

COMMUNAUTÉ EUROPÉENNE DU CHARBON ET DE L'ACIER – COMMISSION

RECUEILS DE RECHERCHES CHARBON

**Fluides difficilement
inflammables**

Technique minière

**Recueil
N°
54**

LUXEMBOURG 1974

EUR 5165 d, f,

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.

Fluides difficilement inflammables

Rapport final

Centre d'études et recherches des Charbonnages de France

Résultat des recherches effectuées entre
le 1er janvier 1970 et le 31 décembre 1971

PLAN DE L'ETUDE

Objet du projet de recherche.

- 1 - Etat de la technique.
- 2 - Cause probable des incidents rencontrés.
- 3 - Recherches effectuées dans le cadre de la Convention.

I - Etude du pouvoir lubrifiant des fluides difficilement inflammables.

- 1.1 - Bref rappel des théories actuelles de la lubrification.
- 1.2 - Pouvoir lubrifiant des fluides difficilement inflammables.
- 1.3 - Essais classiques sur machine à 4 billes.
- 1.4 - Essais d'usure sur machine à 4 billes.
- 1.5 - Essais d'usure sur pompe Vickers.
- 1.6 - Usuromètre.
- 1.7 - Pouvoir mouillant.
- 1.8 - Onctuosité.
- 1.9 - Protection des aciers contre la fatigue dans les contacts hertziens.

II - Autres caractéristiques spécifiques des fluides difficilement inflammables

- 2.1 - Essais de corrosion en phase vapeur.
- 2.2 - Désaération.

III - Examen des sollicitations réelles auxquelles sont soumises les machines hydrauliques en service au fond.

- 3.1 - Description de l'appareillage de télémessure.
- 3.2 - Mesures effectuées.
- 3.3 - Conclusions tirées des essais effectués aux HBL.

IV - Essais de machines modifiées.

- 4.1 - Essais sur treuil de S 16.
- 4.2 - Essais sur moteur Staffa.

OBJET DU PROJET DE RECHERCHE

Le développement des transmissions hydrauliques au fond de la mine entraîne un accroissement régulier des consommations de fluides hydrauliques. Le fluide convenant le mieux est l'huile minérale et celle-ci est encore très largement utilisée. L'huile est très inflammable et les exploitants, par un souci constant de sécurité, lui substituent peu à peu des liquides difficilement inflammables. Mais l'utilisation de ces derniers a causé un certain nombre d'incidents mécaniques.

1 - Etat de la technique.

Il est admis que les étançons hydrauliques individuels ne présentent plus aucun danger du point de vue de l'inflammation grâce à la généralisation de l'emploi des émulsions aqueuses d'huiles solubles. Il en est de même des installations de soutènement marchant qui comportent des distributeurs à glace. Pour des matériels de soutènement comportant des distributeurs à tiroir on utilise des solutions aqueuses de polyglycol qui possèdent une viscosité plus élevée. Quelques incidents rencontrés sur les soutènements sont liés soit aux problèmes de compressibilité du fluide, soit à la corrosion au stockage après vidange.

Plusieurs machines peu chargées mécaniquement telles que ravanceurs de berlines ou presses à reconformer les cadres fonctionnent correctement depuis plusieurs années avec des liquides à base de polyglycol ou avec des émulsions visqueuses.

Par contre dans les transmissions de puissance de nombreux incidents ont été enregistrés avec des mécanismes chargés utilisant des solutions de polyglycol. Les avaries sont le plus souvent liées à des problèmes de lubrification et en particulier plusieurs dispositifs comportant des roulements chargés ou des rotules ont été sérieusement endommagés. Ces avaries ont été constatées sur des appareils prévus initialement pour fonctionner avec de l'huile, après avoir apporté à ceux-ci des modifications insuffisantes et trop limitées par des considérations d'économie.

Les produits anhydres du type hydrocarbure chloré donnent satisfaction pour ces mécanismes chargés. Par contre ils sont plus chers et présentent un certain nombre de sujétions telles que l'obligation d'assurer l'étanchéité avec des élastomères fluoro-carbonés, l'utilisation de peintures spéciales, l'incompatibilité des métaux cuivreux....

Les coupleurs hydrauliques, du fait de leur simplicité de conception, ont été adaptés facilement à l'emploi des produits anhydres difficilement inflammables. Dans ce cas, le remplacement de l'huile par des hydrocarbures chlorés a permis d'éliminer le risque évident que présentaient ces appareils avec l'huile.

2 - Cause probable des incidents rencontrés.

Les fluides difficilement inflammables diffèrent des huiles minérales tant du point de vue de leur nature chimique que du point de vue de leurs propriétés physiques. Ces différences permettent d'expliquer que le matériel avec de l'huile ne fonctionne généralement pas de façon satisfaisante avec un liquide difficilement inflammable. Il est donc nécessaire de concevoir ou d'adapter complètement le matériel en tenant compte des propriétés spécifiques de chacun des types de fluides difficilement inflammables.

3 - Recherches effectuées dans le cadre de la Convention.

Il faut, si on désire définitivement éliminer les incidents rencontrés dans l'utilisation des fluides difficilement inflammables, définir par des essais systématiques, les règles d'adaptation du matériel à ces fluides. L'objectif final est d'aboutir à un matériel fiable, économique et présentant un niveau de sécurité élevé.

Aux termes de la Convention figurant dans le document n° 15466/XVII/69, le CERCHAR s'est engagé à poursuivre les recherches qu'il avait entreprises dans ce domaine. Nous examinons dans le présent rapport les résultats des recherches effectuées dans le cadre de cette convention en particulier en ce qui concerne :

- l'étude du pouvoir lubrifiant des fluides difficilement inflammables en prenant comme référence l'huile minérale,
- l'étude des autres caractéristiques spécifiques aux fluides difficilement inflammables,
- l'examen des sollicitations réelles normales et extrêmes auxquelles sont soumis les machines hydrauliques en service au fond,
- les essais de machines modifiées pour tenir compte de l'emploi des fluides difficilement inflammables,

I - Etude du pouvoir lubrifiant des fluides difficilement inflammables.

1.1 - Bref rappel des théories actuelles de la lubrification.

Dans le matériel hydraulique, le fluide hydraulique joue un rôle très important de lubrifiant. En effet, ce matériel est la juxtaposition d'éléments mécaniques -engrenages, paliers lisses, roulements glissières...- dans lesquels on rencontre les différents régimes de lubrification.

Le régime hydrodynamique^{se} caractérise par l'existence d'un film épais de liquide qui empêche tout contact direct des surfaces frottantes en regard. Il est obtenu pour des pressions de contact faibles, une grande vitesse relative de déplacement et une viscosité du lubrifiant élevée. Il n'y a pas d'usure dans ce cas et les forces de frottement sont directement liées à la viscosité du lubrifiant. Nous n'étudions pas ce régime de lubrification dans le présent rapport.

Si l'épaisseur du film lubrifiant diminue par suite d'une augmentation des pressions ou d'une réduction des vitesses relatives il peut, à la limite, ne rester pour séparer les surfaces qu'une mince couche d'épaisseur moléculaire. Dans ce cas la viscosité n'intervient plus ; c'est la composition chimique du lubrifiant et son affinité pour les surfaces frottantes qui ont une grande importance. Les lubrifiants onctueux sont utilisés en cas de pression assez élevée mais surtout de vitesse relativement faible : c'est le cas des glissières de machine outil. Les lubrifiants onctueux sont généralement des huiles additionnées de corps polaires -tels que les acides oléiques- ayant une grande affinité pour les surfaces métalliques. En cas de pression très élevée il y a un accroissement important des températures et les films du régime onctueux sont détruits. Seuls les lubrifiants "extrême-pression" permettent de réduire l'usure car ils possèdent des composés actifs à haute température -200 à 300°C- ceux-ci réagissant avec les surfaces métalliques pour créer un films lubrifiant. En pratique on utilise des composés du chlore ou du soufre qui forment par réaction des chlorures ou des sulfures métalliques, corps qui possèdent un pouvoir lubrifiant élevé.

Il faut faire une mention spéciale à la lubrification des roulements et plus généralement des contacts hertziens. Dans un roulement, les charges sont transmises par l'intermédiaire des billes ou des aiguilles : des contraintes hertziennes sont ainsi créées. Celles-ci sont fonction des rayons de courbures des surfaces en contact : les formules de Hertz permettent de les calculer. L'intensité de ces contraintes varie au sein du métal selon la distance au point de contact. Les contraintes sont maximales donc dangereuses en sous couche à une faible profondeur du point de contact. Si à cette profondeur existe un point de moindre résistance, il y a une rupture locale. De plus il y a mouvement périodique et

relatif des pièces en contact. Il y a une fissuration progressive de fatigue en profondeur suivie de l'écaillage et enfin de la détérioration de l'élément. C'est le processus classique de la dégradation des mécanismes comportant des contacts hertiens. Le lubrifiant utilisé doit réaliser un film qui répartit les forces sur une plus grande surface donc atténue plus ou moins les contraintes et augmente la durée de vie de l'organe mécanique considéré. L'affinité du lubrifiant pour les surfaces de roulement joue un rôle important de même que l'évolution des propriétés rhéologiques sous l'effet de la pression et de la température.

1.2 - Pouvoir lubrifiant des fluides difficilement inflammables.

De nombreux tests et machines d'essais existent actuellement pour estimer le pouvoir lubrifiant. Or, parmi tous les essais connus, il n'en existe pas encore un qui permette à lui seul de caractériser entièrement le pouvoir lubrifiant d'un fluide. Les résultats fournis par chaque machine d'essai doivent être interprétés avec une grande prudence. Pour les huiles minérales par exemple cette notion de pouvoir lubrifiant est encore mal définie. On peut noter que différents pays dont l'Angleterre et l'Allemagne développent actuellement dans ce domaine un vaste programme de recherches. En effet, les mécanismes qui régissent la lubrification sont encore très mal connus, bien que nous disposions avec l'huile d'une expérience s'étalant sur plusieurs décennies.

Pour les fluides difficilement inflammables les problèmes de lubrification se compliquent ; en particulier on peut supposer que l'eau des fluides aqueux est responsable de nombreux incidents.

Un examen critique du test de la machine à 4 billes, tel qu'il était pratiqué sur les fluides difficilement inflammables en suivant les recommandations du 3e Rapport de l'Organe Permanent, nous avait permis de tirer les conclusions suivantes :

- on ne peut comparer directement entre eux des fluides de compositions différentes. On est en effet incapable de situer le pouvoir lubrifiant d'un fluide aqueux par rapport à l'huile sur la seule comparaison des charges moyennes corrigées,
- la comparaison des résultats obtenus pour deux fluides de compositions voisines et de viscosités égales ne doit être faite qu'avec une très grande prudence,

En réalité, et ainsi que nous l'avons rappelé précédemment, il existe de nombreux modes de lubrification typiques des mécanismes tels que engrenages, paliers lisses, roulements, glissières.... Chaque fluide doit être éprouvé dans

chacun de ces modes. C'est l'ensemble des résultats obtenus dans tous ces essais qui constitue le pouvoir lubrifiant. Chaque lubrifiant peut être caractérisé par son "profil", c'est-à-dire par son aptitude à assurer la lubrification dans les différents régimes. Chaque lubrifiant a un profil qui lui est propre : généralement il n'assure la lubrification correctement que dans un régime. C'est ainsi que les huiles pour réducteurs sont généralement très différentes de celles qui sont utilisées pour les glissières. Les lubrifiants qui assurent une lubrification correcte dans plusieurs régimes sont complexes et obtenus par adjonction de plusieurs additifs. Nous avons testé les différents fluides difficilement agréés en France sur plusieurs machines d'essais. La liste des produits examinés figure en annexe 1 ainsi que la correspondance avec le repérage utilisé dans le présent rapport.

1.3 - Essais classiques sur machine à 4 billes.

Les essais de détermination de la charge de soudure et de charge moyenne corrigée sont représentatifs du comportement d'une huile "extrême pression". Les résultats obtenus pour les fluides difficilement inflammable ont été regroupés sur l'annexe 2.

En ce qui concerne les charges de soudure on peut dire qu'à égalité de viscosité les produits de type C ont des caractéristiques voisines de celles des huiles hydrauliques tandis que les produits de type D ont des qualités "extrême pression" supérieures.

Quant à la charge moyenne corrigée, il faut se méfier d'une comparaison trop hâtive des résultats obtenus. Les diagrammes d'usure obtenus pour les différents fluides difficilement inflammables ont des profils très variables et n'ont qu'un rapport assez lointain avec les diagrammes des huiles. On peut cependant comparer les résultats de deux fluides voisins en particulier pour apprécier l'effet d'un dop. On peut voir en effet apparaître des différences entre les produits repères 4 C - 4, 4 C - 5, 8 C - 1 et leurs homologues dopés qui sont respectivement 4 C - 4*, 4 C - 6, 8 C - 2.

On peut aussi faire mention à la charge moyenne corrigée avant grippage. Cette valeur ne retient que les résultats obtenus avant l'apparition du grippage dans les essais à la machine à 4 billes. On ne s'intéresse qu'aux charges les plus faibles jusqu'à 60 kg ce qui ne correspond au démarrage de l'essai à des pressions unitaires sur les billes de 15000 à 25000 bars (les huiles extrême pression mettent en feu des pressions pouvant atteindre 80000 bars). On reste donc dans une zone de pressions superficielles plus fréquemment rencontrées sur les pièces métalliques qui constituent le matériel hydraulique. Il est de même très dangereux de comparer

les résultats obtenus avec un fluide difficilement inflammable et ceux des huiles. La charge moyenne corrigée avant grippage permet de comparer les performances entre fluides de même nature et de viscosités voisines. En particulier la remarque ci-dessus effectuée à propos des fluides dopés se vérifie : les fluides du type polyglycol dopé présentent des charges moyennes corrigées avant grippage supérieures à celles des mêmes produits non dopés.

1.4 - Essais d'usure sur machine à 4 billes.

On applique une charge constante sur le levier de la machine à 4 billes. Après une heure d'essai on mesure le diamètre des empreintes laissées sur les 3 billes inférieures. Le diamètre moyen d'usure donne une indication sur le pouvoir de protection contre l'usure des fluides difficilement inflammables. Les résultats obtenus pour différents fluides sont regroupés sur le tableau annexe 3. Le classement selon les diamètres d'empreinte relatif à la charge 30 daN paraît être celui qui se rapproche le plus de celui qui découle des observations de la pratique. On remarque que dans cet essai les fluides anhydres de forme D se comportent très bien. Une deuxième remarque concerne les fluides de forme C ; deux classes de produits existent : l'une pour laquelle les diamètres d'empreinte sous 30 daN sont inférieurs à 1 mm, l'autre pour laquelle ils sont supérieurs à cette valeur. Il faut constater de plus que les fluides de la première classe contiennent généralement des dops d'onctuosité et se comportent sensiblement mieux en service.

Cet essai permet de préjuger du comportement d'un fluide hydraulique dans un mécanisme très chargé comportant des parties frottantes antagonistes en acier : c'est un cas de lubrification très défavorable. Il permet de vérifier la conformité d'un produit avec un échantillon de référence. De plus il est possible de juger de l'efficacité d'un additif.

1.5 - Essais d'usure sur pompe Vickers.

Cet essai met en jeu une pompe à palette Vickers qui a la particularité d'être difficile à lubrifier. En effet, avec des huiles minérales pures, l'anneau et les palettes s'usent très rapidement. Il faut que l'huile utilisée avec cette pompe possède des additifs anti-usure. si l'on veut que l'usure des pièces soit réduite à une valeur acceptable.

Nous utilisons la procédure ETN 8 Vickers adaptée au cas des fluides difficilement inflammables. La pompe Vickers V 105 C est utilisée pour les produits aqueux à une pression réduite de 105 bars. Pour les produits anhydres la pression normale de 140 bars, utilisée pour l'essai des huiles, reste valable. On maintient constante la température donc la viscosité au cours des 250 heures

d'essai. Dans le but de pouvoir comparer des fluides différents, nous avons retenu trois viscosités qui correspondent aux trois classes de viscosités 2, 4, 8 et permettent de travailler à une température inférieure à 65°C :

THI 2	13 cSt
THI 4	30 cSt
THI 8	60 cSt

On mesure par pesée la perte de poids de l'anneau et des palettes, organes les plus sensibles de la pompe.

Cet essai, mis au point en collaboration avec le Technischer ÜberwachungsVerein d'Essen, est décrit dans le 4e Rapport de l'Organe Permanent. Notre banc d'essai a été progressivement modifié et est conforme à cette description.

Nous avons effectué plusieurs essais avec une même huile minérale de référence. Les résultats avec une même série de pompes sont obtenus avec une dispersion acceptable. Malheureusement les pièces d'usure achetées aux Etablissements VICKERS - FRANCE peuvent provenir de quatre usines différentes (deux usines aux U.S.A., Grande-Bretagne, Allemagne). Les résultats moyens pour une série de pompes ont été :

- perte sur l'anneau	=	90,2 mg
- perte sur les palettes	=	4,2 mg

Pour une autre série de pompes ils sont pour la même huile de référence :

- perte sur l'anneau	=	28 mg
- perte sur les palettes	=	3,1 mg

Dans ces conditions, il est difficile de comparer entre eux les résultats des essais que nous avons effectués avec différents fluides difficilement inflammables. Il est seulement possible de conclure que l'usure obtenue avec ces derniers est considérable et que bien souvent la durée de 250 heures ne peut pas être atteinte.

En poursuivant notre collaboration avec le Technischer Überwachungs-Verein d'Essen nous sommes arrivés à obtenir que les Etablissements VICKERS fassent un contrôle des cartouches de pompe du point de vue de la nature des aciers, des états de surface, des jeux. Ce contrôle permet de garantir une faible dispersion dans les essais qui seront effectués avec les cartouches spéciales (référence 711 628).

1.6 - Usuromètre.

Pour étudier la protection contre l'usure pour les différents métaux utilisés en construction mécanique, nous avons utilisé un usuromètre à plusieurs

frotteurs (cf figure 1). Cet appareil est constitué par un cylindre en acier (diamètre 30 millimètres). Sur la génératrice supérieure sont appuyés des petits cylindres (diamètre 15 millimètres) réalisés en différents matériaux : acier, acier traité, bronze, laiton, aluminium. Chaque frotteur est appliqué sur le cylindre en acier au moyen d'un levier et d'une charge relativement faible : la charge équivalente d'application est de 1,6 kg. Le cylindre en acier tourne à demi plongé dans une cuvette remplie du fluide hydraulique à tester. Les zones de frottement sont lubrifiées par le fluide entraîné par mouillabilité au contact du cylindre en acier. Les empreintes d'usure sont mesurées sur les différents frotteurs après 25, 50, 100, 250, 500, 1000 et 2000 tours de cylindre. En annexe 4 sont reproduits les résultats de mesure après 2000 tours pour différents fluides THI par comparaison à trois huiles de référence.

