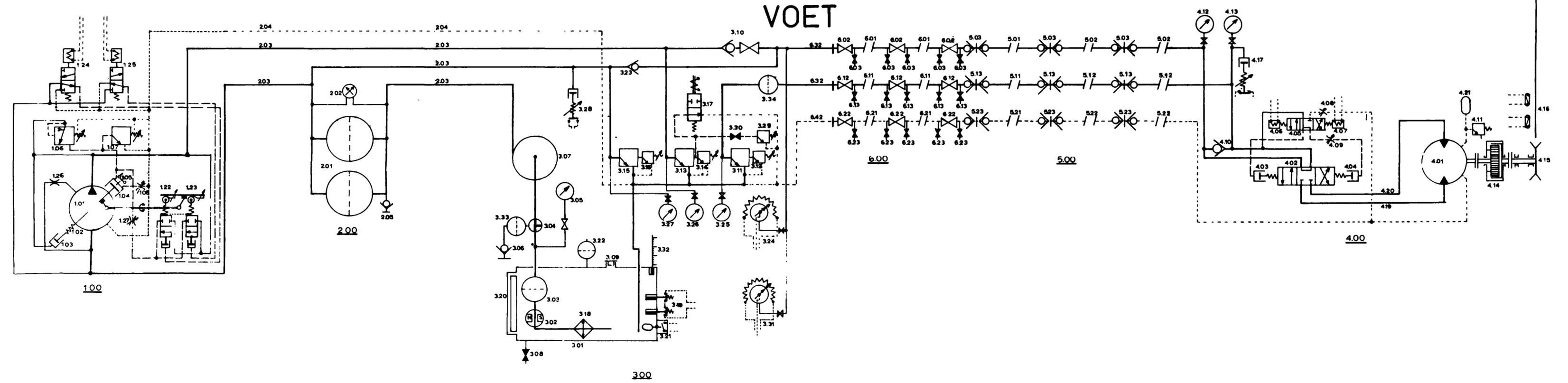
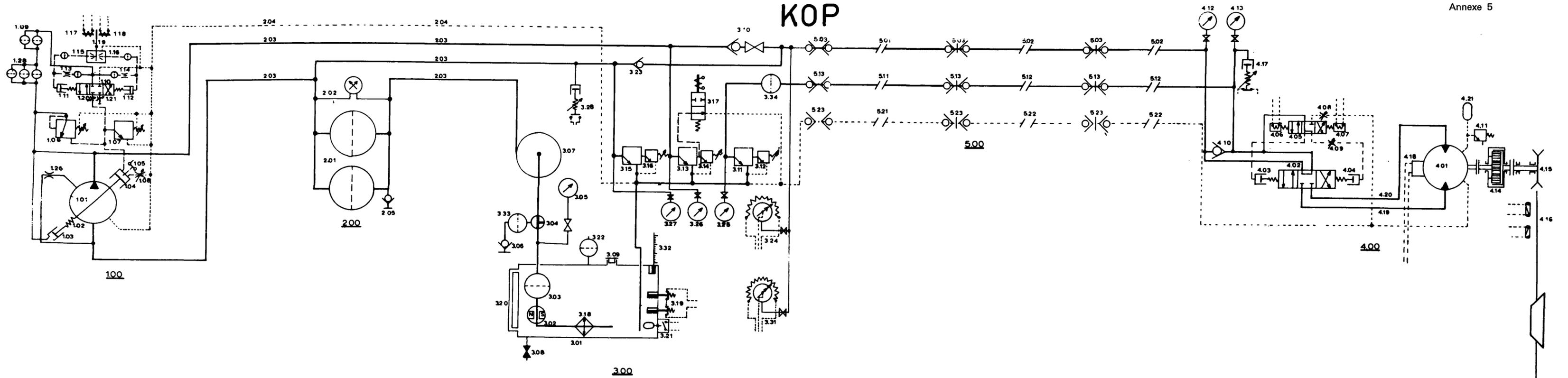
(1) Par pression faible, on entend la pression statique de l'huile dans le vase.

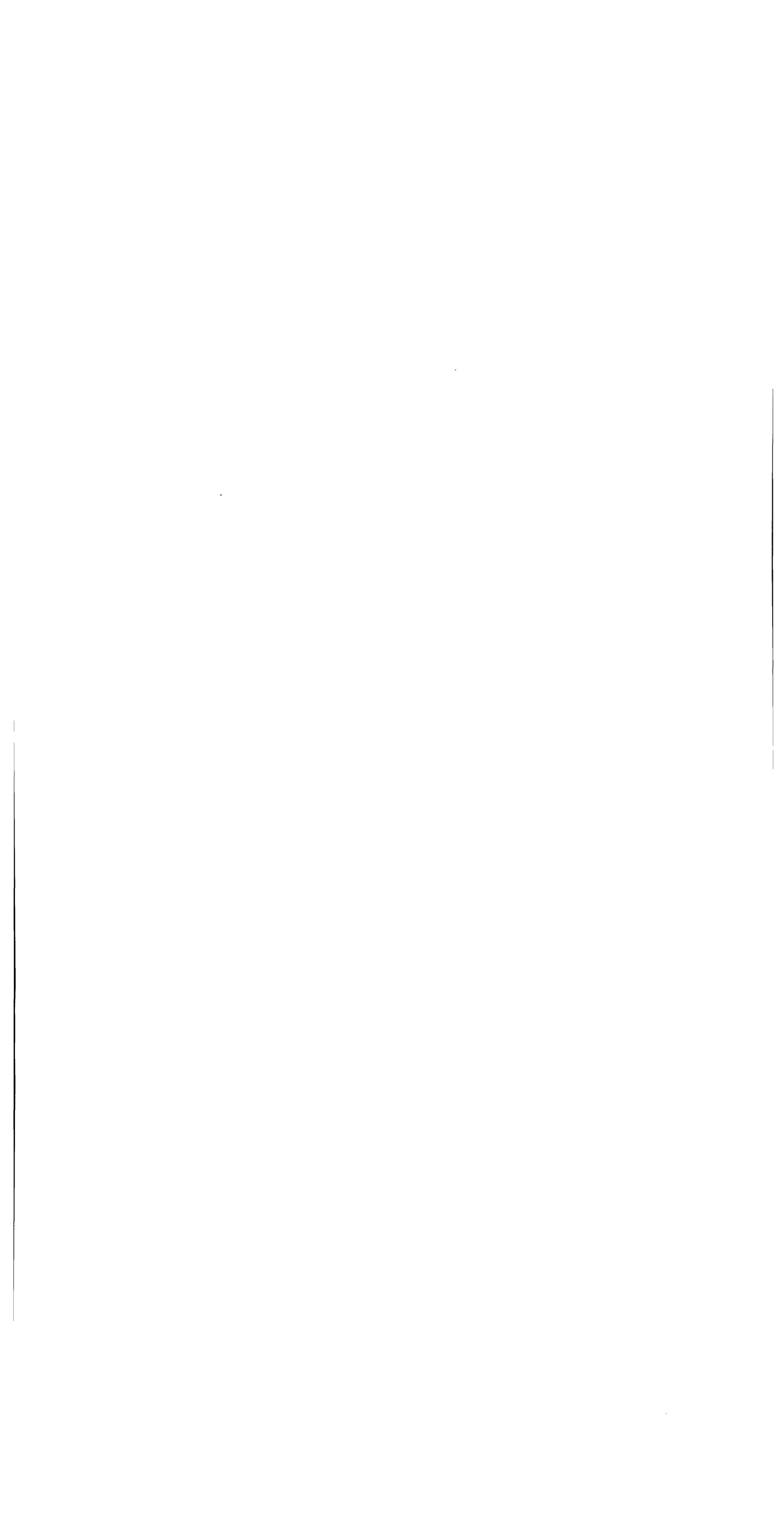
<p style="text-align: center;">IV</p> <p>Systèmes hydrauliques Température par rapport à la température ambiante Aucune ou faible pression</p>	<p style="text-align: center;">V</p> <p>Accouplement hydraulique Température Pression</p>
<p>A — Étançons ou morties.</p> <p>a) En cas d'absence de tuyaux extérieurs, aucune condition.</p> <p>b) En cas de présence de tuyaux extérieurs, il faut s'entendre avec le Corps des mines en ce qui concerne la protection de ces tuyaux.</p> <p>c) Si l'on n'utilise pas d'excitation mécanique d'énergie, aucune condition.</p> <p>B — Systèmes de commande.</p> <p>a) Les tuyaux et les tuyaux flexibles, les raccords et les accessoires doivent être adaptés aux pressions.</p> <p>b) L'orifice de passage de la soupape de trop-plein doit être adapté à la puissance maximum de l'installation.</p> <p>c) Les diamètres des conduites doivent être adaptés à la puissance maximum (chauffage).</p> <p>d) La quantité de liquide dans le circuit doit être telle qu'en collaboration avec a et b la température de marche dans le réservoir de pompe soit de 75° au maximum.</p> <p>e) Le réservoir de pompe doit être muni d'un interrupteur qui met le moteur de pompe hors service quand la température du liquide dans le réservoir atteint la valeur de 90° C.</p> <p>f) Les tuyaux, les réservoirs et les accessoires doivent être protégés contre des détériorations extérieures, notamment aux endroits où il y a des câbles électriques ou aux endroits de transport de berlines qui, en cas de déraillement, pourraient endommager les tuyaux. Les câbles électriques, les tuyaux hydrauliques sous pression et les tuyaux flexibles doivent être éloignés le plus possible les uns des autres pour autant que la situation le permet.</p>	<p>a) L'accouplement hydraulique doit être protégé de manière telle que le liquide sortant de l'accouplement ne puisse présenter aucun danger au personnel ni ne puisse se lancer sur le tambour de freinage ou à la doublure du frein. La quantité de liquide dans l'accouplement doit être adaptée à la puissance du moteur à émettre au maximum.</p> <p>b) Les accouplements doivent être munis d'au moins un bouchon fusible qui fond à une température de 140-183° C (ajouter un eutectique).</p> <p>c) L'orifice du bouchon fusible doit être adapté au contenu. La température d'écoulement maximum du liquide ne doit pas dépasser 200° C.</p> <p>d) L'orifice d'écoulement doit être disposé de manière telle qu'il soit alimenté depuis un endroit où il règne une surpression normale dans un service normal. Pour les accouplements hydrauliques avec des tuyaux extérieurs, il faut se concerter avec le Corps des mines en ce qui concerne la protection de ces tuyaux.</p>
<p>Comme IV. 1</p>	<p>Comme V.1</p>
<p>A — Comme IV.1 B — Seulement de concert avec le Corps des mines</p>	<p>Comme V.1</p>
<p>Comme IV.3</p>	<p>Comme V.1</p>