Les couples laiton-acier et surtout aluminium-acier sont les plus sujets à l'usure même avec l'huile. En ce qui concerne le couple bronze-acier seule l'huile donne de bons résultats. Les fluides aqueux -du type émulsion ou à base de polyglycol- protègent peu contre l'usure de ce couple métallique. Les fluides anhydres donnent des résultats acceptables.

Pour les couples acier-acier on arrive sensiblement aux mêmes conclusions que pour le couple bronze-acier. Parmi les fluides aqueux on peut remarquer que les émulsions, du fait de la présence de l'huile, assurent une meilleure lubrification que les produits à base de polyglycol.

1.7 - Pouvoir mouillant.

Nous avons vu précédemment que l'affinité du fluide hydraulique pour les surfaces métalliques jouait un rôle important en graissage onctueux et dans la lubrification des contacts hertziens.

L'angle de contact reflète l'affinité du liquide pour la surface métallique. Il traduit la tension interfaciale liquide-solide. La mesure de l'angle de contact n'est pas aisée. Néanmoins, en pratiquant un grand nombre de déterminations dans des conditions identiques, notamment en ce qui concerne le mode de dépôt de la goutte, la température du local, le temps passé à partir du dépôt, l'état de surface et le nettoyage de l'éprouvette métallique, il est possible d'obtenir des mesures avec une précision valable. Nous avons utilisé l'appareil représenté sur la figure 2 pour ces déterminations. Les résultats figurent sur l'annexe 5. On constate que la présence de dops agit sur l'angle de contact. Par exemple les produits 4 C - 6 et 8 C - 2 ont des valeurs d'angle de contact nettement plus faibles que leurs correspondants respectifs 4 C - 5 et 8 C - 1.

Il faut différencier cette caractéristique de la tension superficielle qui est la tension interfaciale air-liquide. La tension superficielle ne peut rendre compte de l'affinité du lubrifiant pour le métal. Les mesures effectuées montrent que l'on peut améliorer le pouvoir lubrifiant d'un produit sans pour cela modifier sa tension superficielle. Au contraire il est possible d'agir sur la tension superficielle sans que cela ait une répercussion sur la durée de vie des roulements.

1.8 - Onctuosité.

L'onctuosité est une propriété des lubrifiants mal définie actuellement. On peut la résumer comme suit : c'est la propriété qui permet de différencier deux lubrifiants de même viscosité ; le lubrifiant qui possède le coefficient de frottement le plus faible est le plus onctueux.

Pour apprécier cette caractéristique, nous utilisons le test dit "Slip Stick Test" de Cincinnati. On mesure dans certaines conditions les coefficients de frottements statiques et cinématiques. Si le coefficient de Stick slip, ou quotient du coefficient de frottement statique par le coefficient de frottement cinématique, est voisin de 1 on est en présence d'un fluide onctueux. Pour des coefficients nettement supérieurs à 1 les fluides sont d'autant moins onctueux que le quotient est différent de 1 (cf figures 3, 4 et 5).

Les résultats obtenus sur différents fluides ont été regroupés en annexe 6. On remarque d'abord que les produits du type émulsion ont, comparés à l'huile, des propriétés satisfaisantes sans doute dues à ce que pour obtenir une émulsion stable l'huile soluble contient des produits polaires.

En ce qui concerne les polyglycols les produits pour lesquels le coefficient de slip stick est voisin de 1 se comportent mieux en service que ceux pour lesquels le coefficient est nettement supérieur à 1. Les premiers ont également des coefficients de frottement faibles et sont généralement dopés. Par exemple les produits 2 C-1*, 4 C-1*, 4C-6, 8 C-2 sont dopés par rapport aux fluides respectivement 2 C-1, 4 C-1, 4 C-5 et 8 C-1. Quant aux fluides anhydres ils ont pour la plupart des coefficients de stick slip supérieurs à 1 et des coefficients de frottement assez élevés.

1.9 - Protection des aciers contre la fatigue dans les contacts hertziens.

Le matériel hydraulique peut être décomposé en un certain nombre d'éléments simples : pistons, glaces de distribution, paliers.... En pratique, les roulements et surtout les roulements à aiguilles sont les plus sensibles à l'action des fluides aqueux. Du fait même de la construction des roulements, les

charges sont transmises par les billes ou les aiguilles en engendrant des contraintes hertziennes élevées en sous-couche. La rotation relative d'une bague du roulement par rapport à l'autre provoque une fatigue intense du métal. Un roulement non lubrifié se détériore par fissuration de fatigue puis écaillage. Le lubrifiant permet de retarder l'apparition des fissures de fatigue. Or les fluides THI aqueux semblent posséder un pouvoir retardateur inférieur à celui des huiles.

Nous avons d'abord construit une machine d'essai (cf figure 6) permettant d'essayer des roulements sous une charge pouvant atteindre 1000 daN à une vitesse de rotation voisine de 1500 t/mm. Le roulement est irrigué par le fluide hydraulique.

Nous avons mesuré l'usure d'une bague intérieure de roulement à aiguilles préalablement irradiée. L'existence d'une radioactivité dans l'huile indique la présence de particules métalliques provenant exclusivement de la bague irradiée. On dose la quantité de métal arrachée par comparaison à l'activité d'une solution étalon obtenue par dissolution dans l'eau régale d'un échantillon tiré d'une bague identique de roulement.

Un essai a été effectué sur un roulement Nadella Na 1020 tournant à 1460 t/mm et chargé à 600 daN. Le fluide hydraulique utilisé était une huile turbine du type Teresso 47. Les résultats sont représentés sur la figure 8 où l'on voit l'évolution de l'usure cumulée, exprimée en mg, en fonction du temps. La pente de la courbe représente le taux d'usure. On remarque que la courbe présente trois parties :

- une période de rodage 5 heures,
- une période de fonctionnement normal 150 heures,
- une période de destruction à évolution rapide en 40 heures,

On note une zone de dispersion dans l'intervalle de temps 30 à 75 heures due à une sédimentation partielle des particules métalliques provoquée par une variation du débit de l'huile au travers du roulement. Cette méthode peut être exploitée pour déterminer la durée de vie des roulements irrigués par des fluides aqueux. Certaines mises au point sont nécessaires :

- = pour assurer la régularité du débit de fluide,
- = pour mesurer en continu la radioactivité du fluide qui a traversé le roulement,

Par ailleurs, nous avons modifié la machine à 4 billes de façon à réaliser une machine permettant de reproduire le fonctionnement d'un roulement à billes en butée. Les billes qui sont normalement serrées dans un mandrin ont été rendues mobiles. La bille supérieure se comporte comme un chemin de roulement et

les trois autres billes sont les éléments de roulement. (cf figure 7). L'essai s'effectue à 1460 t/rm sous une charge de 500 kg. Le roulement ainsi constitué est traversé par le fluide d'essai. Du fait de la disposition la bille supérieure est l'élément le plus sollicité c'est cette bille qui est détériorée par écaillage. Les résultats d'essai obtenus sont réunis en annexe 7. Nous avons étudié les produits difficilement inflammables d'une viscosité de l'ordre de 30 cSt à 50°C par comparaison à une huile de référence, à de l'eau ainsi qu'au roulement à sec. La valeur L 10 est celle de la durée de vie atteinte au moins par 10 % des roulements essayés. On constate que les polyglycols protègent mal contre la fatigue si on excepte le produit 4. C-6 qui est un produit dopé. De même les deux produits anhydres sont peu satisfaisants. Les essais ont été multipliés avec ces produits de façon à minimiser l'importance du facteur traitement thermique des aciers des chemins de roulement extérieurs. Ces résultats enregistrés pour les fluides anhydres sont sans doute dus à l'évacuation de calories insuffisante et aux charges de Hertz très élevées.

II - Autres caractéristiques spécifiques des fluides difficilement inflammables.

Un certain nombre d'essais de laboratoire nous permettent de connaître les caractéristiques des fluides THI et leur comportement vis-à-vis des métaux, des joints et peintures. Ces essais permettent d'édicter des règles d'adaptation du matériel aux fluides THI ou d'améliorer les fluides.

En dehors des caractéristiques classiques, objet du 4e Rapport de l'Organe Permanent, nous avons développé plusieurs méthodes.

2.1 - Essais de corrosion en phase vapeur.

Nous savons que le matériel en cours de fonctionnement est protégé contre la corrosion en phase liquide. La protection en phase vapeur soulève des problèmes pour les fluides aqueux. En particulier, après avoir vidangé le matériel, il apparaît des corrosions importantes à l'intérieur du matériel sur les surfaces qui ne sont plus protégées par le fluide.

Nous avons mis au point une méthode d'essai dérivée de l'essai Harvester et adaptée au cas des fluides aqueux. On détermine le pouvoir anti-corrosif du fluide après avoir exposé pendant 3 heures en atmosphère humide des éprouvettes en acier poli préalablement trempées dans le fluide à tester (figures 9 et 10). L'intensité de la corrosion est caractérisée par le pourcentage de surface oxydée. Si l'attaque est très faible on compte le nombre de points de rouille formés.

Le tableau en annexe 8 rassemble les résultats obtenus sur différents fluides hydrauliques. Nous constatons que les huiles et les fluides anhydres protègent parfaitement de ce type de corrosion. Par contre avec les fluides aqueux il y a oxydation. Cette attaque est maximale pour les fluides A du type émulsion huile dans l'eau.

Il est possible de combattre cette corrosion par des inhibiteurs compatibles avec l'eau et ne détruisant pas les émulsions existantes. Ces inhibiteurs sont efficaces à une concentration de l'ordre de 2 %. Nous avons sélectionné deux inhibiteurs de corrosion efficaces (cf annexe 8). L'un d'eux assure une bonne protection du fait de son pouvoir couvrant. Le second permet de protéger les parties métalliques par les vapeurs qu'il émet : cette protection n'existe que s'il subsiste du fluide inhibé dans les circuits c'est-à-dire si ceux-ci n'ont pas été totalement vidangés. Cette inhibition est obtenue de plus sans que les caractéristiques du fluide initial soient notablement modifiées.

2.2 - Désaération.

Les fluides hydrauliques se désaèrent plus ou moins et peuvent conserver de l'air occlus sous forme de petites bulles. Cet air peut se dégager sous l'effet de la température ou de la pression au niveau des surfaces frottantes ou des roulements : le problème de lubrification s'en trouve alors aggravé.

On apprécie l'aptitude à la désaération par une mesure de la densité apparente du fluide préalablement saturé en bulles d'air. Cette mesure est faite à intervalles réguliers.

Les résultats de ces mesures permettent de calculer le volume d'air dispersé dans le fluide d'après la formule :

$$V_n = 100 \frac{d_0 - d_n}{d_0 - d_a}$$

V_n = air dispersé en volume % à l'instant n (n = 1, 2, 3 minutes)

d_0 = masse volumique du fluide exempt d'air

d_n = masse volumique de la dispersion d'air dans l'huile aux instants

n = 1, 2, 3.... minutes

d_a = masse volumique de l'air à la température d'essai

L'appareillage que nous avons construit est conforme à celui de la norme DIN et repris par le 4e Rapport de l'Organe Permanent. Notre appareil présente cependant l'originalité d'utiliser une balance densimétrique. Cette dernière permet d'effectuer en continu la détermination de la densité apparente du

fluide en cours d'essai (cf figure n° 11).

Le temps de désaération est défini comme étant le temps au bout duquel la teneur d'air (pourcentage en volume) n'est plus que de 0,2 % à la température de 50°C. Nous avons réuni les résultats d'essais sur l'annexe 9. L'examen de ces résultats montre que les fluides difficilement inflammables se désaèrent très lentement en particulier en ce qui concerne les produits aqueux à base de polyglycol.

Ce défaut présente plusieurs inconvénients pour les fluides hydrauliques difficilement inflammables :

- le fluide aspiré par la pompe devrait être exempt d'air ce qui obligera, sauf en cas d'amélioration notable de cette caractéristique, d'augmenter le volume des bâches de façon à permettre la désaération du produit,

- la présence d'air affecte le module de compressibilité du fluide hydraulique. En effet, le module apparent de compressibilité peut s'exprimer par :

$$B' = B \frac{1}{1 + \frac{V_a}{V_h} \frac{B}{P}} \frac{V}{V_h}$$

B' module du fluide aéré

B module du fluide exempt d'air

V volume total (air + huile) à p = 0

V_a volume d'air

V_h volume d'huile

p pression du fluide

La diminution de la valeur du module de compressibilité par addition d'air sera néfaste dans le cas où des temps de réponse très courts sont recherchés dans les servomécanismes. Cette diminution se fait sentir dans les soutènements car, dans ce cas, les pressions mises en jeu sont élevées. La variation de volume pour passer de la pression de pose à la pression de coulissement est d'autant plus importante que la proportion d'air est grande.

III - Examen des sollicitations réelles auxquelles sont soumises les machines hydrauliques en service au fond.

3.1 - Description de l'appareillage de télémessure.

Les conditions réelles de fonctionnement d'une machine hydraulique en service au fond sont difficiles à connaître du fait de l'environnement : la présence du grisou ou l'empoussièrage ne permettent pas d'utiliser directement

au fond des appareillages modernes de mesure et d'enregistrement. De plus la présence de câbles de transmission de mesure et d'appareillages de mesure perturbent la marche des chantiers. C'est pourquoi nous avons équipé un treuil SA 16 classique d'un système de télétransmission de différents paramètres caractéristiques, pression, débits, températures, intensité électrique, position de la machine, traction sur la chaîne.... Les informations fournies par les différents capteurs sont codées puis transmises par un émetteur le long du câble de puissance. Les informations sont translatées sur un réseau téléphonique et arrivent au jour où elles sont décodées. On restitue sur un enregistreur des signaux proportionnels à ceux fournis par les capteurs.

Au fond :

L'ensemble de télémessure se compose essentiellement des éléments suivants (cf figure 12) :

- Sur la machine neuf capteurs ont été disposés de façon à mesurer les paramètres suivants =
 - la pression principale du treuil (capteur manopotentiométrique SFIM H 2960,
 - l'inclinaison de la pompe principale donc son débit (capteur de position LEGPA),
 - le débit de la pompe (capteur manopotentiométrique SFIM H 355 mesurant la pression différentielle aux extrémités d'un organe déprimogène),
 - l'intensité du moteur électrique (transformateur d'intensité),
 - la température de l'huile dans la bêche (résistance CTN),
 - la température de l'huile dans la tuyauterie sous pression entre pompe et moteur (résistance CTN),
 - la température de l'huile dans la tuyauterie de retour entre pompe et moteur (résistance CTN),
 - la température du roulement de sortie du treuil de halage (résistance CTN),
 - la position de la machine en taille (thésigraphe),
- La traction de la chaîne est mesurée à l'aide d'un capteur à jauges de contraintes placé à une extrémité de la chaîne.
- Sur la machine entre le treuil de halage et le moteur électrique le coffret intermédiaire reçoit les tensions électriques des capteurs de mesure. Le codage y est effectué ainsi que la transformation en signaux HF. Ces derniers sont injectés sur le câble puissance de la machine =

- En extrémité de taille le coffret CAD 1 reçoit la tension électrique délivrée par le capteur de traction de chaîne, la transforme en signal HF et l'injecte sur le même câble de puissance au niveau du coffret de chantier.
- En voie, au niveau du transformateur de quartier le transformateur TL 5 G transfère l'ensemble des signaux HF du réseau force vers une ligne téléphonique.

Au jour :

La ligne téléphonique est connectée sur un ensemble de réception de télémessures qui décode les signaux et restitue des tensions électriques semblables à celles fournies par les différents capteurs de mesure. Neuf de ces signaux sont directement appliqués sur les boucles galvanométriques d'un enregistreur 10 voies SOUTHERN.

L'information électrique du thésigraphe est appliquée sur l'enregistreur thésigraphe. De plus afin d'assurer la correspondance entre l'enregistreur de thésigraphe et l'enregistreur général, un potentiomètre entraîné par l'enregistreur de thésigraphe formant une tension électrique appliquée sur la deuxième boucle de l'enregistreur SOUTHERN .

3.2 - Mesures effectuées.

L'appareillage de télémessure, destiné à étudier les sollicitations réelles d'une machine en service au fond, a été envoyé aux Houillères du Bassin de Lorraine. Il a été nécessaire d'adapter le treuil aux conditions particulièrement difficiles des chantiers des HBL.

Cet appareillage de télémessure a permis d'enregistrer 8 paramètres différents. Deux capteurs n'ont pas été utilisés :

- la traction chaîne, car il aurait fallu allonger une niche donc effectuer de façon continue un travail de havage non mécanisé,
- la température du roulement, le capteur correspondant ayant été sectionné au cours des opérations d'adaptation aux Ateliers Centraux des HBL,

L'appareillage de télémessure a permis de suivre l'évolution de la machine pendant une campagne d'abattage. L'essai a été interrompu par la détérioration inopinée du treuil de la machine (cf figures 13 et 14).

3.3 - Conclusions tirées des essais effectués aux HBL.

- Les buts principaux poursuivis avec cette tranche étaient les suivants :
- le premier but était de connaître les sollicitations auxquelles sont

soumis les organes hydrauliques -pompes, moteur, soupapes- d'une machine en service,

- le deuxième but était de suivre la vie d'une machine dans le temps en surveillant l'évolution des divers paramètres. On pouvait penser également que la connaissance de l'évolution des rendements volumétriques du matériel permettrait de définir une politique d'entretien préventif,

Le premier but a été atteint. En effet pour la machine considérée nous avons pu enregistrer les différents paramètres pendant de nombreux postes (cf figures 11 et 12) et en tirer des renseignements intéressants :

- la pression principale varie de manière pulsatoire : ce régime nuisible semble lié à l'utilisation de la chaîne pour le halage de la machine,
- les températures mesurées dans la bêche sont très élevées : 70 à 75°C,
- l'action de la régulation est nette en passe montante mais le seuil de cette action n'est pas toujours le même,

Le deuxième but n'a pas été atteint mais nous avons pu vérifier que les incidents qui causent l'arrêt de telles machines ne sont pas prévisibles car ils ne sont précédés d'aucun signe prémonitoire.

IV - Essais de machines modifiées.

4.1 - Essais sur treuil de S 16.

De nombreux treuils de halage SAGEM S 16 fonctionnent encore à l'huile. Compte tenu que ce matériel est très chargé, le fonctionnement avec un fluide aqueux du type polyglycol est pratiquement impossible si plusieurs modifications ne sont pas effectuées. En effet les premiers essais effectués chez le constructeur montrèrent que la durée de vie de l'ensemble ne dépassent pas quelques heures avec un fluide à base de polyglycol.

4.1.1 - Description sommaire du treuil de S 16.