SCHÉMA HYDRAULIQUE

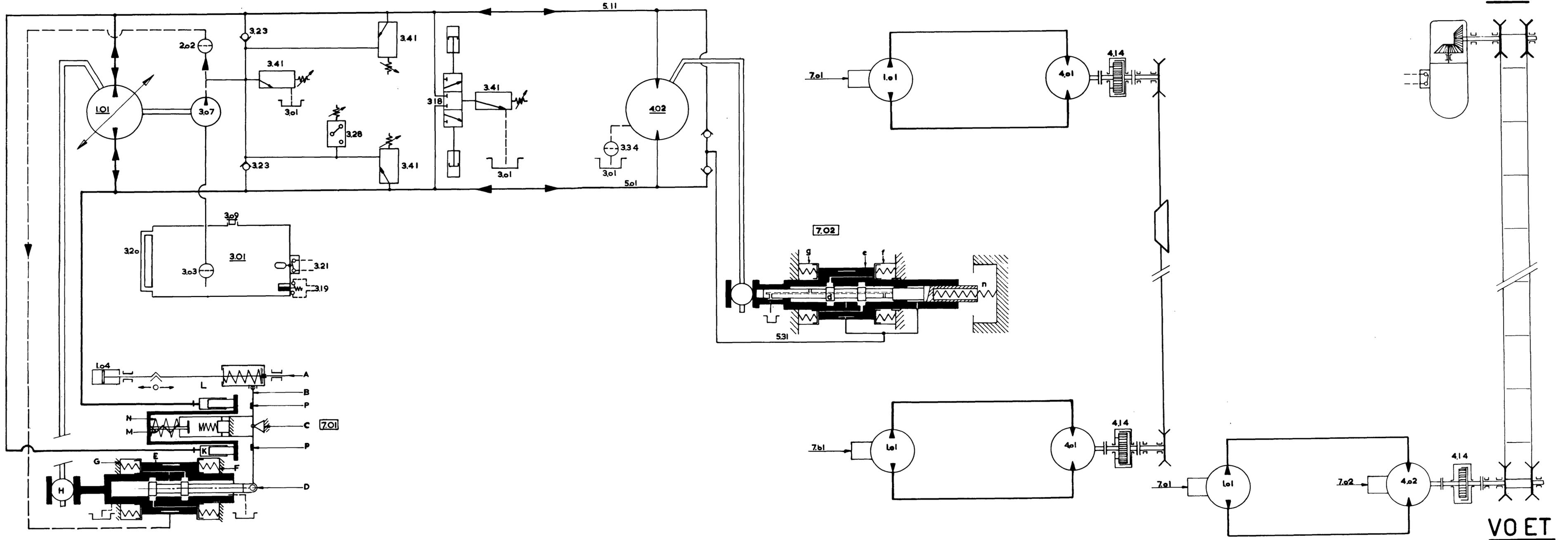
Kop	=	Tête
Voet	=	Pied
Perslucht	=	Air comprimé



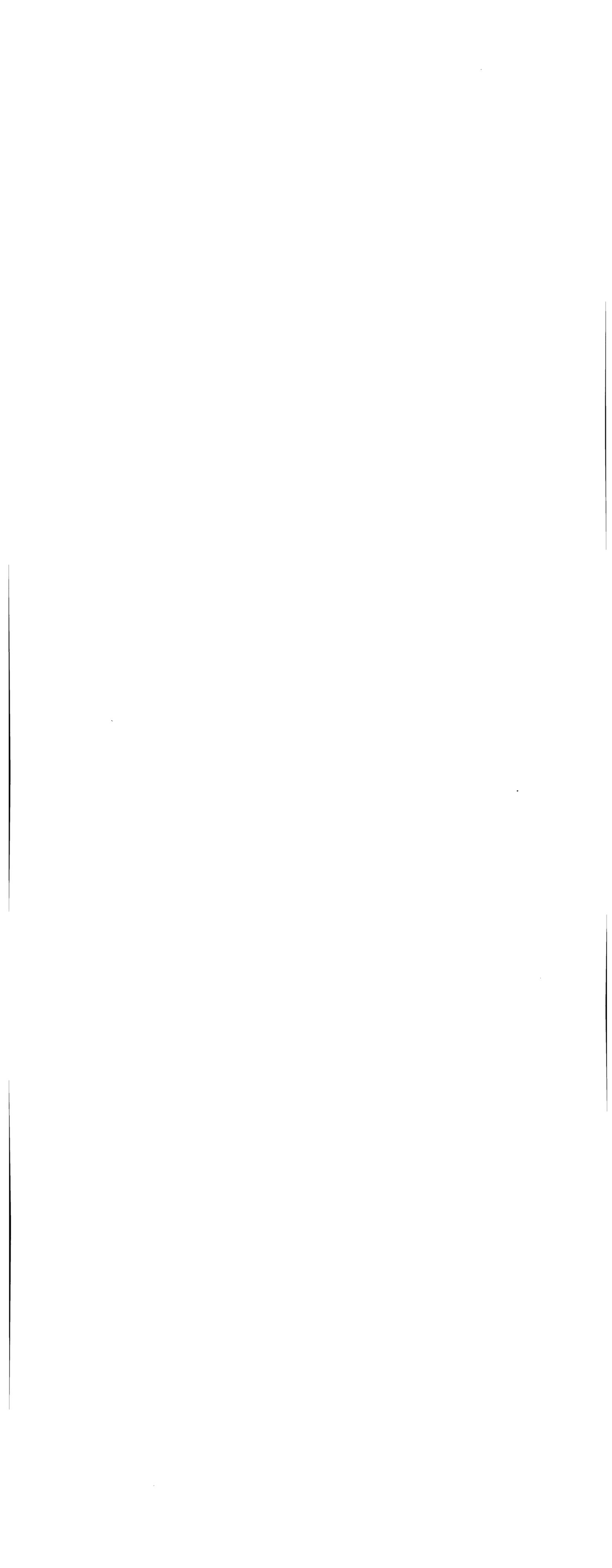




KOP



VO ET



CALCUL GLOBAL D'UNE COMMANDE HYDROSTATIQUE

A — Formules

1. CALCUL DE LA PUISSANCE DE L'HYDROMOTEUR

Puissance	= N	CV
Course du piston	= S	dm
Surface des pistons	= O	dm ²
Cylindrée du moteur	= Sv	l
Quantité totale de liquide passant par le moteur	= Q	l/min
Nombre de révolutions de l'arbre de manivelle	= n	par min
Pression sur les pistons	= p	kg/cm ²
Sv = S.O. litres		
Q = Sv . n litres/min		
Puissance = travail par sec = puissance × trajet par sec		

$$\text{Puissance} = \text{pression} \times \text{surface des pistons} = p \cdot O \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{dm}^2}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Trajet par sec} = \text{course de piston} \times \text{nombre de rév/sec} = \frac{S \cdot n}{60} \cdot \frac{\text{dm}}{\text{sec}}$$

$$N = \frac{p \cdot O \cdot S \cdot n}{60} \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{dm}^2}{\text{cm}^2} \cdot \frac{\text{dm}}{\text{sec}}$$

$$\frac{\text{kg} \cdot \text{dm}^2 \cdot \text{dm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sec}} \cdot \frac{1000 \text{ kg} \cdot \text{cm}^3}{\text{cm}^2 \cdot \text{sec}} \cdot \frac{10 \text{ kg} \cdot \text{m}}{\text{sec}} \cdot \frac{10}{75} \text{ CV}$$

$$N = \frac{p \cdot O \cdot S \cdot n}{60} \cdot \frac{10}{75} \text{ CV} = \frac{p \cdot Q}{450} \text{ CV}$$

$$N = \frac{p \cdot Q}{450}$$

N → CV
p → kg/cm²
Q → litres/min

2. CALCUL DU COUPLE DE L'HYDROMOTEUR

Couple théorique	= Mth	kgm
Diamètre du cercle de l'arbre de manivelle	= D	cm
Force circonférentielle	= K	kg
Travail des pistons = Az = force × trajet		

$$\text{Force} = \text{pression} \times \text{surface des pistons} = p \cdot O \cdot \frac{\text{kg} \cdot \text{dm}^2}{\text{cm}^2}$$

Trajet = course de piston = S dm.

$$Az = p \cdot O \cdot S \frac{\text{kg} \cdot \text{dm}^2 \cdot \text{dm}}{\text{cm}^2} = 1000 p \cdot O \cdot S \text{ kgcm}$$

Travail sur l'arbre de manivelle = Ak = puissance × trajet

Puissance = K kg

Trajet = $\pi \cdot D$ cm = $2 \pi R$ cm

Ak = $K \cdot 2 \pi R$ kgcm

Az = Ak et Mth = $K \times R$

$1000 p \cdot O \cdot S = 2 \pi \cdot KR = 2 \pi \text{ Mth}$

$$\text{Mth} = \frac{1000 p \cdot O \cdot S}{2 \pi} \text{ kgcm} = \frac{10 p \cdot O \cdot S}{2 \pi} \text{ kgm}$$

$$\boxed{\text{Mth} = \frac{10}{2 \pi} p \cdot Sv}$$

Mth → kgm
p → kg/cm²
Sv → litres

$$\text{Mth} = \frac{N \cdot 75}{\omega}$$

Dont ω = déplacement angulaire en radiaux par sec = $\frac{2 \pi \cdot n}{60}$

3. CALCUL DU NOMBRE DE RÉVOLUTIONS DE L'HYDROMOTEUR

$$Q = Sv \cdot n$$

$$\boxed{n = \frac{Q}{Sv}}$$

n → rév/min
Q → litres/min
Sv → litres

4. CALCUL DU COUPLE THÉORIQUE PAR ATMOSPHÈRE

$$\text{Couple théorique} = \frac{10}{2 \pi} p \cdot Sv \cdot \text{kgm}$$

$$\frac{\text{Mth}}{p} = \frac{10}{2 \pi} Sv = \text{Mth par atmosphère}$$

$$\boxed{\text{Mth/atm.} = \frac{10}{2 \pi} Sv}$$

Mth → kgm

Sv → litres

5. CALCUL DU RENDEMENT GLOBAL D'UN MOTEUR STAFFA

Cylindrée du moteur Staffa à 7 cylindres = 4,32 litres, de sorte que :

$$\text{Mth/atm} = \frac{10}{2 \pi} 4,32 = 6,8 \text{ kgm/atm}$$

Mesuré sur le banc d'essai 6,2 kgm/atm

$$\eta \text{ mécanique} = \frac{6,2}{6,8} = 0,91$$

Le couple effectif par atm pour ce moteur Staffa est :
 $M \text{ eff./atm} = M_{th}/atm \times \eta \text{ mécanique} = 6,2 \text{ kgm/atm}$
 Règle empirique pour le moteur Staffa = 7 cylindres
 Par 1 atm 6 kgm de couple

$$\eta \text{ volumétrique} = \frac{\text{nombre de litres passant réellement par l'espace des cylindres du moteur}}{Q}$$

Sur le banc d'essai nous avons mesuré qu'en cas de $Q = 260 \text{ l/min}$ et $p = 100 \text{ atm}$ surpression, les pertes de fuite (fuite interne) d'un nouveau moteur est d'environ 2 l/min alors que les pertes de fuite se produisent aussi sur la vanne. Selon Staffa ceci est d'environ 6 l/min.

$$\text{vol.} = \frac{260-8}{260} = 0,97$$

Vue générale des hydromoteurs qui ont été en service ou essayés dans la N.V. Nederlandsche Staatsmijnen

	Cylindrée en litres	Pression de pointe kg/cm ²	Pression continue maximum kg/cm ²	rév. maximums/min	Mth/atm
Staffa 7 cylindres	4,3	225	175	75	6,8
Düsterloh 7 cyl.	5,2	250	250 ⁽¹⁾	150	8,3

(1) équilibrée par voie hydrostatique.

B — Courant de liquide

1. COEFFICIENTS DE VISCOSITÉ DYNAMIQUES ET CINÉTIQUES

Si un liquide s'écoule sur un plan plat, la vitesse n'est pas égale dans toutes les couches horizontales ; la vitesse V dépend de la hauteur

Z au-dessus du plan. Le coefficient différentiel $\frac{dV}{dZ}$

indique une chute de vitesse dans la direction Z dans un point quelconque du liquide. Les forces qui se produisent quand des couches de liquide s'écoulent l'une sur l'autre sont nommées le frottement intérieur dans le liquide. La force tangentielle K qu'une couche d'une surface F exerce sur une couche située

au-dessous est proportionnelle à la surface F et à $\frac{dV}{dZ}$ à la hauteur de la couche intéressée,

$$\text{de sorte que } K = \eta F \cdot \frac{dV}{dZ}$$

dans laquelle η est une constante de proportionnalité qui est nommée le coefficient de frottement intérieur ou le **coefficient de viscosité dynamique** L'unité pour η (êta) est la Poise.

Le **coefficient de viscosité cinématique** ν (nu) est le coefficient de viscosité dynamique divisé par la densité du liquide ρ (rho).

$$\text{Donc } \nu = \eta/\rho$$

L'unité pour ν = stokes (st) ou centistokes (cst).

La densité du liquide

$$\rho = \frac{\text{poids spécifique}}{g} = \frac{\gamma}{g} \text{ (gamma)}$$

$$g = 981 \text{ cm/sec}^2$$

2. COURANT LAMINAIRE ET TURBULENT. NOMBRE DE REYNOLDS-RE

Si un liquide s'écoule lentement par un tube étroit, la vitesse de toutes les particules de liquide sera parallèle à l'axe. On nomme ceci un **courant laminaire**.

Quand dans un liquide à courant laminaire la vitesse est augmentée, il se produira des tourbillonnements à une vitesse critique déterminée V_k ; il se produit alors un courant turbulent.

Suivant des essais expérimentaux de Reynolds, Re pour des tubes très lisses est :

$$R_e = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

où V est la vitesse moyenne dans la conduite (mm/sec), d le diamètre intérieur de la conduite (mm) et ν la viscosité cinématique du liquide (centistokes).

Le point de renversement du courant laminaire au courant turbulent se situe à $R_e = 2320$. Le **nombre de Reynolds** est nommé le chiffre de mesure du mouvement du liquide et il est sans dimensions.

3. DÉDUCTION DE LA VISCOSITÉ CINÉTIQUE ET DU NOMBRE DES DEGRÉS ENGLER

La formule de réduction pour le nombre de degrés Engler et la viscosité cinétique est :

$$\nu \text{ (en cst)} = 7,3 \cdot E^\circ - \frac{6,31}{E^\circ}$$

Dans la commande hydrostatique du rabot, dans le quartier T de la mine Wilhelmina, on a utilisé un mélange polyglycol-eau ayant une viscosité de 4,2° Engler à 50° C (Nafic H 404).

A cette température, ce liquide a un coefficient de viscosité cinétique de :

$$\nu = 7,3 \cdot 4,2 = \frac{6,31}{4,2} = 29,1 \text{ centistokes} = 0,291 \text{ stokes.}$$

La densité de ce liquide $\rho = \frac{\gamma}{g}$

$$\begin{aligned} \gamma &= 1058 \text{ kg/m}^3 \\ g &= 9,81 \text{ m/sec}^2 \end{aligned}$$

$$\rho = \frac{1058}{9,81} = 108 \frac{\text{kg/sec}^2}{\text{m}^4}$$

de sorte que le coefficient de viscosité dynamique est :

$$\eta = \nu \cdot \rho = 0,291 \cdot 108 = 314 \text{ Poise}$$

4. PERTES DE COURANT DANS LES CONDUITES

Quand un liquide s'écoule dans une conduite droite, la perte de pression ΔP peut être déterminée à partir de :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot V^2 \quad \text{ou}$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \cdot V^2 \quad \text{ou}$$

$$P = \frac{1}{2} \lambda L \frac{Q^2}{(4)^2} d^5$$

où

- ΔP = résistance de la conduite mm colonne d'eau
- V = vitesse du liquide m/sec
- L = longueur de la conduite m
- d = diamètre intérieur m
- Q = quantité de liquide m³/sec.

En fonction des grandeurs susnommées on trouve une chute de pression déterminée c.q. une perte de puissance. Exprimée en %, la chute de pression est donc inférieure à mesure qu'on choisit des pressions de travail plus élevées, puisque dans ce cas la quantité de liquide peut être plus petite pour la même puissance.

$$(N = \frac{p \cdot Q}{450} \text{ CV}) \rightarrow \text{Voir formule.}$$

Le diamètre intérieur de la conduite a une grande influence sur la grandeur de la chute de pression (d^5). En augmentant le diamètre, on peut porter la chute de pression, aussi dans le cas des longueurs les plus grandes de la conduite, à une valeur admissible.

λ est le coefficient de résistance qui dépend du nombre de Reynolds et de la rudesse de la surface intérieure du tube.

Afin de pouvoir déterminer le coefficient de résistance, il faut examiner d'abord la grandeur de la valeur du nombre de Reynolds.

$$\text{En cas de courant laminaire } \lambda = \frac{64}{R_e}$$

$$\text{En cas de courant turbulent } \lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}}$$

5. PERTE DE PUISSANCE PAR SUITE DE PERTES DE COURANT DANS UNE CONDUITE

Diamètre de la conduite = 50 mm
 Longueur de la conduite = 700 m
 Quantité de liquide = 260 l/min
 Liquide Nafic H 404.