Le treuil de halage SAGEM S 16 se compose :

- d'une pompe principale à pistons axiaux à inclinaison variable. Cette pompe est elle-même surmontée d'une pompe de gavage du type à engrenages,
- d'un moteur lent à pistons radiaux. L'ensemble des pistons est mobile autour du distributeur central. Le mouvement de rotation est obtenu à partir du va et vient des pistons qui sont maintenus au contact de la came périphérique par l'intermédiaire de galets à aiguilles,

- d'un distributeur,
- de clapets et soupapes diverses,

4.1.2 - Modifications effectuées.

Afin d'augmenter la durée de vie du matériel on a cherché à améliorer la tenue des roulements à aiguilles des galets. La première modification a consisté à allonger la longueur des aiguilles des galets afin de réduire les contraintes dans les aciers. De plus ayant constaté que l'irrigation continue des organes de roulement contribuait à augmenter la durée de vie de ceux-ci, le moteur a été modifié pour assurer l'irrigation des roulements de galets. Sur la figure 15 a été représenté en coupe l'un des pistons du moteur de halage. Des canaux ont été percés dans le piston (repère 2) la chape à rotule (3) et l'axe (4). Le fluide est introduit sous pression au niveau des chemins de roulements et des aiguilles. Le débit du fluide est limité par le gicleur (7) qui est percé d'un orifice de 0,35 mm.

La pompe de gavage a également fait l'objet d'une modification. Les pièces d'origine en bronze ont été remplacées par d'autres en fonte de façon qu'aucun couple bi-métallique ne soit l'objet d'une corrosion galvanique. En effet les premiers essais avaient permis de mettre en évidence une corrosion importante du bronze.

4.1.3 - Conditions d'essai.

Le fluide utilisé a été un fluide aqueux dopé à base de polyglycol (repère THI 8 C-2). Le moteur a été soumis à un freinage variable programmé selon un cycle répétitif (cf figures 16 et 17). Le cycle comprend des paliers de pression avec superposition de pointes. On tente de simuler de cette façon des mises en route, des variations d'effort résistant et des calages successifs qui peuvent se rencontrer au cours de l'utilisation d'un moteur de halage.

Toutes les 100 heures de marche environ nous avons vérifié que le treuil de halage fonctionnait de façon satisfaisante. Des échantillons de fluides ont été alors prélevés dans le treuil, afin de connaître l'évolution du fluide au cours de son service. En particulier, la teneur en eau a été suivie et maintenue à une valeur sensiblement constante. Des additions d'eau déminéralisée ont été faites lorsque cette teneur en eau devenait trop faible.

La pression de la pompe de gavage a été surveillée. En effet, une pression de gavage trop faible peut causer une détérioration de la pompe principale par cavitation. Le colmatage du filtre d'aspiration entraîne une diminution

de la pression de la pompe de gavage : l'élément filtrant a donc été changé lorsque la pression de gavage devenait trop faible.

Il était important de maintenir la température aux environs de 50°C afin d'éviter les méfaits qui seraient causés par une température trop élevée. Il a été nécessaire d'installer un circuit de refroidissement extérieur au treuil.

Le fluide aspiré par une pompe dans la bêche y retourné après passage au travers d'un échangeur de température et un filtre fin (15 μ m). La température a pu être ainsi maintenue à 50°C \pm 5°C pendant toute la durée de l'essai.

4.1.4 - Déroulement des essais.

Les essais ont été d'abord menés pendant 99 heures au bout desquelles il y a eu un arrêt consécutif à la rupture du bras d'oscillation de la pompe principale. Ce type d'incident selon le constructeur se rencontre très rarement; il pourrait être dû à un défaut d'élaboration du métal. La pompe a été réparée puis remise en service après un nettoyage complet de l'ensemble du treuil.

Le treuil et le fluide de travail ont été contrôlés à 211 heures, 306, 405, 511 heures de fonctionnement. Aucune anomalie n'a pu être décelée (cf annexe 11).

L'essai a dû être interrompu après un total de 568 heures à la suite de la détérioration du moteur ce qui constitue un réel progrès par rapport aux premiers essais effectués.

4.1.5 - Examen des pièces détériorées.

Nous avons procédé au démontage total du treuil. Les pièces ont été soigneusement examinées.

4.1.5.1 - Rupture de l'ensemble piston-cylindre-galet n° 8 (cf figure 18 et 19) :

C'est l'écaillage d'un axe (4) qui a provoqué l'arrêt de l'essai. En effet, après cet écaillage, le galet (5) s'est bloqué et a éclaté sous l'effet combiné du couple d'entraînement du galet au contact de la came (14), du frottement et de l'échauffement du galet et de son claquement contre la came. Le bord de la chape à rotule (3) entraînait alors directement en contact avec la came (14).

Le frottement de la chape (3) contre la came engendre un couple tendant à faire tourner la chape (3) autour de l'axe (4) guidé par les deux galets (6).

Ce couple se transmet au piston par l'intermédiaire de la rotule. Le piston (2) exerce alors contre le bord de l'alésage un effort F d'autant plus important que, au fur et à mesure de l'usure de la chape (3), le couple dû au frottement s'accroît et le piston (2) sort davantage de son alésage. Cet effort a augmenté au point de causer l'éclatement de la chemise (1) et par suite l'arrêt du treuil.

4.1.5.2 - Détériorations des axes (cf figures n^{os} 20, 21, 22) :

Sur l'ensemble des 12 vérins il y a eu 4 axes (4) qui ont été détériorés par écaillage (en plus de l'axe n^o 8) et piquetage. Nous avons reporté en annexe 12 l'état des différents axes.

Par ailleurs, tous les axes portent des traces de colorations allant du brun à l'indigo aux endroits où les pressions de contact sont importantes (visible sur figures n^{os} 20, 21, 22) ainsi que de nombreuses micropiqures.

4.1.5.3 - Examen des gicleurs (7) :

Les gicleurs (7) ont été examinés afin de savoir s'ils étaient obstrués ou non en fin d'essai. Leur état a été mentionné sur l'annexe 12 en correspondance avec les axes. On peut remarquer que deux axes écaillés (1 et 10) correspondent à des gicleurs obstrués alors que aux axes n^{os} 6 et 8 fortement écaillés correspondent des gicleurs non obstrués. Par ailleurs le bouchage des gicleurs correspondant aux axes n^{os} 2, 3, 7, 9, 12 n'a pas entraîné l'écaillage des axes.

4.1.5.4 - Examen des pistons et alésages :

Les 11 pistons et les alésages correspondants non détériorés au cours de l'essai ont été soumis à des contrôles au comparateur SOLEX. Aucune usure excessive n'a pu être découverte par ces mesures (cf résultats de mesures en annexe 13).

4.1.5.5 - Etat de la came :

La came sur laquelle viennent prendre appui les galets centraux a été endommagée au cours de la détérioration de l'ensemble vérin n^o 8 (cf § 4.1.5.1) :

4.1.5.6 - Etat des autres pièces du moteur :

Les autres pièces du moteur n'ont apparemment pas subi de détérioration.

4.1.5.7 - Etat de la pompe principale :

La pompe principale après nettoyage a fonctionné normalement.

4.1.5.8 - Etat de la pompe de gavage :

On n'a pas pu observer de corrosion ni d'usure anormale sur les différentes pièces de la pompe de gavage.

4.1.5.9 - Analyse du fluide après essai :

Les différentes caractéristiques du fluide après essai ont été portées sur l'annexe 11. En dehors de la présence de limaille et d'un abaissement normal de la teneur en eau aucune détérioration du fluide n'a pu être mise en évidence.

4.1.6 - Examen métallographique des axes.

Nous avons prélevé quelques axes détériorés pour en faire une analyse métallographique et connaître les caractéristiques de l'acier utilisé.

4.1.6.1 - Caractéristiques de l'acier :

La composition chimique de l'acier utilisé est la suivante :

<u>C</u>	<u>Si</u>	<u>Cr</u>	<u>Mn</u>	<u>Ni</u>	<u>V</u>	<u>Mo</u>
0,12	0,16	0,71	0,31	2,78	0	0,025

Il s'agit d'un acier nickel chrome de cémentation de nuance 12 NC 12. Les propriétés mécaniques suivantes ont été trouvées par essai de traction (éprouvette de modèle A) :

{	Résistance R	80,3 kg/mm ²
	Limite élastique E	54,3 kg/mm ²
	Allongement A	25 %
	Striction Σ	72 %

Les duretés moyennes mesurées avec le diamant conique à 120° sont :

Coeur	88 kg/mm ²	(26,5 Rockwell C)
Couche cémentée	236 kg/mm ²	(59 Rockwell C)

Des mesures de duretés ont été faites depuis le coeur jusqu'à la périphérie et on aboutit aux conclusions suivantes :

- la couche cémentée a une épaisseur de 2 mm,
- la température de cémentation semble avoir été un peu trop élevée,
- le palier de dureté à coeur est situé à un niveau trop bas,

4.1.6.2 - Macrographie :

Certains axes ont été photographiés à divers grossissements pour en montrer l'écaillage et le piquetage.

La figure 20 montre la face écaillée et le bord des écailles de l'axe n° 6.

La figure 21 présente un aspect de l'axe n° 9 non écaillé mais où on peut observer les piqûres naissantes.

La figure 22 présente la face écaillée et labourée par les morceaux d'écailles de l'axe n° 11.

4.1.6.3 - Micrographies :

Des micrographies ont été faites au microscope Reichert sur des surfaces polies attaquées ou non.

La figure 23 montre le cheminement de fissures le long de la surface dans la zone cémentée.

La figure 24 montre le trajet des fissures à grossissement plus fort : Il s'agit de fissures inter-cristallines qui suivent les lignes de carbures eutectoides précipités dans les joints de grain.

4.1.7 - Conclusions et enseignements tirés de cet essai.

Deux corps de rayons de courbure ρ_1 et ρ_2 de modules élastiques E_1 et E_2 pressés l'un contre l'autre par une force Q , n'ont pas en commun un point, mais une surface de rayon a .

C'est Hertz qui à la fin du siècle dernier a établi les formules permettant de calculer le rayon de contact et les contraintes en fonction de la théorie de l'élasticité :

$$a = 0,88 \sqrt[3]{\frac{Q \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}}} = 0,88 \sqrt[3]{QR \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1,5 Q}{\pi a^2}$$

Le rayon a est fonction de la force appliquée, des rayons de courbure et des modules d'élasticité des deux corps. La formule peut s'exprimer également en fonction de R qui est le rayon harmonique ou rayon d'une bille équivalente s'appuyant sur un plan.

La contrainte dangereuse est une contrainte de cisaillement située en un point B en sous-couche à une distance δ , ayant pour valeur $0,6 \sigma_{\max}$.

Dans le cas du fonctionnement d'un roulement non lubrifié, les formules de Hertz s'appliquent. Si les matériaux ne sont pas suffisamment ductiles et que les contraintes sont trop importantes pour le métal il y a formation de fissures au sein du métal. Ces fissures se propagent en empruntant de préférence des zones de résistance moindre et débouchent en surface. On assiste ensuite au stade de l'écaillage qui peut entraîner la destruction rapide de l'ensemble de la machine.

Ce processus est celui de la détérioration d'un roulement non lubrifié.

Lorsqu'un lubrifiant est interposé entre deux corps pressés l'un contre l'autre les formules de Hertz ne peuvent plus s'appliquer.

Le film de lubrifiant joue un rôle de matelas interposé entre les deux corps. Cela se traduit par une augmentation fictive du rayon harmonique, une augmentation du rayon a et une diminution des contraintes.

Dans le cas des roulements le lubrifiant sert à retarder ou éliminer les écaillages.

Lorsqu'on utilise les roulements avec des fluides THI-C on peut penser que, le stade de l'écaillage apparaissant rapidement, l'action retardatrice jouée par ces fluides est nettement moins importante que celle jouée par l'huile. Il faut mettre en cause la faible résistance du film de fluide THI-C dans le cas particulier des roulements. Toutefois une nette amélioration a pu être enregistrée avec l'addition de dops d'onctuosité.

Les examens métallographiques que nous avons effectués nous permettent d'affirmer que la détérioration des axes s'est bien faite par écaillage. Dans le cas présent les lignes de moindre résistance qui offrent un chemin à la propagation des fissures sont les lignes de carbures hypereutectoïdes précipités dans les joints de grain. Dans le cas de fonctionnement à l'huile ces mêmes axes se détériorent également par écaillages, ainsi que peut le prouver l'examen d'axes provenant de treuils révisés dans les Ateliers Centraux.

Si on examine deux axes écaillés, l'un provenant d'un appareil ayant fonctionné à l'huile, l'autre provenant d'un appareil utilisant un fluide THI-C il existe une différence quant à la coloration. Dans le premier cas on ne peut noter qu'une irisation tendant vers le jaune. Dans le cas des fluides THI-C les colorations relevées ont toujours été brunes. Dans le cas présent les colorations vont du brun à l'indigo ce qui prouve que des températures de 255 à 300°C ont été atteintes.

Avec l'huile ces températures sont situées en-dessous de 150°C. L'augmentation de la température des chemins de roulement provoque une diminution de la dureté et de la résistance du matériau. C'est pourquoi tous les fabricants de roulements recommandent une diminution des charges de 40 % à 250°C. La valeur élevée atteinte par la température permet d'expliquer en partie la faible résistance du film de fluide THI-C. On sait en effet que du fait de la composition même de ces fluides il peut y avoir localement une vaporisation de l'eau préjudiciable à la résistance du film. Dans le cas de cette machine il faudrait admettre des réductions de charge d'au moins 30 % pour obtenir des températures moins élevées donc des durées de vie supérieures.

L'irrigation des roulements est à recommander avec les fluides de type THI-C puisque celle-ci permet d'évacuer les calories produites par la fatigue du métal mais il faut que cette irrigation puisse être constamment assurée. Dans le cas présent on ne peut pas affirmer que l'irrigation a toujours été maintenue. A la fin de l'essai plusieurs gicleurs étaient colmatés, et par ailleurs certains gicleurs ont pu se déboucher sous l'effet de la pression. Dans cet essai le rôle de l'irrigation peut être mis en doute.

Cet essai permet de souligner la faiblesse du film des fluides THI-C. L'amélioration sur le plan de l'onctuosité de ces fluides et l'irrigation permettent d'augmenter les durées de vie des organes comportant des roulements.

A titre de comparaison nous effectuons -à la date de rédaction de ce rapport- un essai semblable avec le même treuil, le fluide d'essai étant l'huile.

4.2 - Essais sur moteur Staffa.

A la demande des Houillères de Lorraine nous avons été amenés à effectuer un premier essai avec un fluide non dopé à base de polyglycol sur un moteur Staffa utilisé à l'origine avec de l'huile. Le moteur a été fortement détérioré après 400 heures de marche au banc. C'est un moteur à pistons radiaux. Dans ce type de moteur les alésages des pistons sont fixes et les pistons entraînent par les mouvements de va et vient l'excentrique solidaire de l'arbre de sortie du moteur. Entre piston et excentrique il y a une bielle munie à une ex-

trémité d'une rotule ayant son logement dans le piston. Ce sont ces rotules qui ont été détériorées par écaillage (cf figures 25 et 26). En effet dans la partie femelle du piston au contact de la rotule il y a un lamage. Ce dernier possède une arête vive qui crée une accumulation des contraintes de Hertz importantes dans la sous-couche trempée de la rotule. Ce matériel ayant été prévu pour fonctionner correctement avec l'huile et non adapté à un fluide difficilement inflammable a donc été fortement détérioré.

Des essais similaires ont été effectués sur un moteur amélioré et en utilisant un fluide aqueux dopé à base de polyglycol. Ces essais ont été menés en collaboration avec le fabricant du fluide.

4.2.1 - Caractéristiques générales du moteur Staffa amélioré.

Le moteur Staffa WOB 200 est un moteur lent à pistons radiaux à 5 cylindres dont les principales caractéristiques figurent à l'annexe 14. La figure 27 est une vue éclatée du moteur. Ce moteur possède un équilibrage hydrostatique afin d'améliorer le couple au démarrage ainsi que les possibilités aux faibles vitesses de rotation. Les patins de bielle (F) sont équilibrés (cf figure 28) : la différence de pression entre l'intérieur des cylindres et le carter oblige le fluide à traverser l'orifice 1 du piston puis le perçage 2 effectué dans la bielle. Le gicleur (N) permet de limiter le débit. Le fluide sous pression tend à séparer la rotule de son logement ainsi que le patin de bielle de l'excentrique (G). Un centrage hydrodynamique du distributeur (I) par rapport à son logement est aussi assuré.

4.2.2 - Caractéristiques du fluide d'essai THI 8 C-4.

Le fluide est un liquide difficilement inflammable du type solution aqueuse de polyglycols. Ce fluide est original du fait qu'il possède un "plateau de viscosité". Il s'agit d'une solution contenant 40 % d'eau, du polyalkylène-glycol qui procure le niveau de viscosité et du diéthylèneglycol qui améliore les performances à basse température.

A une température supérieure à 70°C le fluide est une émulsion à deux phases distinctes. Aux températures inférieures à 70°C il y a solubilité mutuelle des constituants. La température de 70°C est un point de démixion à minimum de solubilité. Normalement, pour un fluide hydraulique, la viscosité diminue lorsque la température augmente. Pour le fluide, l'approche du point de démixion agit en sens inverse du fait de la diminution de la solubilité mutuelle des deux constituants et les deux effets se compensent. Cette particularité permet d'obtenir une fluidité peu marquée à 50°C et parallèlement une bonne fluidité à basse température. Les démarrages sont donc facilités dans ce dernier cas.

Sur le tableau en annexe 15 ont été reportées les mesures de viscosités effectuées sur le fluide THI 8 C-4 entre 20°C et 70°C. Comparativement, une huile minérale d'index de viscosité 100 et ^{de}viscosité 60 cSt à 50°C aurait des viscosités à 20°C et 70°C respectivement de 300 cSt et 26 cSt.

En ce qui concerne les autres propriétés du fluide on trouvera en annexe 16 les caractéristiques des produits neufs pour différentes livraisons. Les temps de désaération sont très longs. Le pouvoir anti-usure apprécié au moyen de l'essai d'une heure à 30 kg à la machine à 4 billes était faible au départ mais a été nettement amélioré pour les échantillons de la série bis. Le coefficient de Slip Stick toujours voisin de 1 permet de classer le produit parmi les fluides THI-C dopés. Par contre, si le premier échantillon passait l'essai d'inflammation au jet pulvérisé, l'échantillon bis ne répond plus aux exigences du test décrit dans le 4e Rapport de l'Organe Permanent.

4.2.3 - Conditions de l'essai.

4.2.3.1 - Circuit d'essai (cf figure n° 29) :

Le moteur Staffa freiné au moyen d'un frein hydraulique a été disposé dans un circuit d'essai du type "fermé" avec gavage. Des filtres ont été disposés sur le circuit de gavage ainsi que sur le circuit de retour du moteur vers la pompe de façon à assurer une finesse de filtration de l'ordre de 10 μ m. Le distributeur de mise en marche peut être actionné soit manuellement, soit au moyen d'un électroaimant. Le couple de freinage peut être fixé à une valeur fixe déterminée au moyen d'une commande manuelle. Ce couple peut aussi être modulé électriquement et suivre un cycle imposé de façon à simuler les conditions de travail particulières d'une machine.