Il résulte de ce qui précède :

$$v = 29,1 \text{ centistokes}$$

$$V = \frac{Q}{F} = \frac{0,260}{\pi/4 \cdot 0,05^2} = 2,2 \text{ m/sec}$$

$$R_e = \frac{V \cdot d}{v} = \frac{2200 \cdot 50}{29,1} = 3790$$

Pour la zone turbulente :

$$\lambda = \frac{0,316}{R_e^{0,25}} = \frac{0,316}{\frac{0,25}{3790}} = 0,04$$

La perte de pression est :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \rho \cdot V^2$$

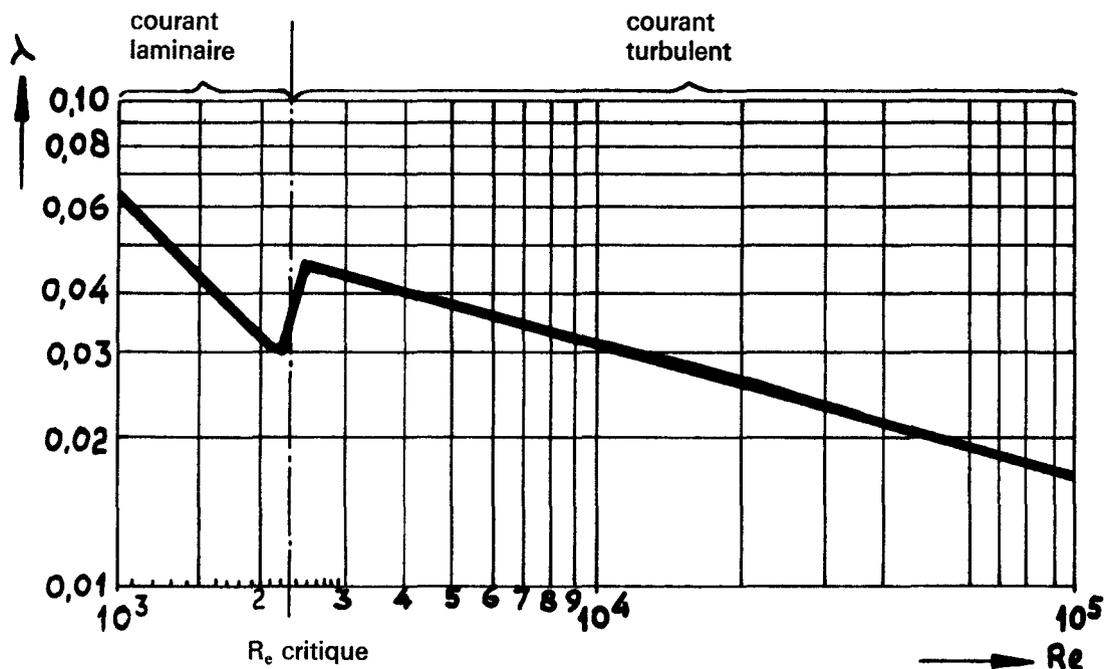
$$\Delta P = \frac{0,04 \cdot 700 \cdot 108 \cdot 2,2^2}{2 \times 0,05}$$

$$\Delta P = 15 \cdot 10^4 \text{ mm colonne d'eau} = 15 \text{ kg/cm}^2$$

Par suite de cette chute de pression, la perte de puissance sur cette conduite est :

$$N = \frac{\Delta P \cdot Q}{450} = \frac{15 \cdot 260}{450} = 8,67 \text{ CV}$$

Le rapport entre le nombre de Reynolds et λ est indiqué dans le graphique ci-dessous.



C — Calcul de l'appareillage

1. N.V. NEDERLANDSCHE STAATSMIJNEN

Les points de départ pour le quartier I de la mine Wilhelmina étaient :

Force de traction : 30 t au maximum = K ;
 Vitesse du rabot : 0,5 m/sec au maximum = v ;
 Cercle primitif pignon à chaîne : 328 mm = D.

Calcul du nombre d'hydromoteurs et de la force de traction au rabot

$$\text{Couple demandé} = 30.000 \times \frac{0,328}{2} = 4920 \text{ kgm.}$$

Par moteur Staffa on a besoin de 1 atm pour un couple de 6 kgm.

$$p\text{-total nécessaire} = \frac{4920}{6} = 820 \text{ atm.}$$

Maximum admissible par moteur Staffa 225 kg/cm²,

$$\text{donc } \frac{820}{225} = 3,65 \text{ moteur} \approx 4 \text{ moteurs.}$$

Comme l'installation ne peut pas comprendre 4 moteurs, on a trouvé la solution avec 2 moteurs Staffa et 2 boîtes d'engrenages — transmission 1 : 2.

Il en résulte : p-nécessaire = 820 atm surpression, nombre de „ moteurs “ = 4.

$$\text{Pression du liquide} = \frac{820}{4} = 205 \text{ atm surpression par commande.}$$

Pour des raisons techniques (entre autres tuyaux flexibles et boîtes d'engrenages), la pression aux pompes est ajustée à 200 atm surpression.

Si l'on tient compte de $\eta_{\text{boîte d'engrenages}} = 0,95$ et $\eta_{\text{pignon à chaîne}} = 0,93$

$$M_{\text{effectif chaîne}} = M_{\text{effectif moteurs}} \times \eta_{\text{boîte d'engrenages}} \times \eta_{\text{pignon à chaîne}} \times \frac{200}{205}$$

$$M_{\text{effectif chaîne}} = 4920 \times 0,95 \times 0,93 \times \frac{200}{205} = 4260 \text{ kgm.}$$

$$\text{Force de traction à la chaîne} = \frac{4260}{\frac{1}{2} \cdot 0,328} = 25900 \text{ kg} = 25,9 \text{ t au maximum.}$$

Par 2 commandes (composée chacune de 1 moteur Staffa et de 1 boîte d'engrenages 1 : 2) une force de traction maximum de 25,9 t.

Calcul du nombre de révolutions des hydromoteurs et de la quantité de liquide par commande

$$n_{\text{pignon à chaîne}} = \frac{V}{\pi \cdot D} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,328} = 0,49 \text{ rév/sec} = 29,4 \text{ rév/min.}$$

Étant donné la transmission 1 : 2, $n_{\text{hydromoteur}} = 2 \times 29,4 = 58,8 \text{ rév/min.}$

Le nombre de révolutions maximum du moteur Staffa est de 75, de sorte que $n = 58,8$ est admissible.

S_v moteur Staffa = 4,32 litres de sorte que

$$Q = 58,8 \times 4,32 = 254 \text{ l/min par commande.}$$

$\eta_{\text{vol hydromoteur}} = 0,97,$

donc Q nécessaire depuis la pompe = 262 l/min.

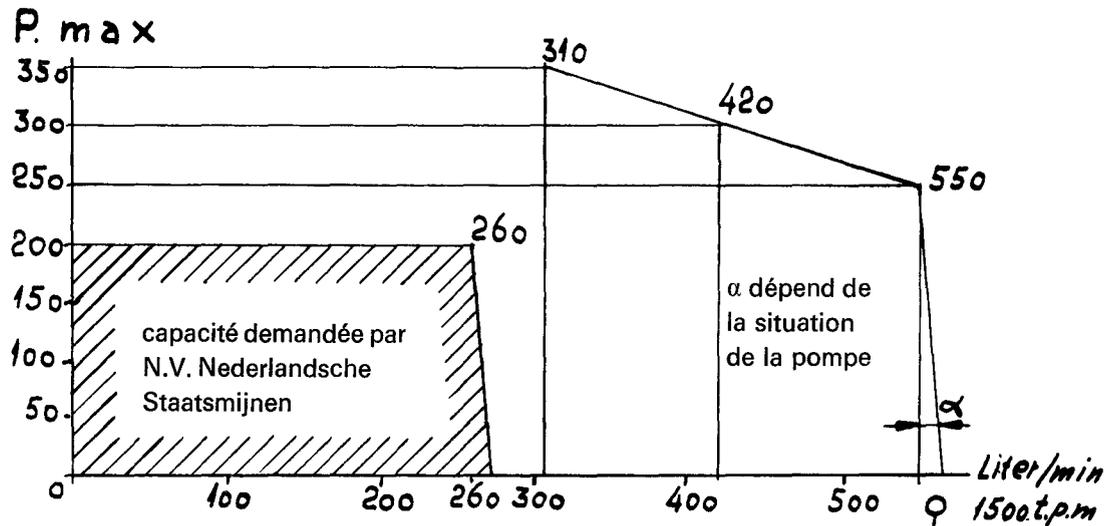
Pour le calcul ultérieur, la pompe est ajustée à 260 l/min.

Calcul de la pompe

On demande de la pompe un débit maximum de 260 l/min à une pression de 200 atm surpression.

Comme la pompe réglable est ajustée à la quantité voulue et qu'un limiteur de pression est prévu, ces valeurs ne sont pas dépassées.

On a choisi une pompe disponible du type Denison série 60 : pompe axiale réglable à plongeur.



Calcul du moteur électrique

$$N_{\text{moteur max.}} = \frac{p \cdot Q}{450 \cdot \eta_{\text{pompe}}} = \frac{200 \cdot 260}{450 \cdot 0,92} = 125 \text{ CV}$$

Un moteur de 85 CV (comme utilisé au fond) peut être surchargé de 60 % pendant une courte durée à 100 % net,

$$\text{donc } \frac{160}{100} \times 85 = 128 \text{ CV}$$

La charge de pointe de 125 CV à 200 atm surpression et 260 l/min peut donc être absorbée par un moteur de 85 CV.

Calcul global du rendement du circuit principal

Des longueurs différentes de la conduite d'alimentation des commandes dans la tête et dans le pied de la taille, nous avons étudié seulement la situation la plus défavorable pour la commande dans le pied de la taille.

$$\eta_{\text{pompe}} = \eta_{\text{mécanique}} \times \eta_{\text{volumétrique}} = 0,93 \times 0,99 = 0,92$$

$$\eta_{\text{hydromoteur}} = \eta_{\text{mécanique}} \times \eta_{\text{volumétrique}} = 0,91 \times 0,97 = 0,94$$

$$\eta_{\text{boîte d'engrenages}} = 0,95$$

$$\eta_{\text{pignon à chaîne}} = 0,93$$

$$\eta_{\text{appareillage}} = 0,92 \times 0,94 \times 0,95 \times 0,93 = 0,76$$

$$N_{\text{disponible à la chaîne}} = N_k$$

$$N_{\text{excité par moteur électrique}} = N_e$$

$$N_{\text{perte dans la conduite}} = N_1$$

$$N_k = N_e \times \eta_{\text{app}} - N_1$$

Calcul de N_1

$$N_1 = \frac{\Delta P \cdot Q}{450} \text{ atm surpression.}$$

Δp total = Δp conduite \varnothing 50 mm, longueur 700 m
 Δp tuyaux flexibles \varnothing 1 1/2" = 37,5 mm
 Δp robinets Audco \varnothing 1 1/2"
 Δp robinets, accouplements, tuyaux flexibles \varnothing 1 1/2"
 Δp soupape de commande préliminaire dans la conduite de retour.

Pour la conduite \varnothing 50 mm

$$p = \frac{1}{2} \lambda \cdot \rho \cdot v^2 \frac{L}{D} \text{ (courant laminaire)}$$

Δp	=	résistance dans la conduite	=	mm colonne d'eau
v	=	vitesse du liquide	=	Q/F m/sec
L	=	longueur de la conduite	=	700 m
d	=	\varnothing intérieur de la conduite	=	0,05 m
Q	=	quantité de liquide	=	260 l/min
F	=	surface intérieure de la conduite	=	$\pi/4 d^2 m^2$
λ	=	facteur de frottement dans la conduite	=	—
ρ	=	densité du liquide	=	$\frac{\text{masse}}{\text{volume}} = \frac{\text{kg} \cdot \text{sec}^2}{\text{m}^4}$
v	=	2,20 m/sec		
λ	=	0,04		

$$\rho = \frac{\text{masse}}{\text{volume}}$$

Le poids de 1 m³ de Nafic à 40° C = 1000 × 1,058 kg = 1058 kg

$$g = 9,81 \text{ m/sec}^2$$

$$\text{volume} = 1 \text{ m}^3$$

$$\rho = \frac{1058}{9,81 \times 1} = 108 \frac{\text{kg} \cdot \text{sec}^2}{\text{m}^4}$$

$$\Delta p_{\text{conduite}} = \frac{0,025 \times 108 \times 2,20^2 \times 700}{2 \times 0,05} \text{ mm colonne d'eau} = 15 \text{ kg/cm}^2$$

Tuyaux flexibles 1 1/2" = 37,5 mm

La résistance dans la conduite de ce tuyau flexible par mètre par rapport à la conduite de \varnothing 50 mm est :

$$\frac{50^5}{37,5^5} \times \frac{10,74}{700} = 0,065 \text{ kg/cm}^2$$

La résistance dans les robinets Audco = $1\frac{1}{2} \times$ longueur du robinet exprimée en la résistance de la conduite correspondante. Dans ce cas : par robinet $1,5 \times 300$ mm = 450 mm de conduite de $1\frac{1}{2}$ ".

Δp tuyau flexible $1\frac{1}{2}$ " + robinets Audco = 4 kg/cm^2

Δp robinets, accouplements, tuyaux flexibles $1\frac{1}{4}$ " = 11 kg/cm^2

Δp soupape de commande préliminaire dans la conduite de retour = 6 atm surpression, en cas de marche statique,

de sorte que $p_{\text{total}} = 15 + 4 + 11 + 6 = \pm 36 \text{ kg/cm}^2$

$$N_1 = \frac{36 \times 260}{450} = 18,23 \text{ CV}$$

La formule pour la perte de conduite prouve que :

1. Les pertes de conduites ne dépendent pas de la force de traction demandée, c.q. de la pression du liquide transporté ;
2. Quand l'hydromoteur ne prend pas de liquide (donc quand la charge de pointe ne peut plus assurer que le rabot garde sa vitesse et que celui-ci est bloqué), la vitesse du liquide est nulle et il n'y a pas de pertes de conduite.

Ceci implique qu'en cas de blocage du rabot, la pression maximum complète ajustée de la pompe (200 atm surpression) est disponible pour l'hydromoteur.

$N_k = N_e \times \eta_{\text{appareillage}} - N_1$ $\eta_{\text{app.}} = 0,76$

- a) Rendement en cas de marche normale de la commande dans le pied de la taille

$$N_e = 80 \text{ CV/Q} = 260 \text{ l/min} / p_{\text{pompe}} = 120 \text{ atm surpression}$$

$$N_k = 80 \times 0,76 - 18,23 = 42,57 \text{ CV}$$

$$\eta_{\text{installation}} = \frac{N_k}{N_e} = \frac{42,57}{80} = 0,53$$

- b) Rendement en cas de charge de pointe, avant que le rabot soit freiné

$$N_e = 125 \text{ CV} / Q = 260 \text{ l/min} / p_{\text{pompe}} = 200 \text{ atm surpression}$$

$$N_k = 125 \times 0,76 - 18,23 = 77,77 \text{ CV}$$

$$\eta_{\text{installation}} = \frac{N_k}{N_e} = \frac{77,77}{125} = 0,62$$

- c) En cas de charge de pointe, le rabot est bloqué

$$N_e = 125 \text{ CV} / Q = 0 \text{ l/min} / p_{\text{pompe}} = 200 \text{ atm surpression}$$

$$N_k = 125 \times 0,76 = 95 \text{ CV}$$

$$\eta_{\text{installation}} = \frac{95}{125} = 0,76$$

Installation de la pompe auxiliaire

Celle-ci sert entre autres à amener, lors d'une marche normale, le liquide à 6 atm surpression préliminaire à la pompe principale.

L'installation de la pompe auxiliaire + les filtres demandent alors, en cas de livraison de 260 l/min un

$$N_{\text{théorique}} = \frac{6 \times 260}{450} = 3,5 \text{ CV}$$

Le moteur électrique de la pompe auxiliaire absorbe pourtant 20 CV, de sorte que le reste = 16,5 CV est converti en chaleur.

2. LAURA EN VEREENIGING N.V.

Commande du rabot

Pompe type AP 245 $Q_{\text{eff}} = 340 \text{ l/min}$
Hydromoteur AM 800 V $\text{Cylindrée } S_v = 780 \text{ cm}^3/\text{rév, fixée.}$
Boîte d'engrenages planétaires P 120 S . $i = 8,67 : 1$
Pression maximum ajustée 220 atm surpression.

Vitesse maximum

$$n_{\text{hydromoteur}} = \frac{Q \cdot 10^3}{S_v} = \frac{340 \cdot 10^3}{780} = 435 \text{ rév/min}$$

$$n_{\text{roue à chaîne}} = \frac{435}{8,67} = 50,2 \text{ rév/min}$$

D_{st} chaîne du rabot = 336 mm, donc

$$v_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot 0,336 \cdot 50,2}{60} = 0,88 \text{ m/sec}$$

Force de traction à la vitesse maximum

en cas de rendement max. $Q = 340 \text{ l/min}$

$$N = \frac{p \cdot Q}{450} \rightarrow (\text{voir formules})$$

$$N = 50 \text{ kW} = 50 \cdot 1,36 = 68 \text{ CV, donc}$$

$$68 = \frac{p \cdot 340}{450} \quad p = \frac{450 \cdot 68}{340} = 90 \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta_{\text{total}} = 0,75 \text{ de sorte que } p_{\text{effectif}} = 90 \times 0,75 \times 67,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$M_{\text{effectif}} = \eta_{\text{hm}} \frac{10}{2\pi} p \cdot S_v = 0,95 \cdot \frac{10 \cdot 67,5 \cdot 780}{6,28 \cdot 1000} = 79,6 \text{ kgm}$$

$$M_{\text{au pignon à chaîne du rabot}} = i \cdot M_{\text{moteur}} = 8,67 \cdot 79,6 = 690 \text{ kgm}$$

$$\text{force dans le pignon à chaîne du rabot} = P = \frac{M}{r} = \frac{690}{0,336/2} = 4110 \text{ kg}$$

Pour la commande du rabot, on a installé une commande aussi bien dans la tête que dans le pied de la taille, donc la force dans la chaîne du rabot : $2 \times 4110 \text{ kg} = 8220 \text{ kg}$

Force de traction maximale

en cas de $p_{\text{max}} = 220 \text{ kg/cm}^2$

$$M_{\text{moteur}} = \eta_{\text{HM}} \frac{10}{2\pi} p \cdot S_v = 0,95 \cdot \frac{10 \cdot 220 \cdot 780}{6,28 \cdot 1000} = 273 \text{ kgm}$$

$$M_{\text{au pignon de chaîne du rabot}} = 8,67 \cdot 273 = 2365 \text{ kgm}$$

$$\text{force dans le pignon à chaîne du rabot} = P = \frac{2365}{0,336/2} = \frac{4730}{0,336} = 14100 \text{ kg}$$

force totale dans la chaîne du rabot : $2 \times 14100 \text{ kg} = 28200 \text{ kg}$.

Vitesse en cas de force de traction maximum

$$N = \frac{p \cdot Q}{450} = \frac{220 \cdot Q}{450} = 68 \text{ CV} \quad \eta_{\text{total}} = 0,75$$

$$Q = \frac{68 \cdot 450 \cdot 0,75}{220} = 105 \text{ l/min}$$

$$n_{\text{hydromoteur}} = \frac{105 \cdot 10^3}{780} = 135 \text{ rév/min} \quad n = \frac{Q}{Sv}$$

$$n_{\text{au pignon à chaîne du rabot}} = \frac{135}{8,67} = 15,6 \text{ rév/min}$$

$$v_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot 0,336 \cdot 15,6}{60} = 0,27 \text{ m/sec}$$

Commande du transporteur

Pompe type AP 245

$Q_{\text{effectif}} = 340 \text{ l/min}$

Moteur AM 800 V

Cylindrée réglable de 360 – 831 cm³/rév

Boîte d'engrenages planétaires P 120 S $i = 18,2 : 1$

Pression maximum ajustée : 220 atm surpression.

Vitesse maximum du transporteur à chaîne

$$n_{\text{moteur}} = \frac{Q \cdot 10^3}{Sv} = \frac{340 \cdot 10^3}{360} = 945 \text{ rév/min}$$

$$n_{\text{pignon à chaîne}} = \frac{945}{18,2} = 52 \text{ rév/min}$$

$D_{\text{st pignon à chaîne}} = 330 \text{ mm}$

$$v_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot 0,330 \cdot 52}{60} = 0,890 \text{ m/sec}$$

En cas d'un nombre de révolutions normal du moteur électrique, la vitesse du pignon à chaîne est de $v = 0,875 \text{ m/sec}$, de sorte que la commande hydraulique transmet toujours sa puissance entière.