4.2.3.2 - Rinçage et rodage du moteur :

A l'arrivée au Cerchar, le moteur était rempli d'huile. Nous lui avons fait d'abord subir un rinçage à vide en l'entraînant comme une pompe avec du fluide d'essai. Ce rinçage a duré une vingtaine d'heures en ayant soin d'écrémer fréquemment le fluide de son huile après des temps de repos.

Après avoir monté le moteur sur le frein nous lui avons fait subir un rodage pendant 3 heures sous une pression de l'ordre de 90 bars à la vitesse de rotation de 44 tours par minute.

4.2.3.3 - Relevé des caractéristiques du moteur, inspection et mesures des jeux.

Le relevé des caractéristiques, l'inspection et la mesure des jeux du moteur ont été faits au démarrage du moteur. Ils devaient être effectués théoriquement après 100, 200, 500 et 1000 heures de fonctionnement. Il a été décidé après coup de faire également ces opérations après 750 heures d'essai.

4.2.3.4 - Essai d'endurance :

Nous avons cherché à simuler les conditions de travail d'un convoyeur blindé du fond. C'est ainsi que le moteur hydraulique a été mis en marche après un arrêt de 35 secondes à raison de une mise en marche toutes les deux minutes. Au moyen du frein hydraulique il nous a été possible d'appliquer au moteur hydraulique un couple variant dans le temps selon le cycle représenté à la figure 30. Dans les 500 premières heures d'essai les pointes de pression ont une valeur limitée à 140 bars. De 500 à 1000 heures d'essai cette valeur a atteint 180 bars. La vitesse de rotation moyenne d'abord initialement fixée à 75 tours par minute a été ramenée à 60 tours par minute par suite d'une limitation du débit de la pompe. La température du fluide a été maintenue entre les limites de 40°C et 50°C.

4.2.3.5 - Surveillance du fluide :

Des échantillons du fluide d'essai ont été prélevés de façon à en suivre l'évolution en cours d'essai.

4.2.3.6 - Conditions de marche du frein :

Pendant les 200 premières heures de l'essai, le frein a fonctionné uniquement pendant les heures de travail c'est-à-dire environ 8 heures par jour. Des dispositifs de sécurité (niveaux températures, pressions....) ont été ajoutés qui ont permis ensuite de fonctionner de façon continue.

Quelques incidents ont entravé la bonne marche des essais tels que porosité du certer du moteur Staffa, rupture de flexibles, encrassement de filtre, ruptures du joint torique, du filtre Tell Tale. Ce dernier incident a obligé à remplacer le filtre Tell Tale par un filtre Arlon qui s'est bien comporté. Ces incidents ont souvent obligé à faire des appoints importants de fluide neuf : l'arrêt de l'installation déclenché par les sécurités n'a pas évité des pertes importantes de fluide. On peut remarquer que pour les installations analogues du fond comportant des flexibles on enregistre aussi souvent des pertes considérables du fluide hydraulique.

4.2.4 - Evolution du moteur pendant l'essai.

4.2.4.1 - Inspection du moteur au démarrage :

Après le rodage (cf § 4.2.3.2) nous avons ouvert le moteur afin de juger de son état initial. Nous avons constaté que de légères rayures existaient déjà dans les cylindres et sur le distributeur tournant. Les rotules ne portent que localement dans leur logement et ceci sans doute pour éviter que l'arête du lamage ne soit en contact direct avec la surface de la rotule. Dans le cylindre n° 1 existe une soufflure de fonderie qui forme une petite cavité dans la paroi de l'alésage.

4.2.4.2 - Echange du carter :

Après 57 heures de fonctionnement sur frein nous avons constaté que du fluide d'écoulait au niveau du cylindre n° 1. Cette fuite était en relation avec la soufflure de fonderie ci-dessus. La fuite ainsi produite était de 200 ml par heure sous 115 bars. Le fabricant a procédé à l'échange du carter. Par ailleurs nous avons relevé des piqûres de corrosion dues au fluide au niveau du plan de joint, sur les bielles (cf figure 31), sur les pistons (cf figure 32).

4.2.4.3 - Etat du moteur avec carter n° 2 :

Seul le carter a été changé ; les autres pièces ont été conservées. Les cylindres portent des traces hélicoïdales et croisées de rodage au lieu de rayures comme sur le carter d'origine.

4.2.4.4 - Inspection du moteur après 103 heures d'essai :

Il y a peu d'évolution dans l'aspect du moteur. On a noté des traces de corrosion nettement moins importantes qu'à l'inspection précédente au niveau du piston n° 4 et de la rotule. La corrosion notée sur les alésages n° 1 et 2 a'est atténuée.

4.2.4.5 - Inspection après 505 heures d'essai :

On a constaté une corrosion du carter au niveau du flasque côté arbre d'entraînement. Sur le distributeur et son logement on distingue des rayures probablement dues au frottement de corps étrangers. On peut penser que des particules d'oxyde, du fait du montage du moteur sur le frein, s'accumulent à la partie basse du distributeur. En cet endroit il n'y a pas de circulation de fluide les particules ont pu se trouver coincées au niveau des chanfreins des lumières du distributeur. Le gicleur de la bielle n° 5 était bouché.

4.2.4.6 - Inspection après 797 heures d'essai :

Le distributeur présente toujours des rayures importantes. Par contre au niveau des rotules 2 et 3 il y a des traces de grippage avec des rayures profondes en relation avec des arrachements dans les logements de rotule (cf figures 33 et 34). Dans le logement des rotules n° 1 on a noté un martelage avec à l'opposé des rayures et des traces d'arrachement. Sur les patins de bielle on a noté dans les quatre coins des fissures dans le régule.

4.2.4.7 - Inspection après 1006 heures d'essai :

En fin d'essai l'état des rotules n°s 2, 3 et 5 et de leur logement (cf figures 35, 36, 37, 38), l'état du distributeur et de son logement (cf photos 39, 40) n'a pas sensiblement évolué depuis l'inspection à 797 heures. L'évolution va plutôt dans le sens de l'amélioration par rodage et glaçage.

Par contre au niveau des cylindres n°s 2, 3 et 5 on a constaté que des arrachements importants de métal s'étaient produits à la ligne de raccordement de l'alésage avec l'intérieur du carter (cf figure 41). Ces arrachements sont en rapport avec des rayures profondes sur les pistons correspondants (figure 42). Ces arrachements peuvent s'expliquer du fait que lorsque le piston est totalement sorti de son alésage il est peu guidé. A l'inversion de mouvement du piston, lorsque celui rentre dans son alésage il y a coincement et il existe alors une pression hertzienne importante qui, répétée, provoque par fatigue le détachement de particules métalliques qui agissent à leur tour comme des outils.

On note des piqûres de corrosion assez importantes (figures 36 et 42). Plusieurs patins présentent toujours des fissurations du régule aux coins. Un examen des roulements (repères V et W) n'a pas permis de constater d'écaillage ni détérioration de ceux-ci.

4.2.5 - Evolution des jeux diamétraux des pistons et du distributeur.

4.2.5.1 - Jeux diamétraux des pistons :

Nous avons effectué les mesures des diamètres des pistons et des alésages correspondants, au démarrage de l'essai, après remplacement du carter et en fin d'essai. Ces mesures ont été effectuées avec les mêmes appareils et dans les mêmes conditions. Les résultats de ces mesures figurent sur l'annexe 17. Pour chaque cylindre et pour chaque piston trois mesures ont été faites en trois endroits différents selon la figure 43.

A l'annexe 18 nous avons reporté les moyennes obtenues pour l'alésage et pour le piston. Nous constatons que le jeu diamétral au démarrage de l'essai qui était de $78,4\mu\text{m}$ est passé à $94,7\mu\text{m}$ après remplacement du carter : l'augmentation des jeux Δc_1 a été de $16,3\mu\text{m}$.

A la fin de l'essai le jeu diamétral moyen est de $107,4\mu\text{m}$; l'augmentation moyenne de jeu due à l'usure a été de $12,7\mu\text{m}$ se répartissant en $5\mu\text{m}$ pour l'usure Δp du piston et en $7,7\mu\text{m}$ pour l'usure du cylindre.

Nous avons cherché à mesurer l'ovalisation des alésages décelable visuellement du fait d'un glaçage plus accentué dans le plan moyen commun aux cinq alésages. Aucune ovalisation n'a pu être mesurée avec l'appareillage dont nous disposons.

4.2.5.2 - Jeux diamétraux du distributeur :

Les jeux diamétraux du distributeur par rapport à son logement ont été mesurés en début et en fin d'essai. Le repérage des endroits de mesures est représenté sur la figure 44. Les résultats des mesures effectuées ont été reportés en annexe 19.

L'augmentation du jeu diamétral est importante : de 95 à $102\mu\text{m}$. L'usure des distributeurs a été inférieure à $3\mu\text{m}$ alors que l'usure de l'alésage est comprise entre 95 et $102\mu\text{m}$. De plus les mesures effectuées ne tiennent pas compte de la profondeur des rayures visibles (photos 39 et 40). Nous avons déjà noté que l'usure abrasive était importante au niveau du distributeur.

Nous pensons que cette usure est due à la présence de particules d'oxyde qui ne sont pas entraînées par le fluide et séjournent à la partie inférieure du distributeur.

4.2.5.3 - Evolution des caractéristiques du moteur :

Les caractéristiques du moteur ont été relevées au démarrage de l'essai, après le remplacement du carter ainsi qu'à chaque démontage pour inspection. Trois relevés de ces caractéristiques ont été reportés sur l'annexe 19. *lis*

Ce qui attire le plus l'attention c'est l'évolution du débit de fuite. Nous avons fait figurer sur l'annexe 20 les débits de fuite mesurés dans les mêmes conditions -pression 100 bars, vitesse de rotation 50 t/mn- pour différentes durées de fonctionnement du moteur. Le débit de fuite varie dans des limites assez importantes. Ce débit est fortement influencé par l'état des surfaces des rotules et de leur logement, par l'état de surface des patins de

bielle et de l'excentrique ainsi que par l'état de propreté des gicleurs des bielles. Le fluide préfère emprunter le chemin le plus facile. Par exemple il passera plutôt par des rayures profondes d'une rotule plutôt que par le gicleur. C'est ainsi qu'à 797 heures de marche le débit important de 5,44 l/mn peut s'expliquer du fait des détériorations constatées au niveau des rotules. Les débits importants relevés à 57 heures et à 100 heures semblent être plutôt liés au remplacement du carter.

4.2.6 - Evolution du fluide pendant l'essai.

Les caractéristiques du fluide ont été mesurées sur des échantillons prélevés dans la bêche. Les résultats figurent sur l'annexe 10.

4.2.6.1 - Teneur en eau :

La surveillance de la teneur en eau a été effectuée. Il a été nécessaire de faire un appoint d'eau car la teneur en eau était descendue à 38,5 %.

4.2.6.2 - Désaération :

Le temps de désaération déjà important pour les produits neufs s'allonge en cours d'essai. Les temps de désaération pour 103 heures, 781 heures et 1006 heures sont très importants.

4.2.6.3 - Aptitude à la lubrification :

Le pouvoir anti-usure apprécié à l'aide de l'essai d'une heure sous 30 kg à la machine à 4 billes est variable selon les livraisons. Le produit de départ a été ensuite amélioré pour les produits de la série bis. Les examens effectués sur les échantillons prélevés dans la bêche donnent des résultats qui sont voisins de ceux du produit neuf qui a servi pour l'appoint précédent.

Le coefficient de Stick Slip n'évolue pas de façon sensible. On note un changement du type de frottement pour les deux dernières livraisons : saccadé au lieu d'être pratiquement onctueux pour les autres échantillons.

4.2.6.4 - Pollution du fluide :

La pollution du fluide au niveau du moteur a été surveillée en cours d'essai (cf annexe 21). On note que la finesse de filtration a été meilleure que 10 μ m dans tous les cas. Par contre, la proportion de particules

comprises entre 2,5 et 5 μ m s'est accrue à 500 heures. La proportion de particules comprises entre 5 à 10 μ m augmente à 797 heures et 1006 heures. Cette augmentation est liée aux détériorations qui ont été constatées au niveau des rotules ainsi qu'au niveau du distributeur tournant.

4.2.6.5 - Propriétés anti-corrosives du produit :

Au cours du premier démontage avant le remplacement du carter (57 heures de marche) l'attention a été attirée par de nombreuses piqûres de corrosion réparties sur toutes les pièces y compris celles qui sont immergées.

Nous avons effectué des essais de corrosion sur le produit livré (cf annexe 22). Le test décrit dans le 4e Rapport de l'Organe Permanent a permis de déceler une corrosion importante sur le couple acier-acier cadmié. En utilisant le test de corrosion en phase vapeur, nous avons noté pour les barreaux d'acier plongés dans le fluide puis exposés à la vapeur d'eau une oxydation importante : 45 % de surface oxydée.

Les résultats de cet essai, communiqués au fabricant de fluide, ont permis de corriger la formule : le produit bis est une version améliorée en ce qui concerne ce point particulier.

Pour le produit bis les résultats du test de corrosion décrit dans le 4e Rapport de l'Organe Permanent sont négatifs pour le zinc et pour l'acier cadmié. Avec le test corrosion en phase vapeur on note une amélioration : la surface oxydée ne représente plus que 18 % de la surface totale.

Nous avons constaté lors des démontages successifs que la corrosion n'était plus aussi importante que lors du premier démontage. La corrosion a subi une régression à partir de l'utilisation du produit bis. La corrosion s'est ensuite à nouveau manifestée.

4.2.7 - Conclusions.

Le fluide THI 8 C-4 a permis -pendant 1000 heures- un fonctionnement satisfaisant d'un moteur Staffa WOB 200 soumis à un programme de travail assez sévère : mise en marche sur blocage et couple variable avec pointes importantes. L'essai d'endurance tendait à reproduire les conditions de marche d'un convoyeur blindé du fond.

Ce produit, du type polyglycol dopé, s'est bien comporté en ce qui concerne les roulements et les rotules qui sont les points sensibles de ce moteur utilisé avec les solutions de polyglycols. Toutefois il y a eu une usure assez importante au niveau du distributeur malgré le soin apporté à la filtration du fluide.

Nous avons signalé au fournisseur les points qui seraient à améliorer :

- la résistance à l'inflammation,
- le pouvoir anticorrosif,
- les temps de désaération,