Force de traction en cas de vitesse maximum

$$M_{\text{moteur}} = \eta_{\text{HM}} \cdot \frac{10}{2\pi} p \cdot Sv$$

$p = 67,5 \text{ kg/cm}^2$ (voir commande du rabot)

$$M_{\text{moteur}} = 0,95 \cdot \frac{10 \cdot 67,5 \cdot 360}{2 \pi \cdot 1000} = 36,7 \text{ kgm}$$

$$M_{\text{pignon à chaîne}} = 36,7 \cdot 18,2 = 665 \text{ kgm}$$

$$\text{force dans la chaîne du transporteur} = P = \frac{M}{r} = \frac{665}{0,330/2} = 4030 \text{ kg}$$

force de traction maximum en cas de $p_{\text{max}} = 220 \text{ kg/cm}^2$ et $Sv_{\text{max}} = 831 \text{ cm}^3/\text{rév}$

$$M_{\text{moteur}} = \eta^{\text{HM}} \cdot \frac{10 \cdot p \cdot Sv}{2 \pi}$$

$$M_{\text{moteur}} = 0,95 \cdot \frac{10 \cdot 220 \cdot 831}{6,28 \cdot 1000} = 278 \text{ kgm}$$

$$M_{\text{pignon à chaîne}} = 278 \cdot 18,2 = 5030 \text{ kgm}$$

$$\text{force maximum dans la chaîne du transporteur} = P = \frac{M}{r} = \frac{5030}{0,33/2} = 30400 \text{ kg.}$$

Vitesse en cas de force de traction maximum

$Q = 105 \text{ l/min}$ (voir commande du rabot)

$$Sv = 831 \text{ cm}^3/\text{rév} \quad n_{\text{moteur}} = \frac{105 \cdot 10^3}{831} = 126 \text{ rév/min}$$

$$n_{\text{pignon à chaîne}} = \frac{126}{18,2} = 6,9 \text{ rév/min}$$

$$v_{\text{max}} = \frac{\pi \cdot 0,33 \cdot 6,9}{60} = 0,12 \text{ sec}$$

Force de traction en cas de vitesse nominale et d'une puissance de 80 kW

La vitesse maximum est de 0,890 m/sec

En cas d'une valeur η_{tot} de 0,75, la force de traction nominale est de :

$$P = \frac{80 \cdot 1,36 \cdot 75 \cdot 0,75}{0,890} = 6900 \text{ kg.}$$

RÉSUMÉ DES MESURES ET DES ESSAIS AUX INSTALLATIONS ET ÉLÉMENTS, EFFECTUÉS DANS DES CONDITIONS DE LABORATOIRE

1. Sujet : Essai de 5 hydromoteurs fabrication Staffa —
2 pages, 9 annexes.

2. Sujet : Examen des propriétés du liquide hydraulique Mobil Nyvac 20 —
9 pages, 2 annexes.

- Conclusions :
- a) Comme eau additionnelle pour la Mobil Nyvac 20, on ne peut utiliser que de l'eau distillée.
 - b) Les éléments métalliques qui saillent du liquide hydraulique ne sont pas suffisamment protégés contre la corrosion par l'inhibiteur qui s'évapore. Une protection convenable s'obtient si ces éléments sont humectés de temps en temps par ce liquide.
 - c) Le tectyle ne peut pas être appliqué en combinaison avec ce liquide hydraulique.
 - d) L'inhibiteur de corrosion utilisé dans la Mobil Nyvac 20 réagit avec du zinc en formant un dépôt blanc. Il se produit alors un changement de couleur de la Nivac. Par litre de Nyvac on peut lier 6 g de zinc. Le dépôt formé ainsi peut donner lieu à un blocage rapide du filtre se trouvant dans le système.
 - e) La couleur de la Mobil Nyvac 20 donne une indication parfaite en ce qui concerne la concentration de l'inhibiteur.
 - f) La Mobil Nyvac 20 qui se met en contact avec le zinc devient très corrosive par rapport aux autres métaux.
 - g) La Mobil Nyvac 20 ne doit donc jamais être utilisée dans un système comprenant des éléments galvanisés ou cadmiés.
 - h) L'inhibiteur de corrosion appliqué pour le Mobil Nyvac 20 ne peut être utilisé que dans de l'eau ayant une conductibilité de 250 S ou moins. Une telle solution ne peut donc jamais être utilisée dans des systèmes comprenant des éléments galvanisés ou cadmiés. Le prix de cet inhibiteur est élevé.

3. Sujet : Enregistrement de la place et de la vitesse du rabot.
Enregistrement de la pression de travail de l'hydromoteur du rabot.
Réglage de la vitesse du rabot —
3 pages, 2 annexes.

4. Sujet : Hydromoteur fabrication Düsterloh, type KM 100/7 —
3 pages, 7 graphiques.

5. Sujet : Description des éléments du moteur Düsterloh, type KM 100/7 —
2 pages, 2 annexes.

6. Sujet : Quelques conseils pratiques en ce qui concerne le raccordement et le fonctionnement des hydropompes Denison du rabot dans le faux-fond —
3 pages, 2 annexes.

7. Sujet : La chute de pression dans la conduite d'alimentation, le dégagement de chaleur et les chocs de pression, en cas de blocage de l'hydromoteur, comme critères pour la conduite d'une commande hydrostatique dans la taille —
7 pages, 1 graphique.

Conclusions :

- a) Si l'on choisit un diamètre suffisamment grand de la conduite, la perte de pression dans la conduite d'alimentation, l'augmentation de la température du liquide par rapport à l'entourage, aussi bien que les chocs de pression dans la conduite, peuvent être maintenus, en cas d'un brusque blocage de l'hydromoteur, au-dessous des valeurs qu'on juge admissibles pour une telle installation.
- b) Les formules prouvent qu'en cas de valeurs égales du diamètre d , de la longueur de la conduite L entre la pompe et l'hydromoteur et des autres paramètres :
 - le choc de pression est proportionnel à \varnothing
 - la perte de pression est proportionnelle à \varnothing^2
 - l'augmentation de la température est proportionnelle à \varnothing^3
(Celle-ci est seulement approximative).

8. Sujet : Examen des propriétés du liquide hydraulique Hydrovac-Six des Huiles Renault —
4 pages, 1 graphique.

Conclusion : Dans sa forme originale, l'Hydrovac-Six est une solution colloïdale dont 70 % en volume se composent d'eau. En cas de dilution avec de l'eau, même avec de l'eau distillée, il se forme des flocons. Il se produit un liquide trouble ; une émulsion. Quand la conductibilité de l'eau augmente, les flocons deviennent plus grands jusqu'à ce que finalement se forment de grandes suites dans le liquide. Le même phénomène se présente en cas de présence de fer ou de zinc, d'abandon pendant une semaine dans une bouteille de verre et à une température basse ou élevée. La solution est très mousseuse. La solution n'est pas corrosive sitôt que la concentration d'Hydrovac-Six est plus grande que 3 % en volume. Sur le métal, il se forme une feuille protectrice qui, même après l'enlèvement de la solution, continue à protéger le métal contre la corrosion. On ne sait pas pendant combien de temps cette protection se poursuit.

9. Sujet : Calcul comparatif des forces maximales dans la chaîne du rabot et des pressions maximales dans la conduite pendant un brusque arrêt du rabot dans le cas d'une commande hydrostatique et d'une commande électromécanique —
27 pages, 9 graphiques.

Conclusions :

- a) On sait que dans le cas d'une commande électromécanique, les forces dans la chaîne peuvent devenir très fortes quand le rabot est bloqué, à savoir, quand ce blocage se présente à une petite distance de la commande et qu'il manque une protection contre le glissement ou un dispositif analogue sur l'arbre sortant.
- b) L'accouplement hydraulique sur l'arbre du moteur électrique ne limite pas suffisamment les forces maximales de la chaîne par suite de la grande énergie cinétique des masses rotatives après l'accouplement hydraulique. De plus, le couple transmis par l'accouplement hydraulique peut augmenter, en cas de changements très brusques de la vitesse, jusqu'à la double valeur du couple qui a passé immédiatement avant, comme les essais l'ont prouvé.
- c) Dans le cas d'une commande hydrostatique, les forces maximales dans la chaîne sont déjà tellement limitées quand le rabot s'arrête brusquement que ces forces ne nécessitent plus une protection sous la forme d'un accouplement à glisser ou de boulons de timon. L'élasticité du liquide est de plusieurs fois plus élevée que celle de la courte longueur de la chaîne.
- d) Quand le rabot de la commande hydrostatique s'arrête brusquement, la pression maximale de l'hydromoteur peut devenir, pour une valeur de l'ordre de Δp , plus grande que la pression à laquelle la soupape à maxima de la pompe fait

passer le débit entier de la pompe. Surtout quand les vitesses du liquide dans la conduite sont élevées (> 2,5 m/sec.), il est à recommander d'utiliser une deuxième soupape à maxima et cela sur l'hydromoteur.

$$\Delta p = \frac{v}{c} \frac{1}{k}$$

où

v = vitesse du liquide

c = vitesse du son dans le liquide

k = compressibilité du liquide.

10. Sujet : Essai de l'hydromoteur fabrication Staffa, type Mk 5 SU
On a déterminé la fuite comme fonction de la pression avant le moteur —
2 pages, 2 annexes.
11. Sujet : Essai de 3 hydromoteurs fabrication Staffa (7 cylindres Mk V SU)
Ces moteurs ont été essayés avant et après la révision —
2 pages, 10 annexes.
12. Sujet : Essai de 2 hydromoteurs fabrication Staffa
Par dérogation aux mesures précédentes effectuées aux moteurs Staffa, le couple livré par les moteurs était mesuré directement comme couple de réaction à l'aide d'extensomètres appliqués sur un certain nombre de chevilles à l'aide desquelles les moteurs étaient accouplés à la boîte terminale (voir Résultat 5165 CP) —
3 pages, 6 annexes.
13. Sujet : Essai d'un hydromoteur fabrication Düsterloh, type KM 100/7 —
3 pages, 3 annexes.
- Conclusions :
- a) Le couple spécifique du moteur (donc le couple par kg/cm² de différence de pression) est, à un nombre de révolutions de > 10 par minute, toujours meilleur que la valeur garantie de 7,2 kgm/cm². La valeur moyenne mesurée est même meilleure de 6% environ.
 - b) Au-dessous d'un nombre de 15 révolutions par minute, le **couple de démarrage** spécifique moyen baisse jusqu'à 93,5 % de la valeur moyenne au-dessus de 15 révolutions par minute. Le plus bas couple de démarrage spécifique qu'on a mesuré est encore de 88 % de ladite valeur.
 - c) Grâce à une amélioration de l'équilibre des pieds de bielle on a aussi trouvé, en cas de différences de pression de 200 à 250 kg/cm² (par opposition au Résultat 5165 CP), un couple qui est à peu près directement proportionnel à la différence de pression.
 - d) La fuite du carter a augmenté par suite du changement de l'équilibre et, en cas d'une différence de pression d'environ 250 kg/cm², elle est d'environ 2 l/min, ce qui est une valeur nominale par rapport à la fuite du carter, par exemple des moteurs Staffa.
 - e) Après que la firme eut changé les couvercles du cylindre, on a mesuré, en cas des pressions les plus élevées (250 atm surpression), une tension de matériau d'environ 900 kg/cm² au centre d'un couvercle : une nette amélioration par rapport aux valeurs selon Résultat 5165 CP.
 - f) L'excentricité de l'arbre du moteur était de 0,05 mm.
14. Sujet : Essai de la pompe axiale à plongeur type AP 245 et du moteur axial à plongeur type AM 800 V, fabrication Maschinenfabrik Beien - 5 pages, 13 graphiques, 8 tableaux.

Réalisation : Les mesures étaient effectuées à une commande de rabot et à une commande de transporteur. Les valeurs mesurées et calculées dans les deux sens de rotation sont pointées dans des graphiques pour les commandes de rabot et de transporteur :

- pompe foulante - couple de l'hydromoteur - force de traction à la roue à chaîne du rabot, respectivement au tambour à chaîne ;
- pompe foulante - nombre de révolutions de l'hydromoteur - vitesse du rabot, respectivement du transporteur ;
- puissance du moteur électrique - pression ;
- pression - rendement.

- Conclusions :
- a) Le rendement optimal total se situe à des pressions entre 100 et 140 atm surpression et il est de 75 %.
 - b) Les rendements obtenus de la pompe et du moteur séparés sont très admissibles.
 - c) La puissance absorbée par la pompe est à peu près constante dans la portée de réglage du régulateur de puissance mais elle n'est pas égale à la puissance réglée de 50 kW = 68 CV. L'écart maximum qui se présente est de 15 %.
 - d) Le réglage du « zéro » est ajusté trop bas. La portée de réglage se termine déjà à 180 atm surpression. Le réglage doit être tel que la portée de réglage se termine à 220 atm surpression.

15. Sujet : Calcul de la marche du rendement total d'une transmission hydrostatique —
53 pages, 4 graphiques.

ESSAIS EFFECTUÉS AU FOND POUR LA COMMANDE HYDROSTATIQUE

1. Sujet : Mesures effectuées à la commande hydrostatique du rabot et du transporteur dans la fausse voie (système ouvert) —
7 pages, 1 annexe.
2. Sujet : Mesures effectuées à la commande hydrostatique du transporteur et du rabot dans la fausse voie (système fermé) —
9 pages, 2 annexes, 1 page de photos.
3. Sujet : Mesure des forces de traction dans la chaîne du rabot dans le cas d'une commande électromécanique et d'une commande hydrostatique du rabot —
3 pages, 4 annexes, 1 graphique.

Conclusion : Pour les rabots équipés d'une commande mécanique, la fréquence à laquelle la chaîne du rabot est chargée alternativement est 4,5 fois environ plus grande que dans le cas d'une commande hydrostatique du rabot, de sorte que dans le cas d'une commande hydrostatique la chaîne du rabot est chargée plus favorablement par suite de la fatigue.

4. Sujet : L'usure constatée aux pompes axiales à plongeur et aux moteurs radiaux à piston de la double commande hydrostatique du rabot avec un réglage de la vitesse et une synchronisation de la pression de travail —
3 pages, 4 pages de photos.

Conclusions : a) Il résulte de la littérature qu'il y a des remarques en ce qui concerne la lubrification des paliers à rouleaux avec des mélanges eau-polyglycol. Notre expérience y est conforme, il est vrai, mais on a constaté que si ces paliers - comme c'est le cas ici - sont bien lubrifiés avec ce mélange, on évite des températures locales élevées. Au bout de 2000 heures de marche, ces paliers ne donnent pas une image plus défavorable en ce qui concerne l'usure que les paliers lubrifiés avec de l'huile.

- b) Quant aux éléments qui glissent l'un sur l'autre, il faut dire que les propriétés lubrifiantes de Nafic 404 sont légèrement inférieures à celles de Shell Tellus 29. Ceci se manifeste surtout dans les éléments les plus chargés, à savoir :

les pieds du plongeur de la pompe et les charnières sphériques du piston du moteur. Les différences sont pourtant telles que la durée de vie de ces pompes et de ces moteurs serait réduite de moitié. Cependant, on peut s'attendre à une légère réduction de la durée de vie.

- c) Les propriétés anticorrosives de Nafic H 404 étaient ici largement suffisantes.

5. Sujet : Rapport sur la mesure quantitative dans la taille équipée d'un rabot à commande hydrostatique —
9 pages, 4 tableaux, 3 graphiques.

- Conclusions :
- a) La mesure prouve que pour déterminer la production totale, on peut partir de l'avancement moyen mesuré dans la taille à condition que le nombre des points de mesure soit suffisant.
 - b) On a constaté qu'en cas d'une hauteur de charge de 13,6 m, le transporteur commence à déborder. Cette hauteur de charge correspond à une charge de 100 kg par mètre de la longueur du transporteur.
 - c) Il s'est avéré que la profondeur effective de la coupe baisse au prorata de l'augmentation de la profondeur de coupe réglée.
 - d) Manifestement, une profondeur de coupe effective de 8 cm dans les deux directions est celle qu'on peut atteindre au maximum. Il s'ensuit qu'une plus grande augmentation de la production ne peut être obtenue qu'en augmentant la vitesse.
 - e) Dans les deux cas, on a atteint les plus grandes productions, à savoir :
 - en cas de vitesses égales du rabot et de profondeurs inégales de la coupe ;
 - en cas de vitesses inégales du rabot et de profondeurs égales de la coupe.
 - f) La charge la plus régulière s'obtient dans les mesures pour lesquelles le rapport mutuel entre les profondeurs de coupe réglées s'approche le plus de la valeur théorique calculée.
 - g) Dans la plupart des mesures, l'installation a marché à une charge inférieure à la charge normale parce que la vitesse était limitée intentionnellement. On constate donc nettement qu'en cas de production maximale la puissance installée est suffisante.

DÉRANGEMENTS DES DIFFÉRENTS ÉLÉMENTS

Taille	Couche	Mine	Date	Description du dérangement	Pompes	Moteurs			
H5	Finefrau	Wilhelmina	21-12-1964	Pompe du transporteur	60				
			3- 1-1964	Incorporer la pompe du transporteur	—				
			25- 1-1965	Pompe du transporteur	90				
			17- 2-1965	Moteur Staffa		110			
			16- 3-1965	Moteur Düsterloh		90			
I	Steinknipp		9- 7-1966	Soupape pour renverser le rabot					
			29- 7-1966	Commutateur à pression d'huile					
			1- 8-1966	Tuyau flexible à haute pression					
			10- 8-1966	Boîte d'engrenages dans la tête de la taille					
			12- 8-1966	Boîte d'engrenages dans le pied de la taille					
			12- 8-1966	Soupapes					
			17- 8-1966	Commutateur à pression d'huile					
			24- 8-1966	Tuyau flexible à haute pression					
			25- 8-1966	Soupape					
			29- 8-1966	Boîte d'engrenages					
			21-10-1966	Soupape à maxima					
			12A	Stinkert II	Julia	5- 4-1965	Hydromoteur pour rabot		60
						6- 4-1965	Hydromoteur pour rabot		110
22- 7-1965	Hydromoteur pour rabot					120			
12- 8-1965	Hydromoteur pour transporteur					270			
25- 8-1965	Pompe	45							
8- 9-1965	Pompe	30							
16- 9-1965	Pompe	80							
6-10-1965	Régulateur de la puissance								
7-10-1965	Pompe pour rabot	150							

Régulateur de la puissance	Tuyaux flexibles	Soupapes	Boîtes engrenages	Divers	Remarques
Arrêt en minutes					
		80			Dérangement de l'équilibre de la pompe. Palier dérangé.
	15		—	60	Cette pompe est munie d'un palier modifié de l'essieu, à savoir palier à rouleaux + palier de commande à rainure profonde. De plus, les paliers sont refroidis par voie forcée.
			40		Intérieur de la pompe tout à fait dérangé.
					Soupape du moteur bloquée.
					Moteur monté à titre d'essai le 3-3-1965. Il a des fuites le long de l'essieu. Lors du démontage, on a constaté que l'anneau Simmer n'était pas supporté.
					La soupape ne marche pas. Cause : bavure sur la vanne.
					Commutateur dérangé dans la boîte de pression.
					1¼" tuyau flexible, longueur 1500, étant dérangé dans l'accouplement.
					Pignon à chaîne usé.
					Boulons de joint détachés.
				15	Fuites dans 2 soupapes Audco ø 1½".
				30	Dérangé dans la boîte de pression.
	30				Tuyau flexible rompu.
				30	Le rabot ne marche pas puisque la soupape numéro codique 3.10 est dérangée.
					Pignon à chaîne usé.
		20			Clapet dérangé.
					Les boulons de fixation de la bride pour le réglage de la cylindrée sont rompus.
					Sabot de guidage enfoncé.
					Sabot de guidage enfoncé.
					La pompe a régulièrement une panne.
60					Dérangée.
					Dérangée.
					Dérangé.
					Dérangée.