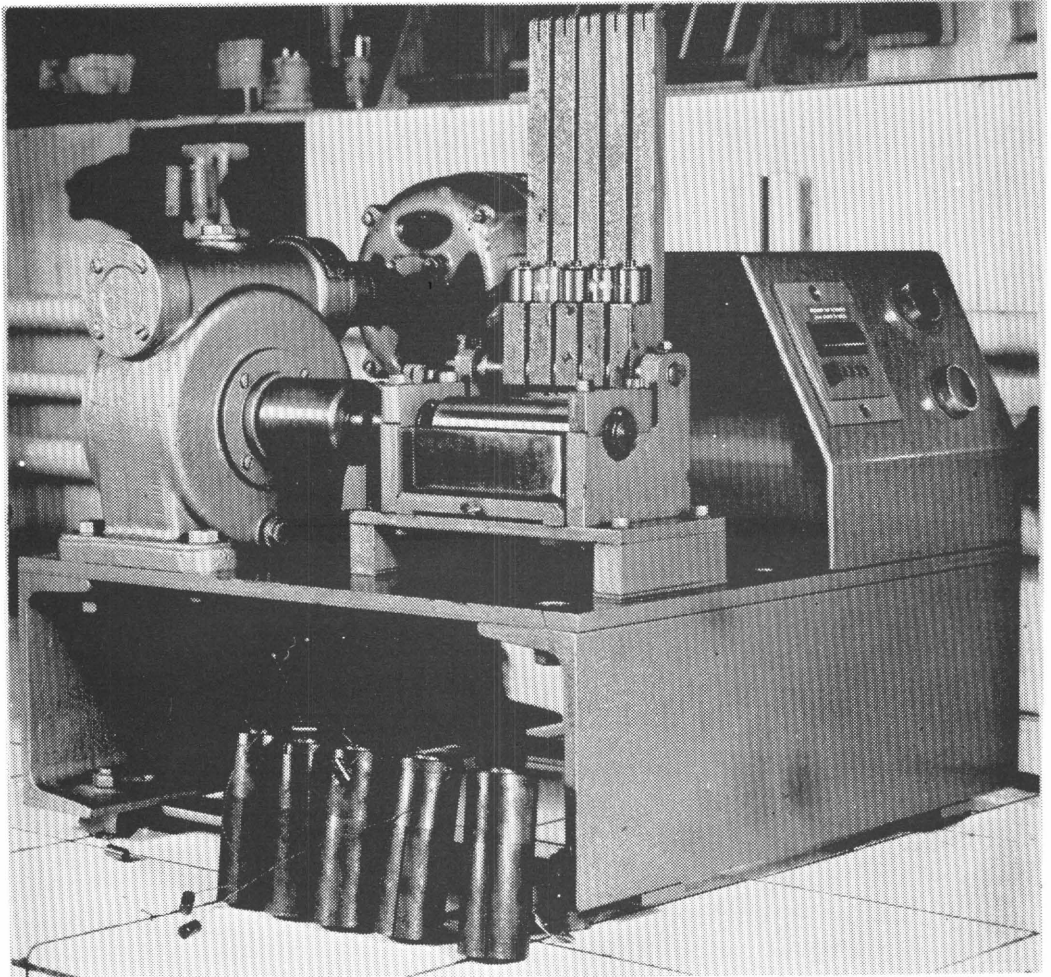


Figure 1

Usuromètre multipiste

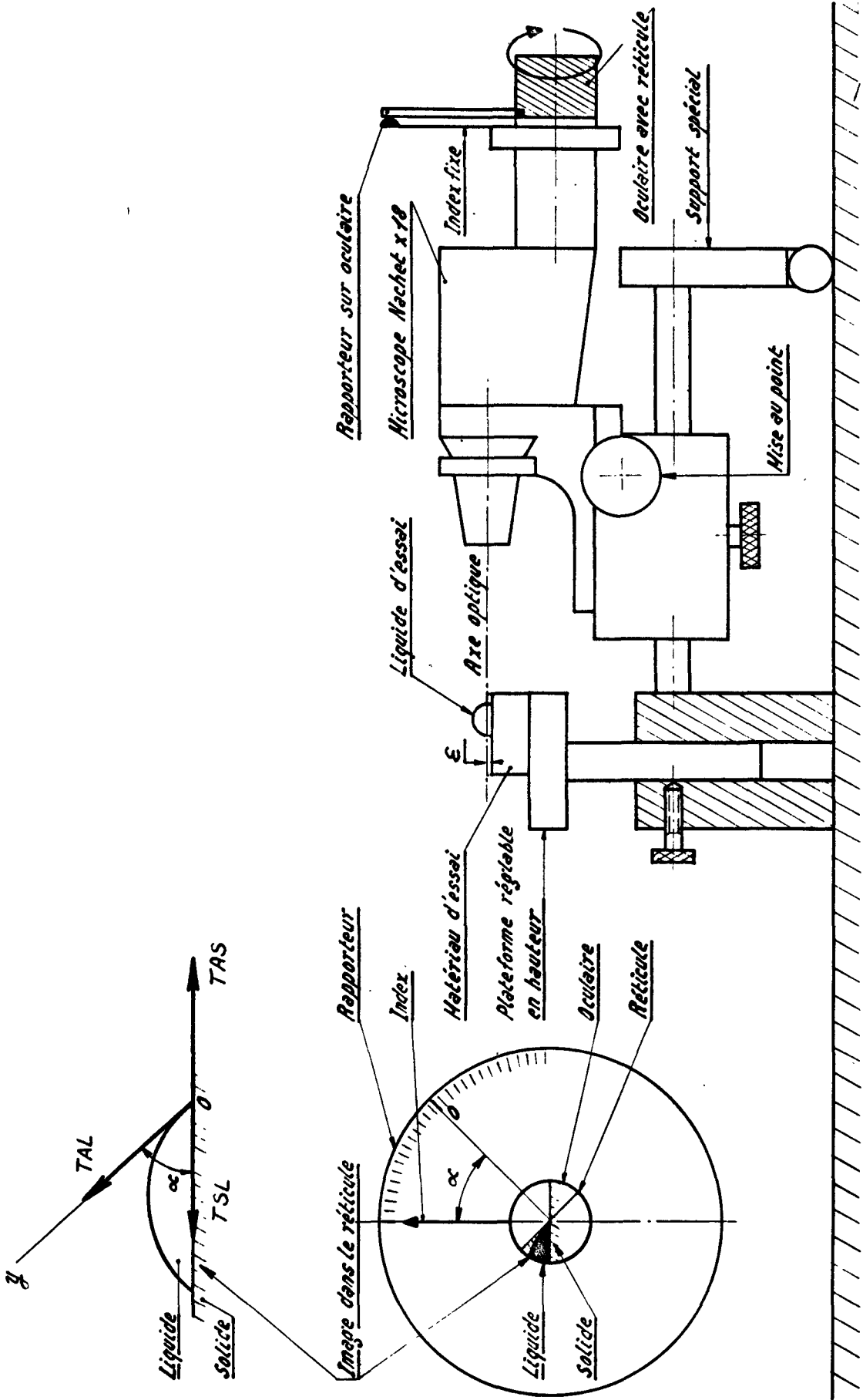


Fig 2 - MESURE DE L'ANGLE DE CONTACT LIQUIDE-SOLIDE

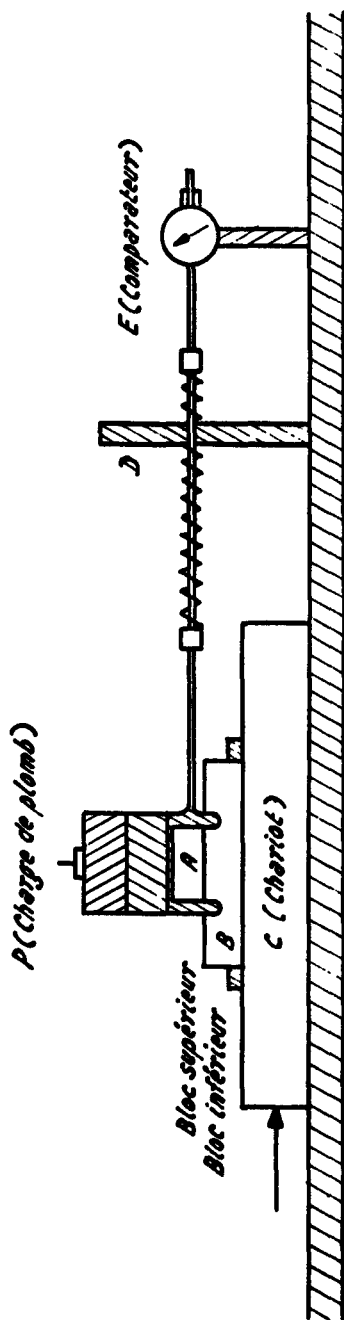
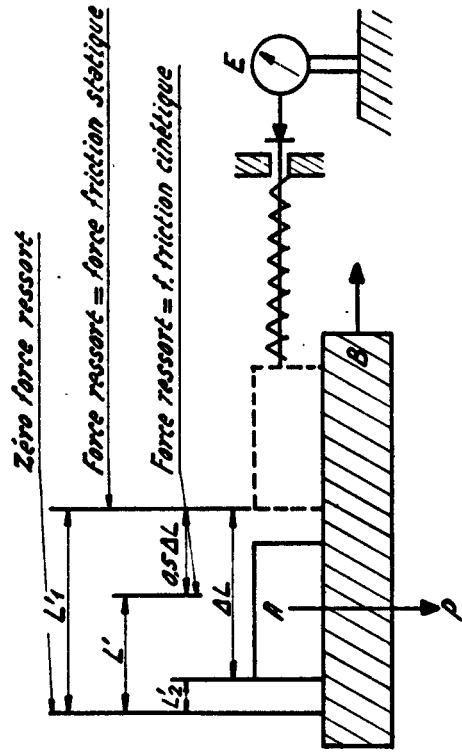
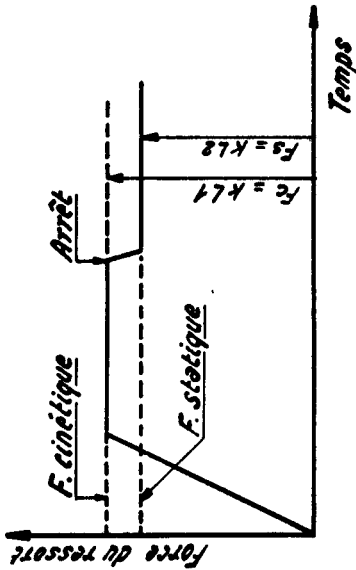
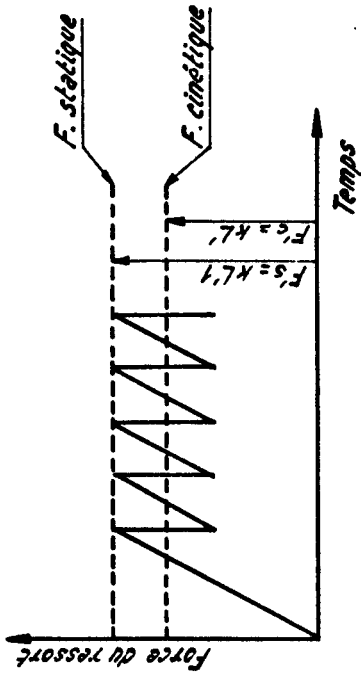
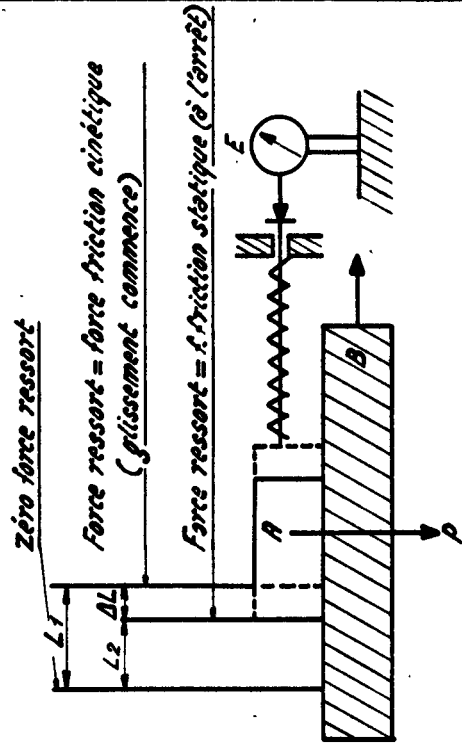


Fig. 3 - SCHEMA DU MONTAGE DU "STICK SLIP TEST"



$$F_s = kL'1$$

$$F_c = k(L'1 - 0,5\Delta L) = kL'$$



$$F_c = kL'1 \quad (k = \text{constante du ressort})$$

$$F_s = kL'2$$

Fig. 4-

GLISSEMENT ONCTUEUX

Friction statique inférieure à la friction cinétique ($f_s/f_c \leq 1$)

GLISSEMENT SACCADÉ

Friction statique supérieure à la friction cinétique ($f_s/f_c > 1$)

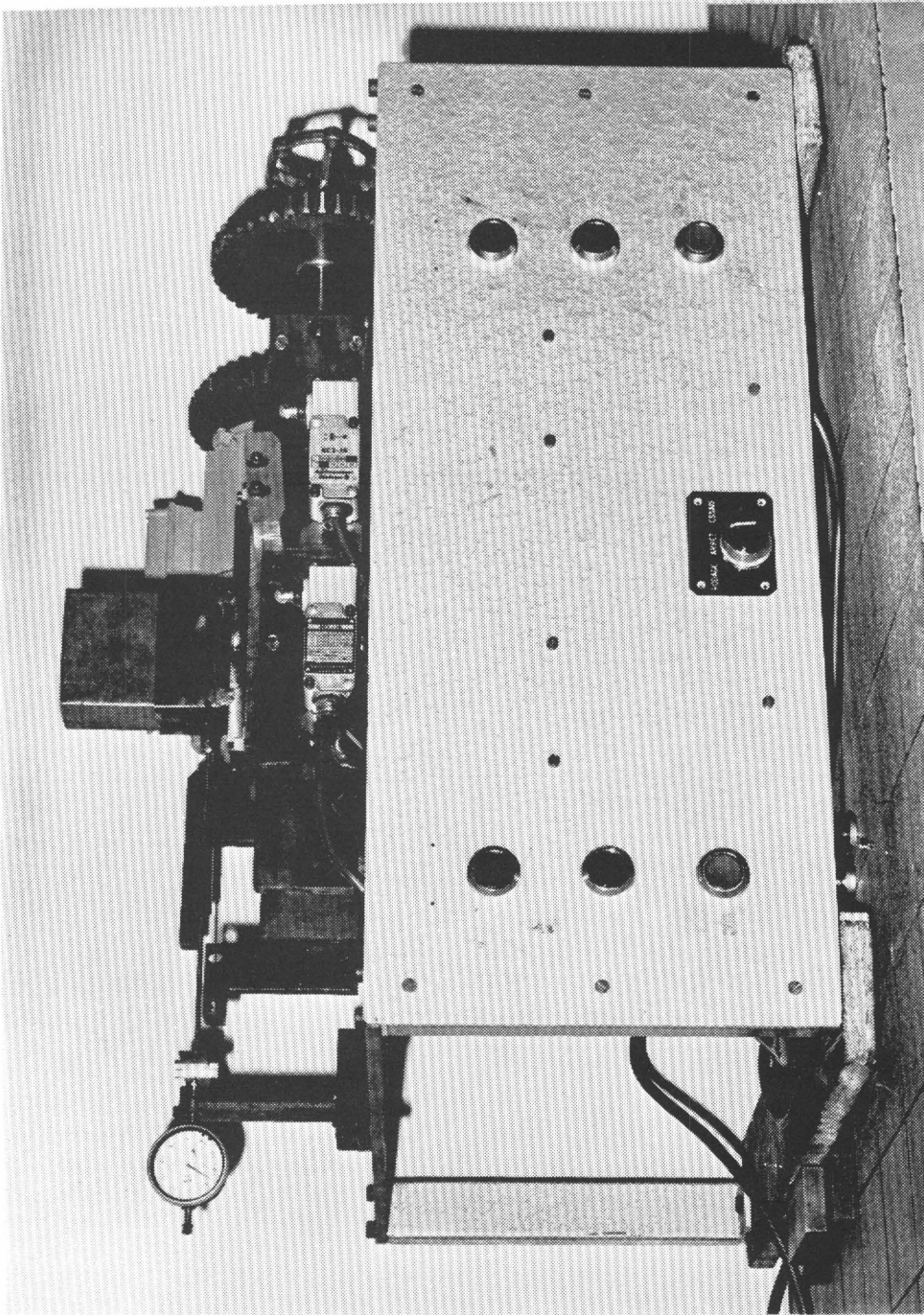


Figure 5

Machine "Stick Slip Test" permettant d'apprécier l'onctuosité

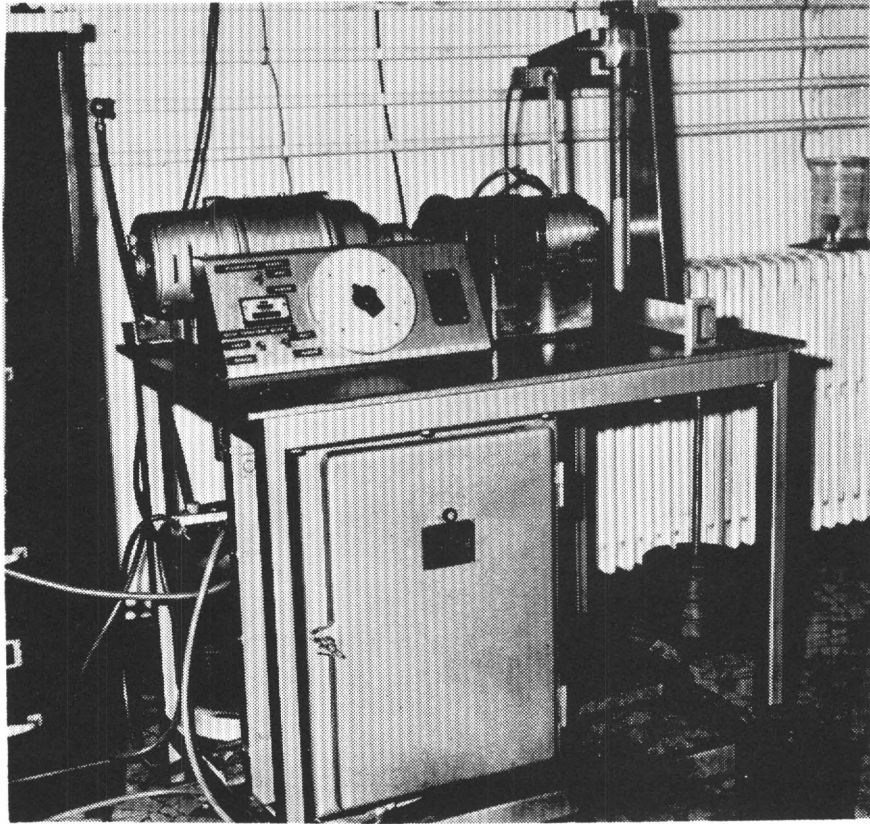


Figure 6

Machine d'essai de roulements

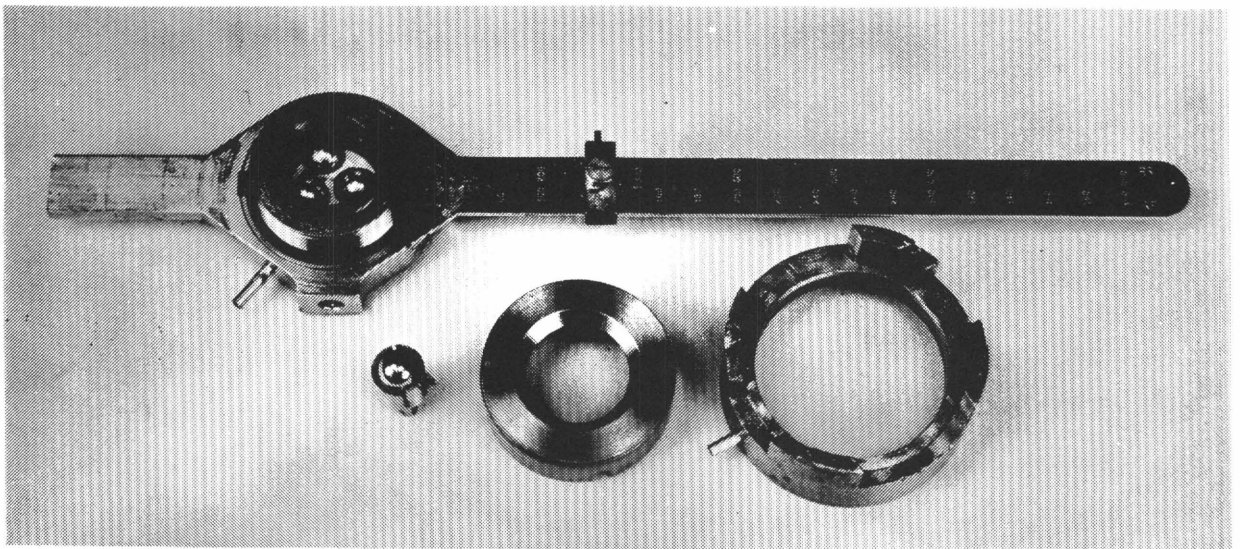


Figure 7

Dispositif adaptable sur machine à 4 billes pour simuler les conditions de travail d'un roulement

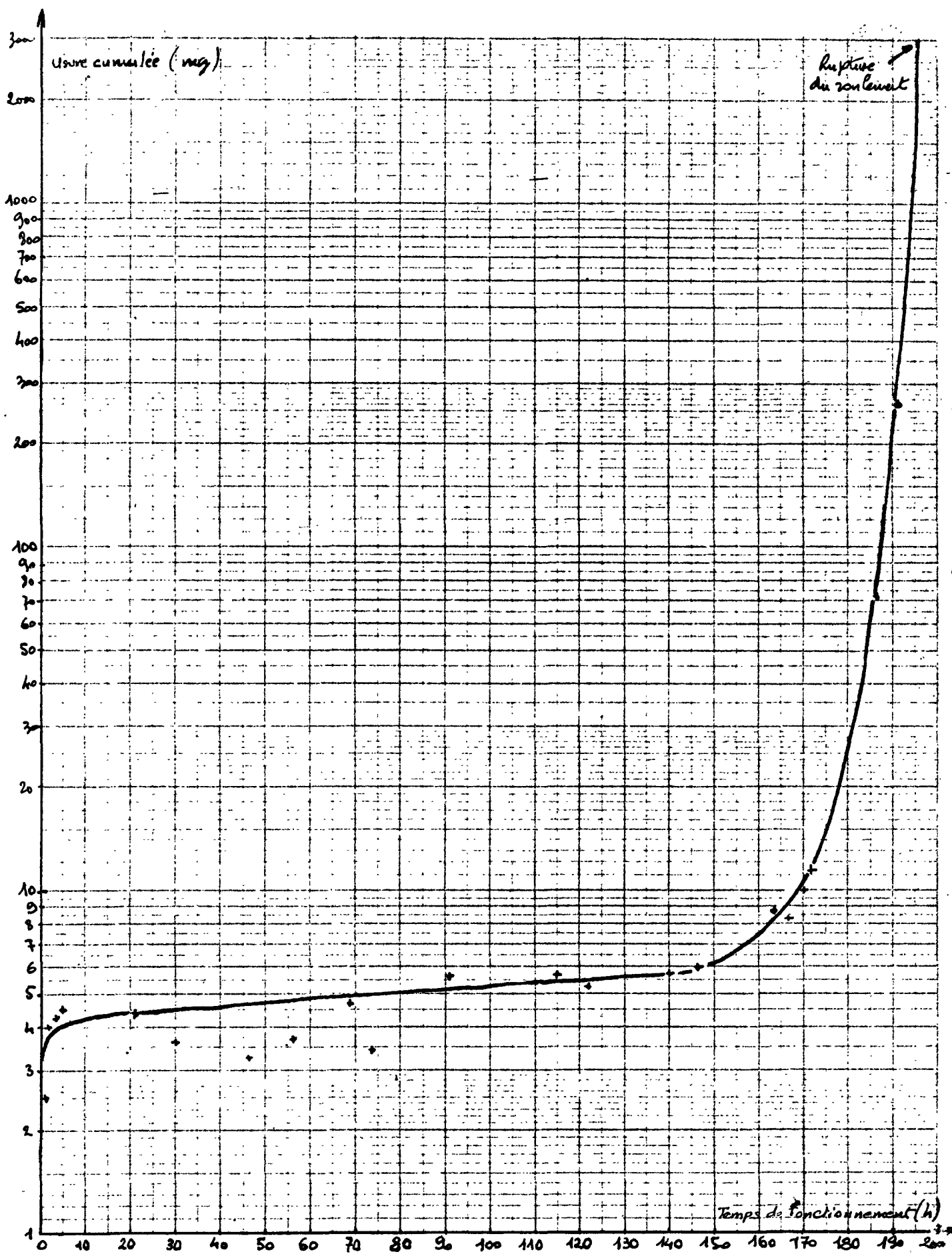


Fig 8: Usure cumulée de la bague intérieure du roulement.