Taille	Couche	Mine	Date	Description du dérangement	Pompes	Moteurs
12A	Rauschenwerk	Julia	13-10-1965	Hydromoteur pour rabot		100
			20-12-1965	Tuyau flexible		
			4- 4-1966	Installation hydraulique		
			22- 4-1966	Installation hydraulique		
			29- 4-1966	Installation hydraulique		
			10- 5-1966	Hydromoteur		360
13B	Stinkert II	Julia	20- 7-1966	Hydromoteur		60
			8- 8-1966	Installation hydraulique		
42A	Finefrau	Laura	6- 6-1966	Pompe	30	
			22- 2-1967	Hydromoteur		60
			8- 3-1967	Hydromoteur		60
			22- 3-1967	Installation hydraulique		
			22- 3-1967	Régulateur de la puissance		
			24- 3-1967	Accouplement Periflex pour installation hydraulique		
			24- 3-1967	Hydromoteur		30
			31- 3-1967	Installation hydraulique		
			4- 4-1967	Paliers		
			12- 4-1967	Boîte d'engrenages planétaires		
			18- 4-1967	Tuyau flexible		
			3- 5-1967	Hydromoteur		210
			24- 5-1967	Palier		
			29- 5-1967	Hydromoteur		
			31- 5-1967	Hydromoteur		120
			7- 6-1967	Installation hydraulique		
			21- 6-1967	Installation hydraulique		
			23- 6-1967	Installation hydraulique		
			26- 6-1967	Régulateur de la puissance		

Régulateur de la puissance	Tuyaux flexibles	Soupapes	Boîtes engrenages	Divers	Remarques
Arrêt en minutes					
	120			100	Anneau 0 dans le piston de pression pour la face de la vanne dérangé. 2 fois dérangé.
				250	Tableau de commande dérangé.
				130	Fuite dans le réservoir. Trop d'eau dans le liquide Ucon.
					Commutateur de niveau dérangé. Refroidissement dérangé.
					Dérangé.
				35	Dérangé.
					Dérangée.
					Ne donne pas de pression.
					Dérangé.
					Arrêté.
				30	Dérangée.
390					Palier dérangé ; fourche rompue.
				20	Dérangé.
					S'arrête à plusieurs reprises.
				125	Fuite d'huile.
				65	Palier fermé dérangé.
			120		Palier de l'arbre de sortie dérangé.
	65				Rompue.
					Dérangé.
				180	Dérangé.
				70	Anneau 0 rompu.
					Anneaux Simmer dérangés.
				80	A des fuites.
				180	Pression pour le transporteur se supprime.
120				220	Fuites au raccordement.

DONNÉES DE TAILLES ÉQUIPÉES D'UNE COMMANDE HYDROSTATIQUE

mine	quar- tier	couche géologique	mois	ouverture moyenne de la taille en cm	longueur moyenne de la taille en m	avancement en m		nombre de postes de postes	nombre moyen de postes par jour	m ² abattus	production en tonnes		nombre total de postes d'abattage par 100 tonnes nettes
						total	par poste de 8 h				nette	brute	
Wilhelmina	H5	Finefrau	décembre	133	41	20	2,59	7,7	1,0	818	1.237	1.800	27,6
			janvier	152	75	71	2,27	31,0	1,5	5.274	7.858	14.000	16,6
			février	141	113	48	2,--	24,0	1,2	5.425	7.361	14.000	16,6
			mars	130	121	36	2,28	16,0	1,1	4.390	5.845	9.200	13,0
			Total	142	93	175	2,18	78,7	1,3	15.907	22.301	39.000	16,2
Wilhelmina	J	Steinknipp	juillet	113	150	39	1,62	24,0	2,4	5.830	8.105	9.200	14,5
			août	114	150	80	1,91	43,0	2,0	12.356	18.695	21.900	14,6
			septembre	127	159	36	1,03	29,0	1,3	5.753	8.580	11.400	19,1
			octobre	121	157	73	1,74	42,0	2,0	11.885	16.313	20.300	13,7
			novembre	115	155	65	1,82	36,0	2,0	10.140	15.193	18.000	13,6
			Total	118	155	293	1,71	174,0	1,9	45.964	66.886	80.800	14,7

(Mine Wilhelmina)

DONNÉES DE TAILLES ÉQUIPÉES D'UNE COMMANDE HYDROSTATIQUE

mine	quar- tier	couche géologique	mois	ouverture moyenne de la taille en cm	longueur moyenne de la taille en m	avancement en m		nombre de postes de postes	nombre moyen de postes par jour	m ² abattus	production en tonnes		nombre total de postes d'abattage par 100 tonnes nettes			
						total	par poste de 8 h.				nette	brute				
Julia	12A	Stinkert II	à partir du 22 mars 1965	121	136	17,66	1,10	16	2,00	2,437	2,769	5,754	18,74			
			avril	121	142	54,44	1,36	40	2,00	7,730	8,374	16,122	139,6			
			mai	114	149	65,50	1,64	40	2,00	9,760	11,380	19,867	9,65			
			juin	118	155	40,87	1,63	25	1,19	6,335	6,980	13,586	10,61			
			juillet	114	160	39,38	1,36	29	1,32	6,300	7,636	12,448	9,44			
			août	121	164	40,24	1,06	38	1,65	6,600	7,741	13,933	13,06			
			septembre	120	170	46,06	1,02	45	1,96	7,830	8,854	15,554	15,09			
			octobre	128	175	37,31	0,83	45	2,05	6,530	7,730	13,870	17,66			
			novembre	128	180	37,50	0,82	46	2,09	6,750	8,167	15,487	16,69			
			décembre	122	188	42,87	0,69	62	2,58	8,060	9,093	17,101	14,60			
			Total	120	164	421,83	1,09	386	1,88	68,332	78,724	143,722	13,53			
			Julia	12A	Rauschen- werk	à partir du 4 avril 1966	146	232	32,36	0,74	44	2,32	7,520	12,645	16,859	9,43
						mai	146	242	39,71	0,68	58	2,90	9,610	15,731	21,539	8,85
juin	144	243				34,98	0,61	57	2,59	8,993	14,162	18,993	10,28			
juillet	154	244				25,94	0,46	57	2,71	6,330	10,823	14,653	11,68			
août	156	242				26,74	0,65	41	1,86	6,472	11,421	14,874	9,79			
jusqu'au 2 sep- tembre inclus	155	239				2,26	1,13	2	1,00	540	958	1,214	5,95			
Total	149	241				161,99	0,63	259	2,44	38,972	65,740	88,132	9,86			
Julia	13B	Stinkert II				à partir du 6 juin 1966	120	162	54,01	1,42	38	2,00	8,750	8,337	18,064	13,62
						juillet	119	163	49,08	1,58	31	1,48	8,000	8,001	14,040	12,13
						août	129	163	42,97	1,87	23	1,05	7,004	7,071	15,525	12,78
						septembre	120	162	50,20	1,42	35	1,67	8,133	8,010	17,672	14,47
						octobre	124	162	56,00	1,47	38	1,81	9,072	9,841	20,190	11,69
						novembre	107	162	70,40	1,72	41	1,95	11,405	12,164	20,492	9,89
			décembre	108	162	55,83	1,55	36	1,55	9,045	9,395	16,662	10,17			
			jusqu'au 13 janvier 1967	112	163	12,88	1,29	10	1,00	2,100	2,216	4,128	15,35			
			Total	117	162	391,37	1,55	252	1,62	63,509	65,035	126,773	12,02			
			Laura	42A	Finefrau	à partir du 24 décembre 1966	129	243	4,65	0,42	11	2,75	1,130	977	2,651	27,06
						janvier 1967	121	224	57,85	0,89	65	2,95	12,970	10,971	27,603	15,35
						février	118	215	43,10	0,78	55	2,89	9,285	8,789	22,055	16,50
						mars	120	216	29,25	0,57	51	3,00	6,335	5,950	15,100	28,83
avril	115	215				45,60	0,79	58	2,90	9,817	8,537	21,859	18,99			
mai	126	213				32,05	0,65	49	2,45	6,835	6,607	17,662	21,06			
juin	122	207				39,25	0,65	60	2,73	8,245	7,745	20,320	20,56			
Total	117	216	251,75	0,72	349	2,81	54,617	49,576	127,250	19,81						

CONSOMMATION ET PRIX DU LIQUIDE

quartier	couche géologique	nombre de commandes	espèce de liquide	consommation en litres	prix en florins		
					par litre	par tonne brute	par tonne nette
H 5	Finefrau	3	Nafic 402/404	3 200	1,46	0,12	0,21
J	Steinknipp	1	Nafic 404	7 600	1,57	0,19	0,23
12A	Stinkert II	1	Huile minérale	4 600	0,75		
12A	Rauschenwerk	4	Ucon HydrolubeCP275	7 292	3,20	0,16	0,30
13B	Stinkert II	1	Ucon	1 405	3,20	0,05	0,07
42A	Finefrau	2	Ucon	1 525	3,20	0,04	0,07
		3	Ucon	3 325	3,20	0,08	0,21