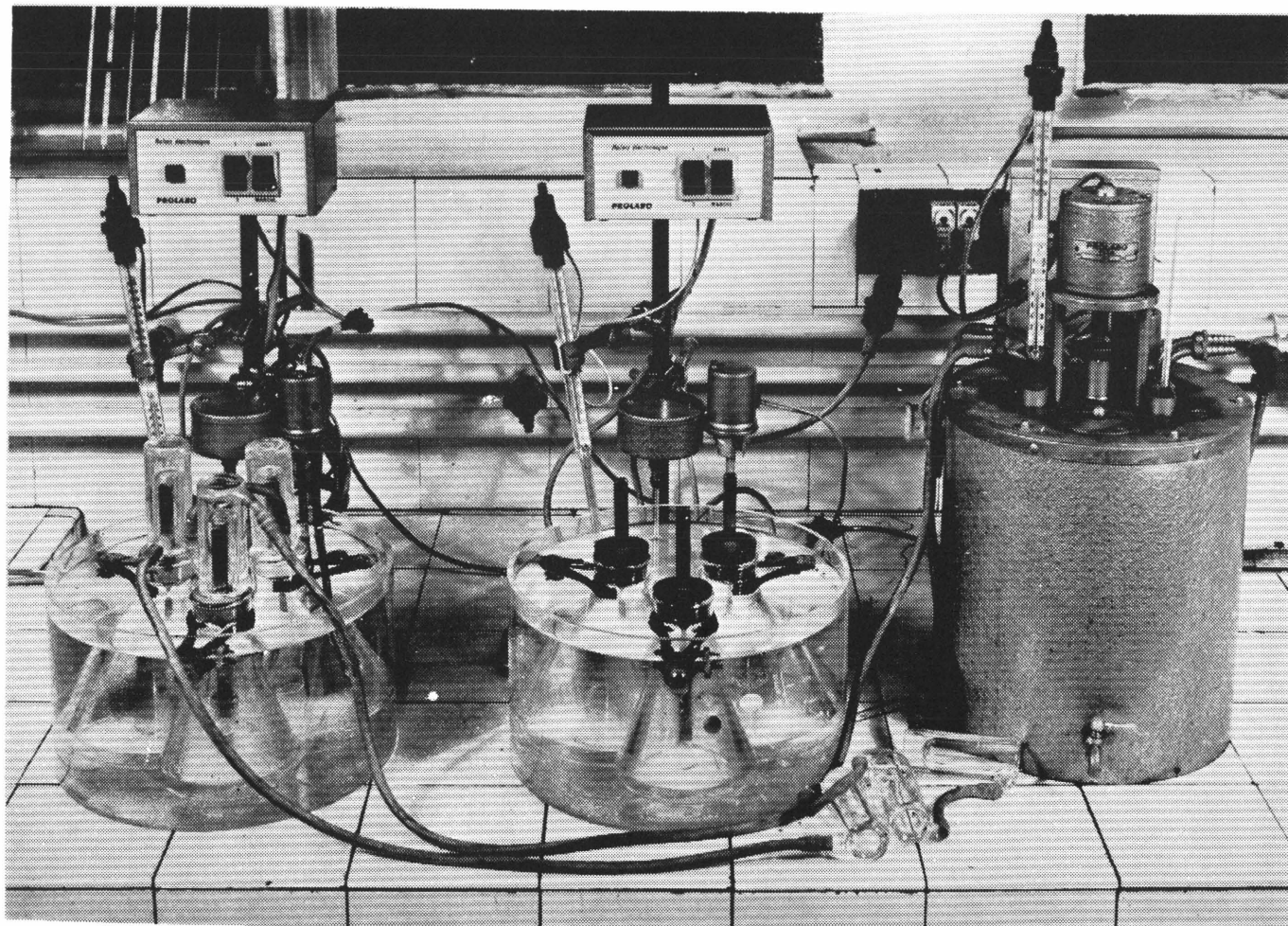


Figure 9

Appareillage pour essai de corrosion en phase vapeur

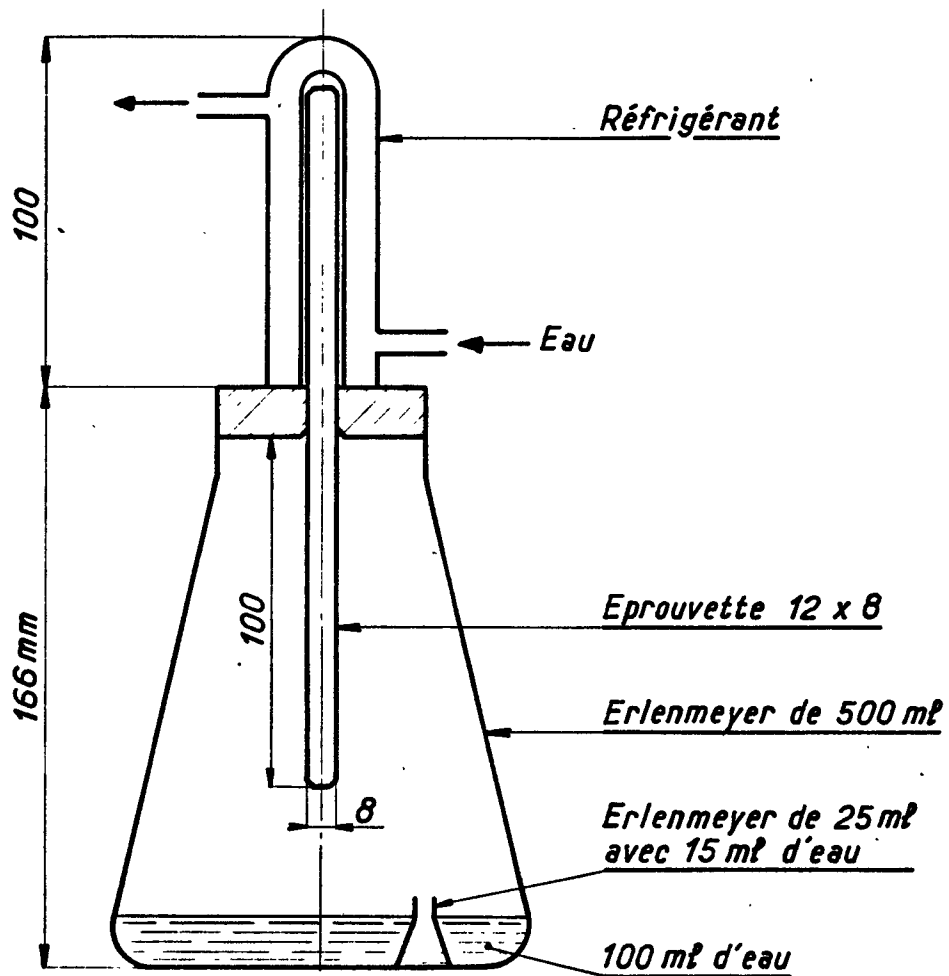


Fig. 10.
ESSAI DE CORROSION PAR L'HUMIDITE
Appareillage

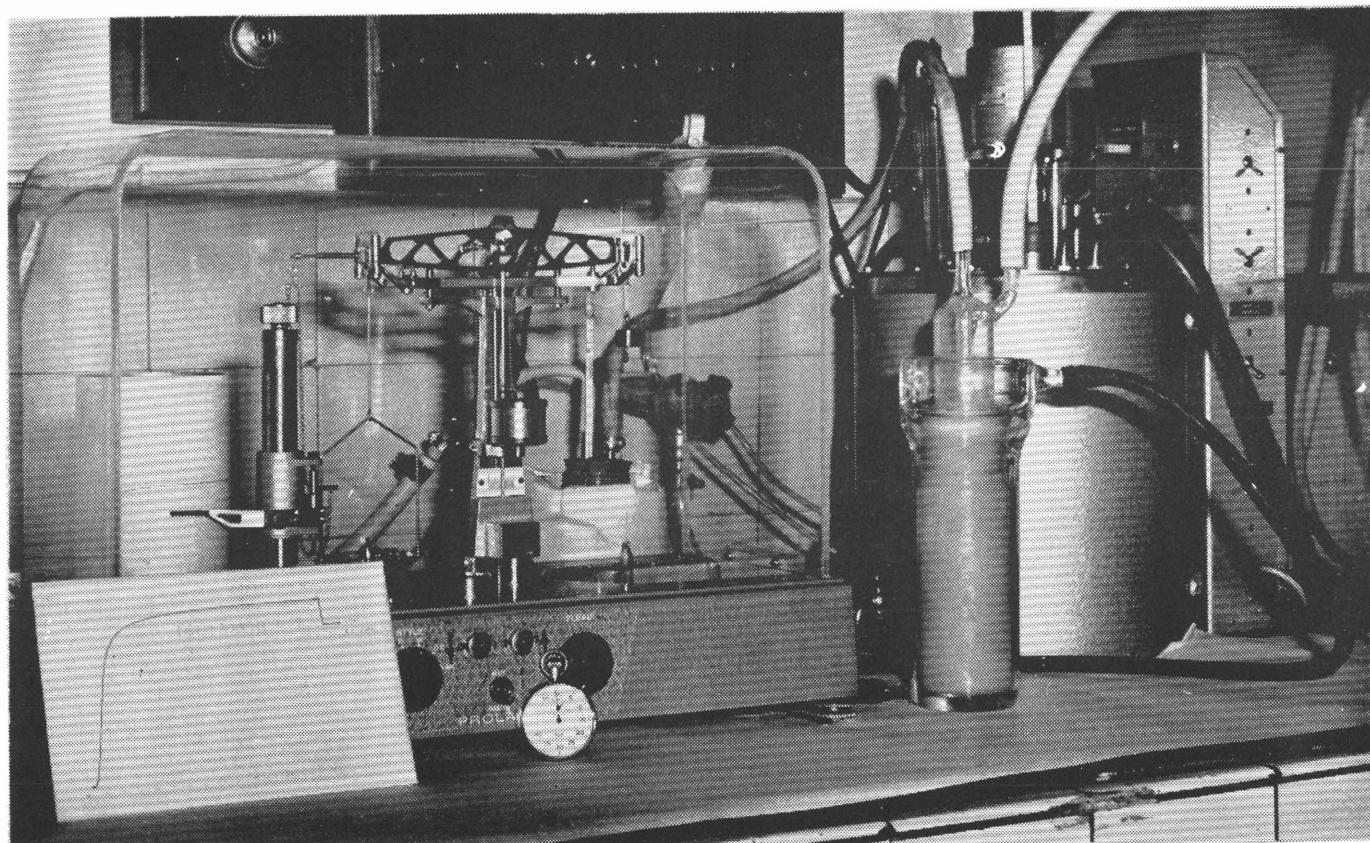
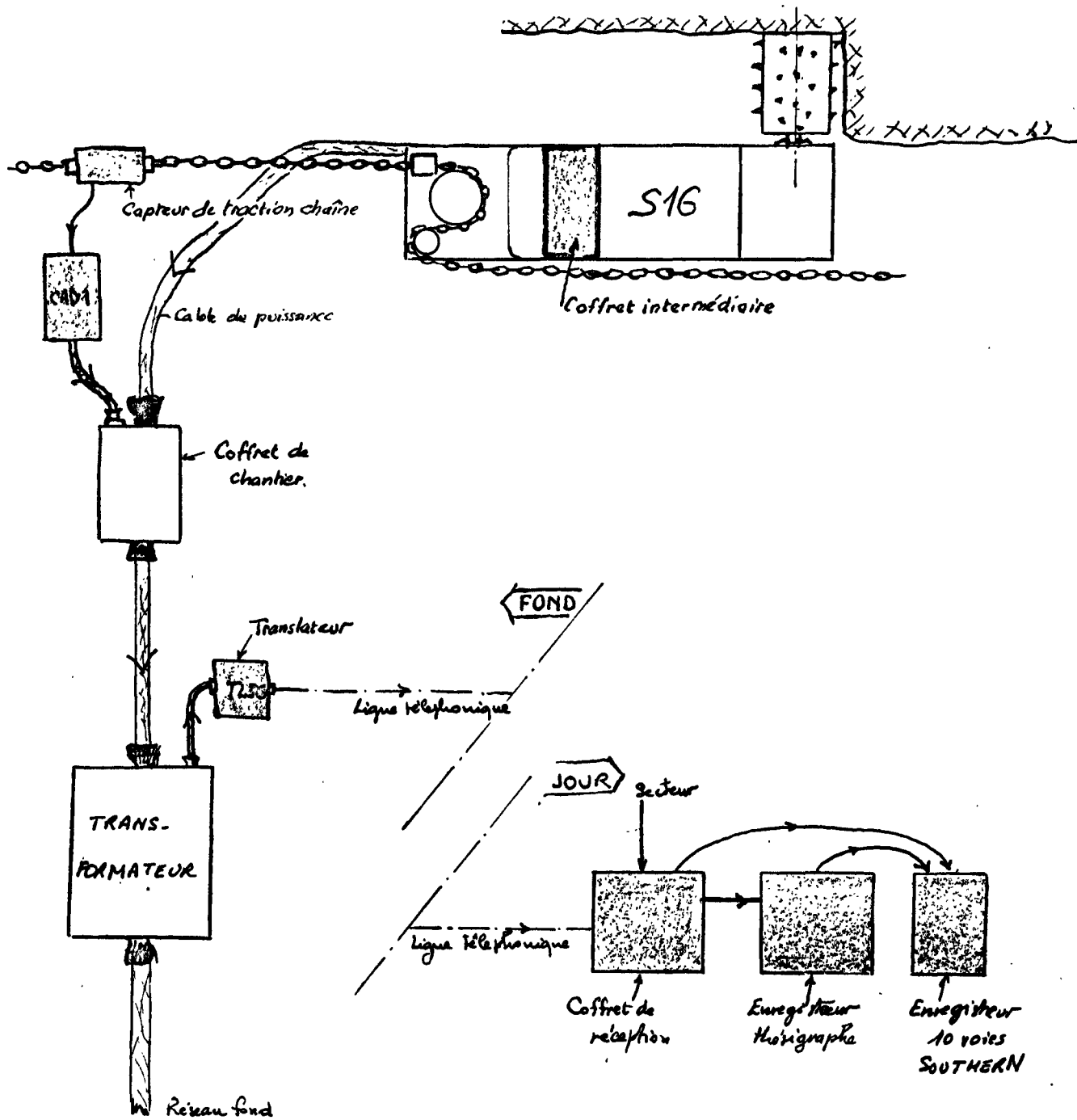


Figure 11

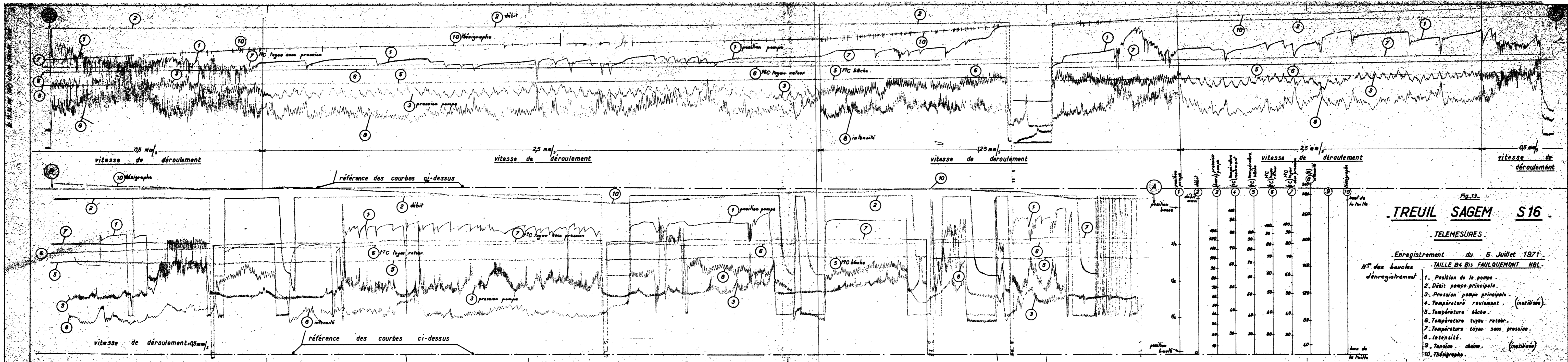
Appareillage pour la détermination du pouvoir de désaération



TELEMESURES S16.

Fig 12: Schéma de disposition des différents éléments de la chaîne de télémesure

B



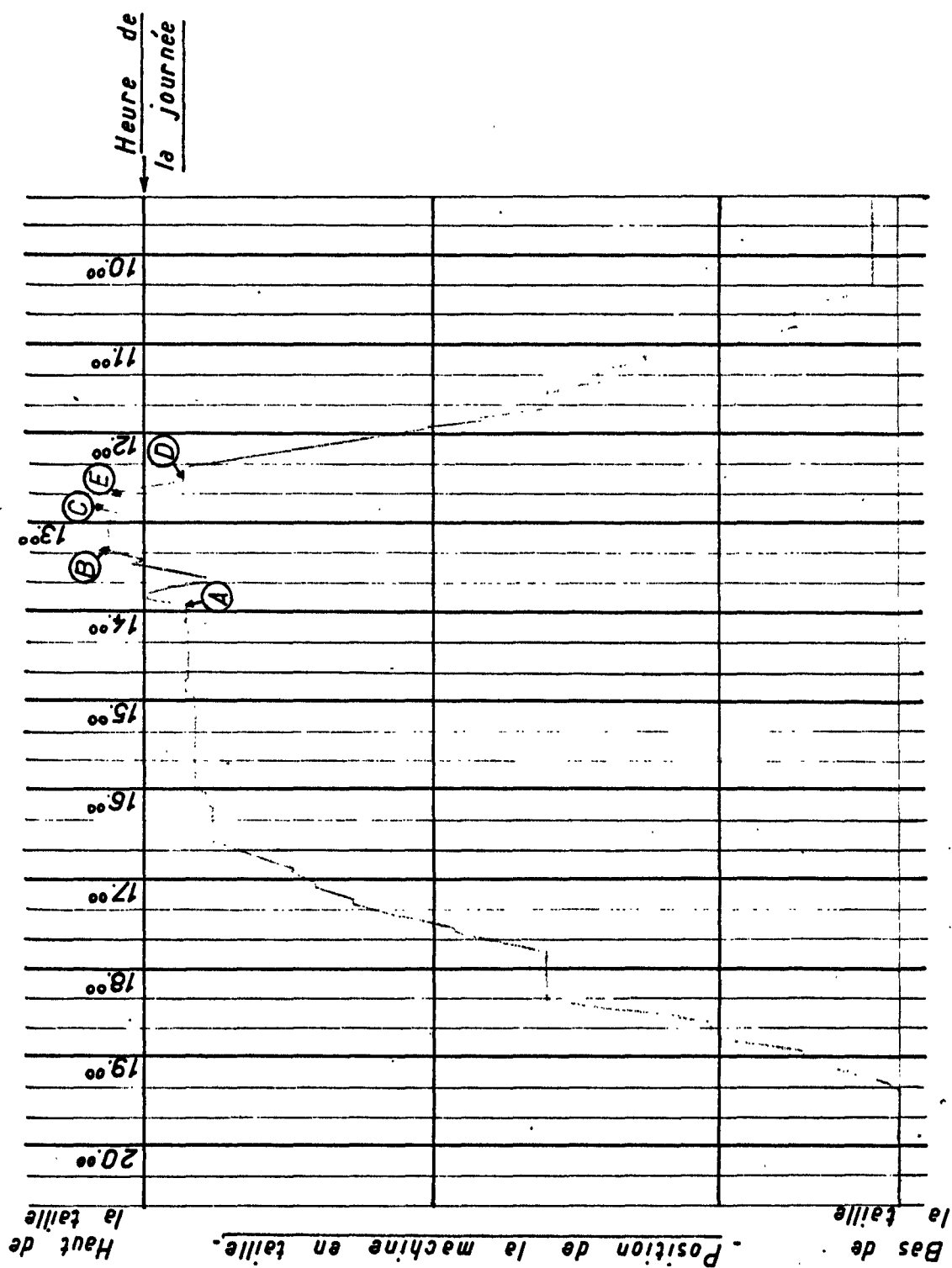


Fig. 14 - ENREGISTREMENT DE THESIGRAPHE du 6 Juillet 1971-

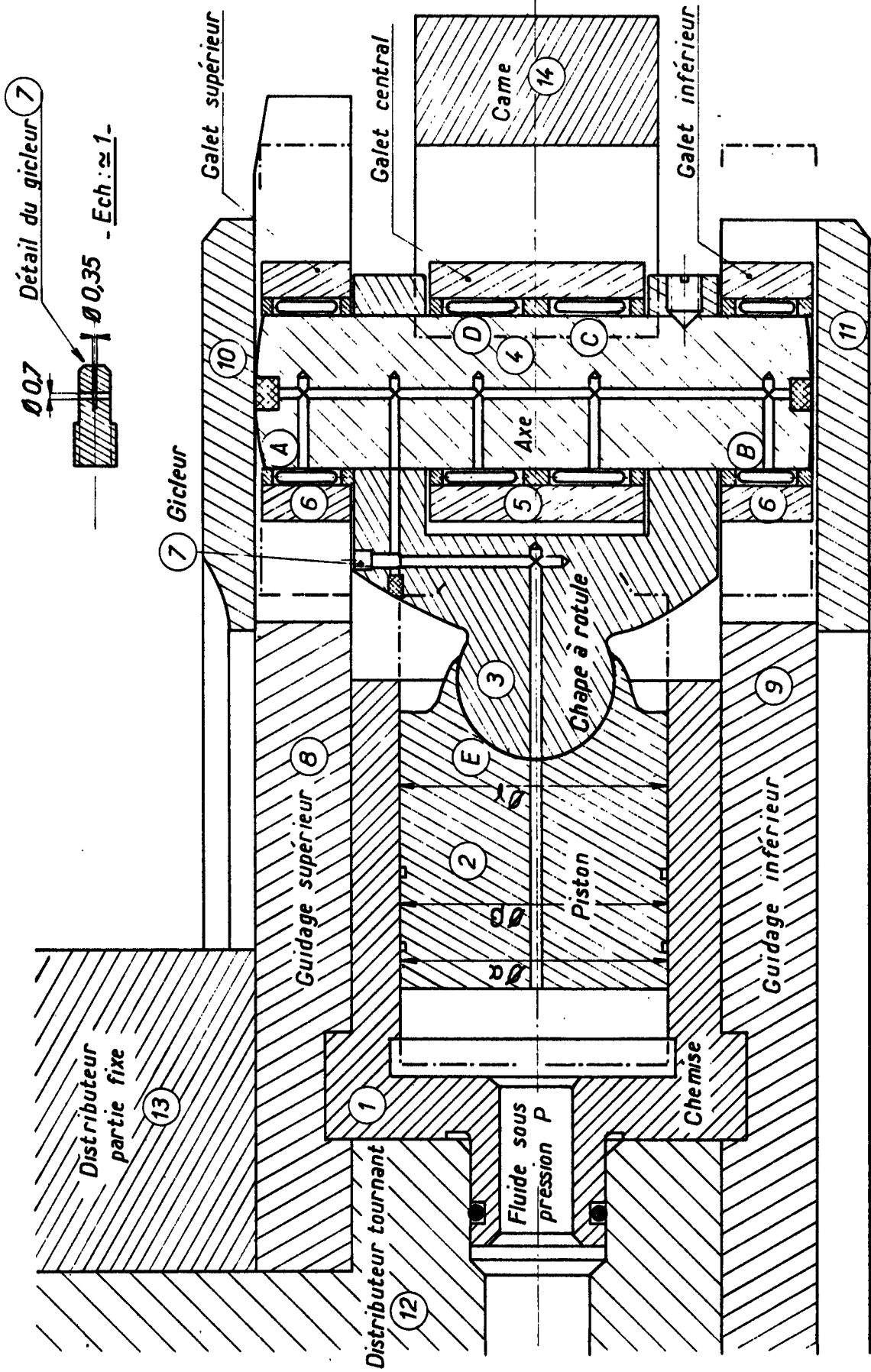


Fig. 15 - COUPE D'UN VERIN DU MOTEUR RADIAL DU TREUIL DE HALAGE S16

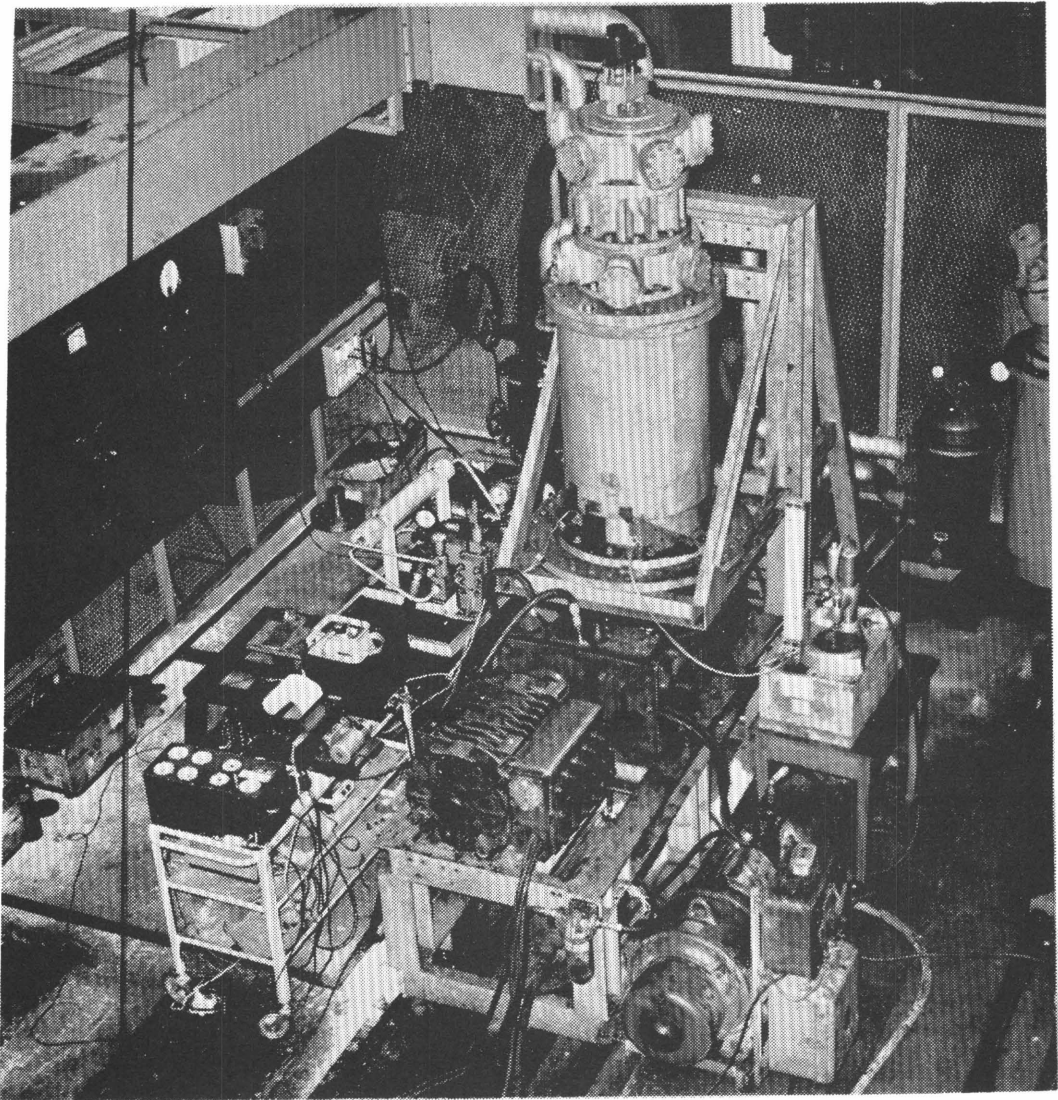


Figure 16

Essai au frein du treuil de S 16

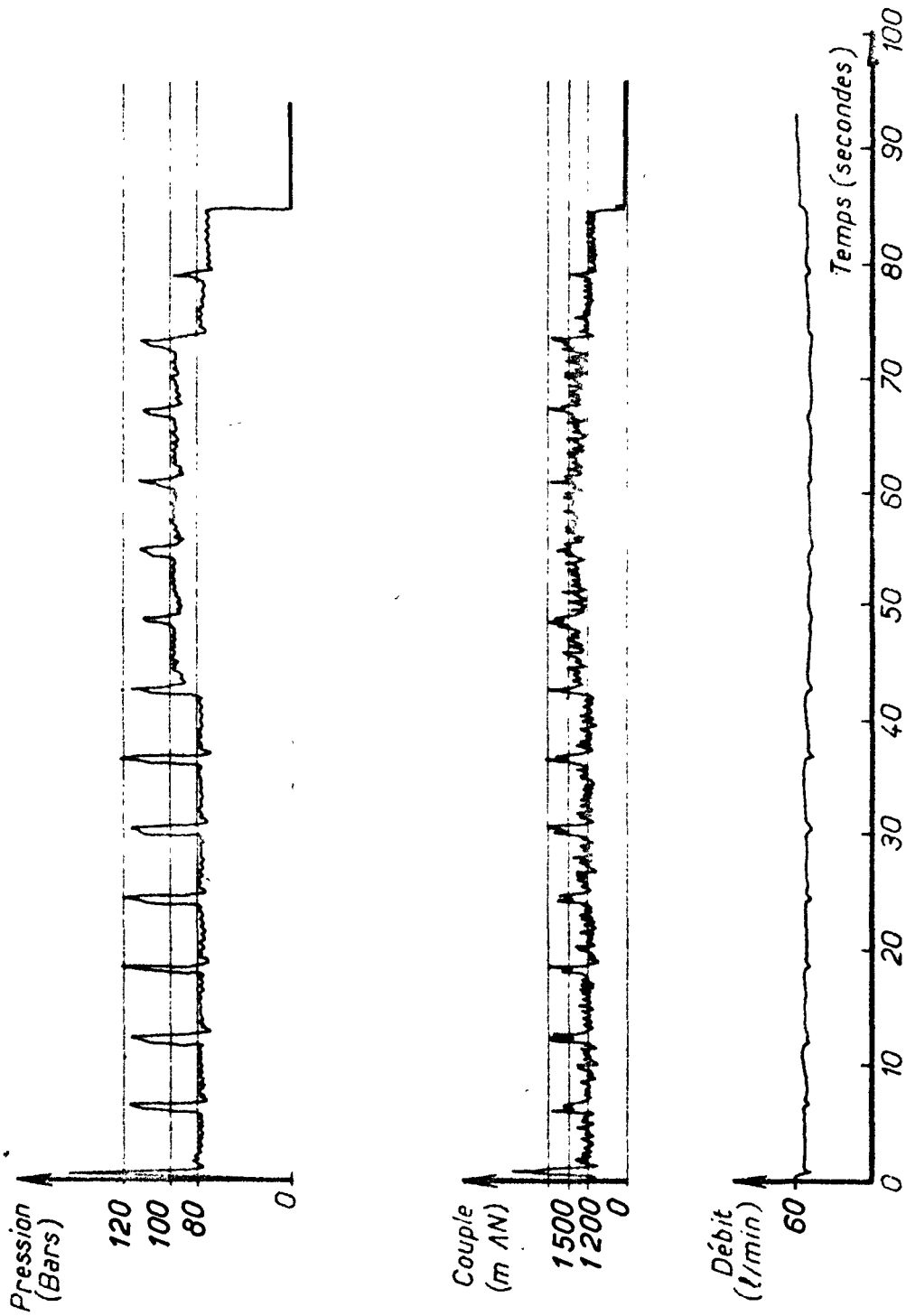


Fig. 17- ENREGISTREMENT DES GRANDEURS CARACTERISTIQUES D'UN MOTEUR LENT SOUMIS A UN CYCLE PROGRAMME SUR FREIN

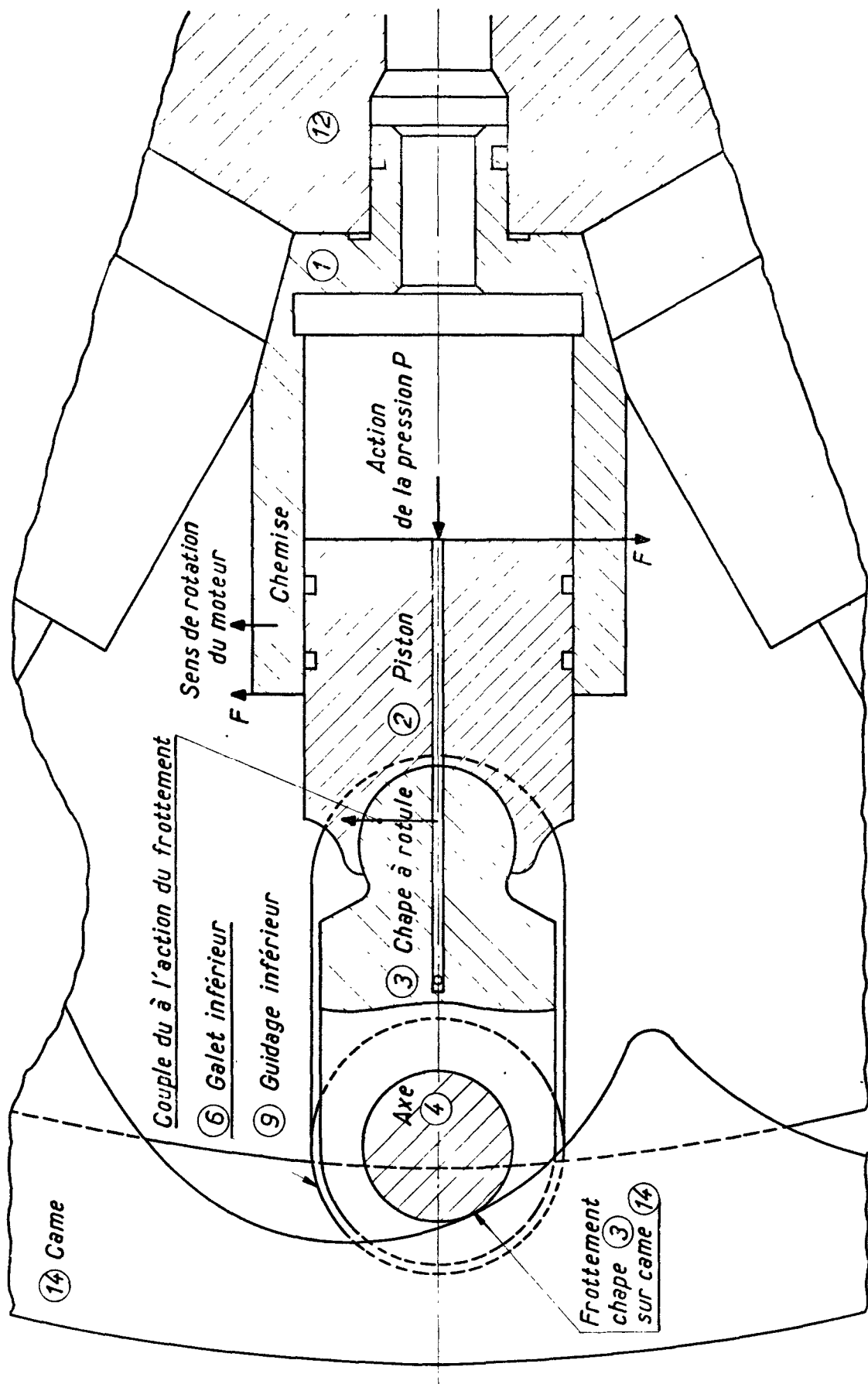
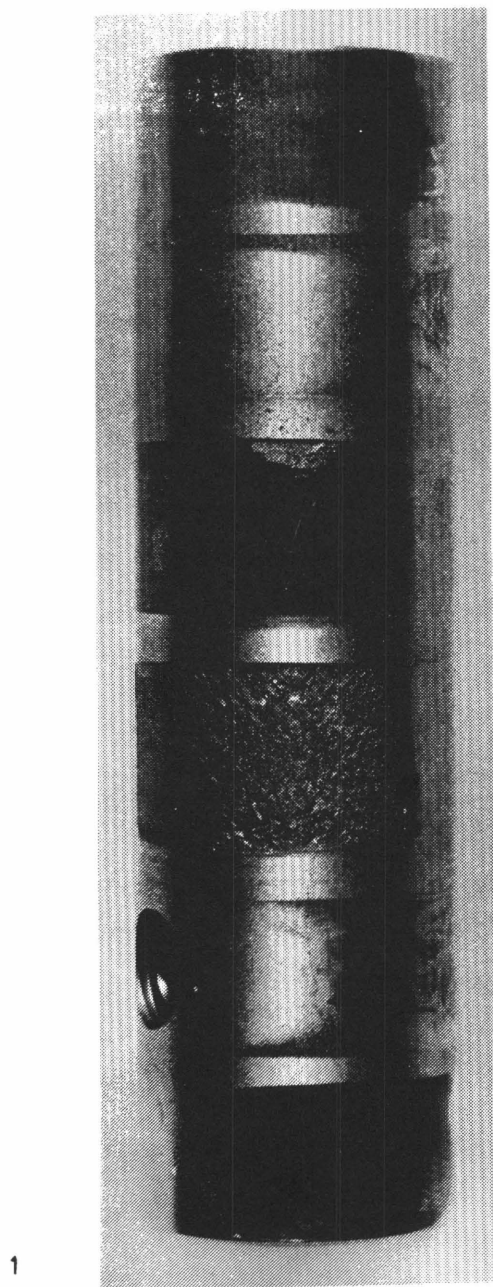


Fig.18.COUBE MONTRANT LE PROCESSUS DE DETERIORATION DE L'ENSEMBLE VERIN AXE N°8



Figure 19

Ensemble piston-cylindre-galet n° 8
détérioré au cours de l'essai



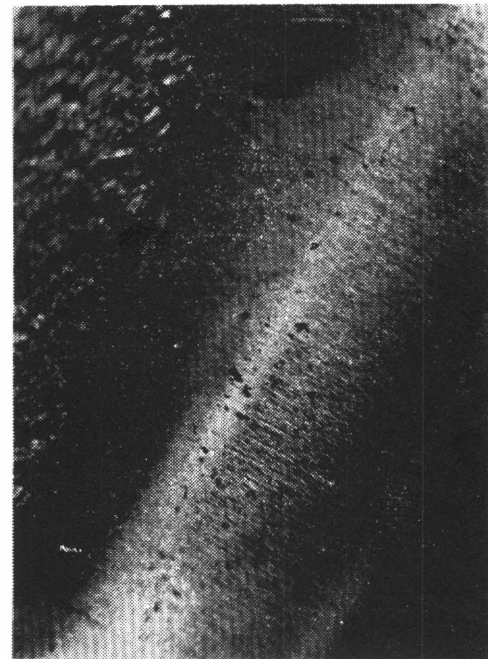
2



x 9

x 2

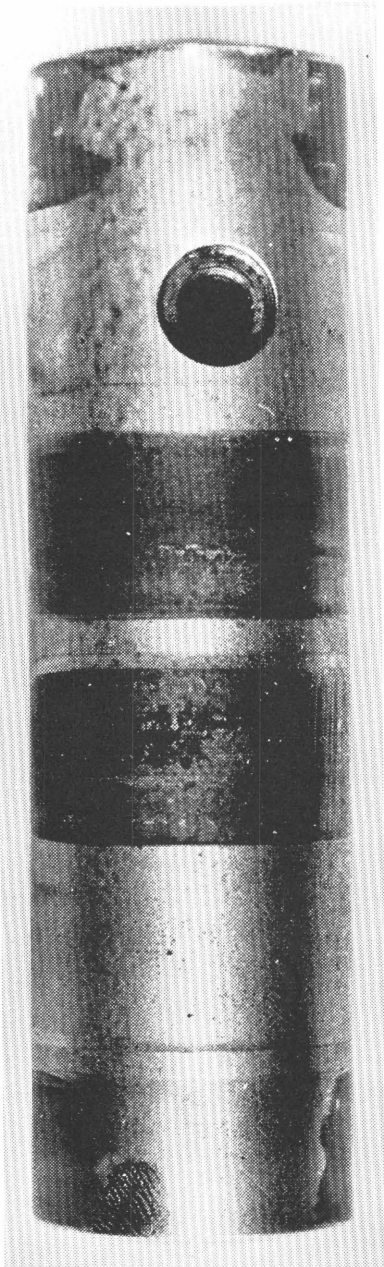
3



x 9

Figure 20

Axe 6 (face écaillée)



1

x 2

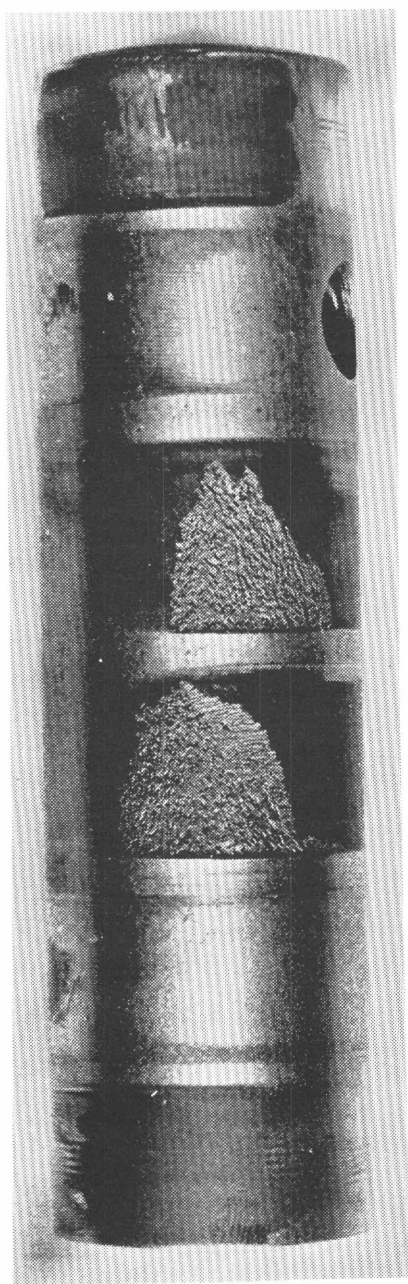


2

x 9

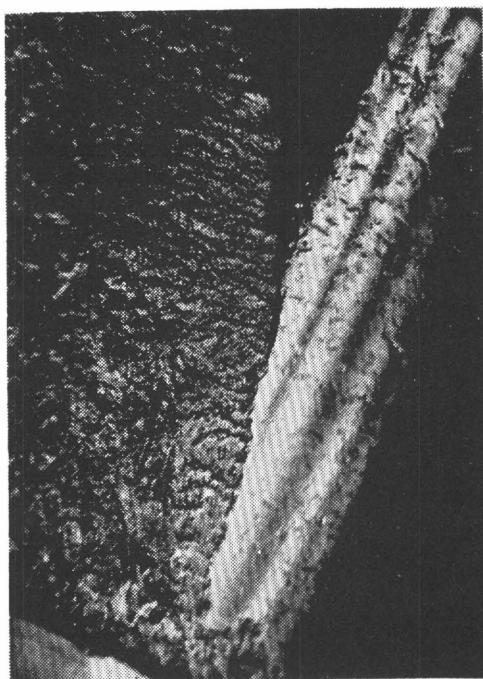
Figure 21

Axe 9 avec piqûres naissantes



1

x 2

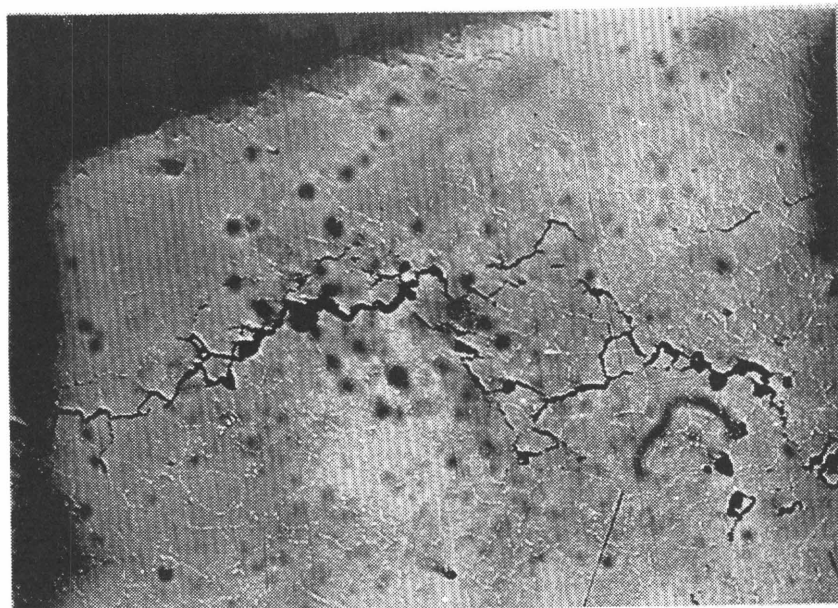


2

x 9

Figure 22

Axe 11 face écaillée



100 μ



Figure 23

Cheminement des fissures dans la zone cimentée

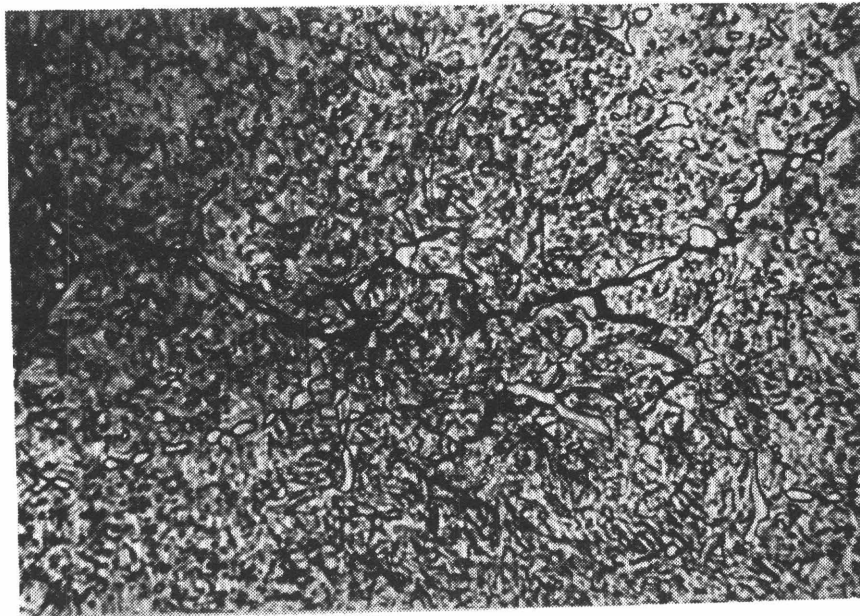
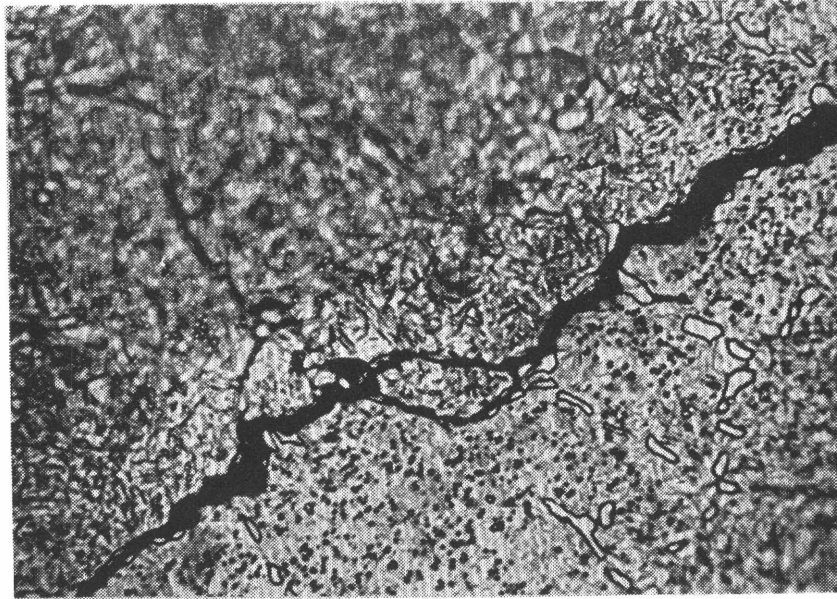


Figure 24

Cheminement des fissures dans la zone cimentée
(attaque nital)

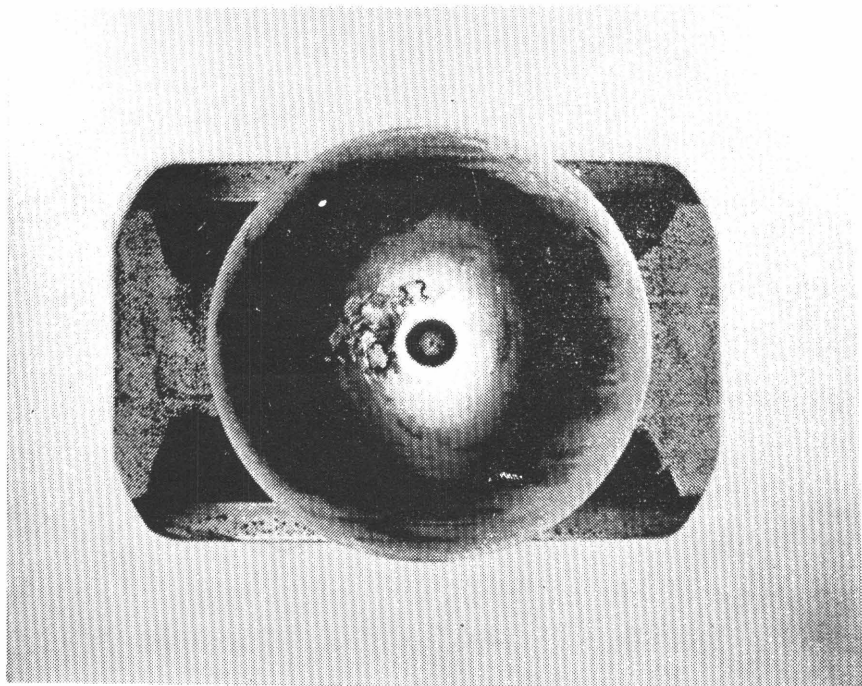


Figure 25

Vues d'une rotule de bielle après 400 heures
d'essai avec polyglycol normal

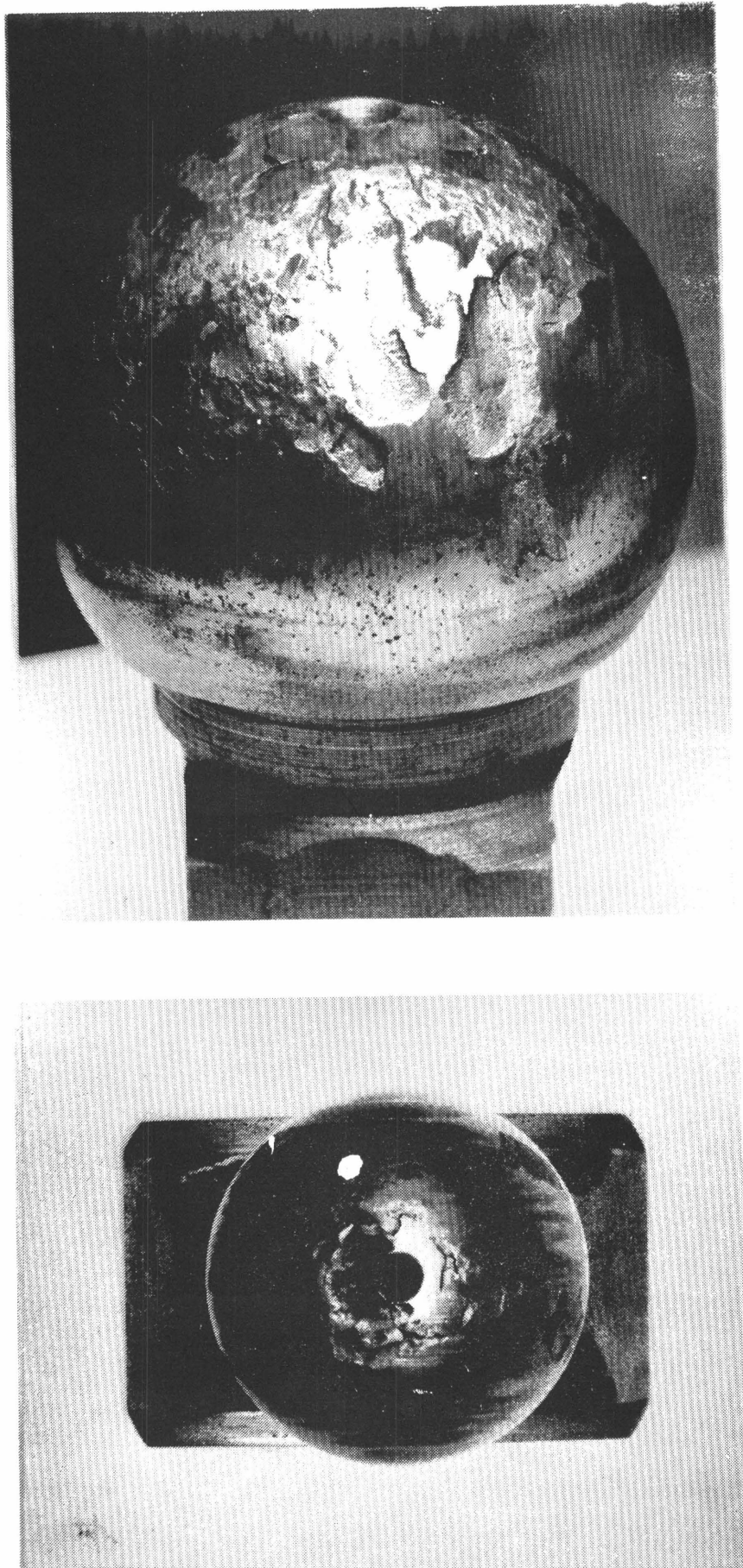


Figure 26

Vues d'une rotule de bielle après 400 heures
d'essai avec polyglycol normal

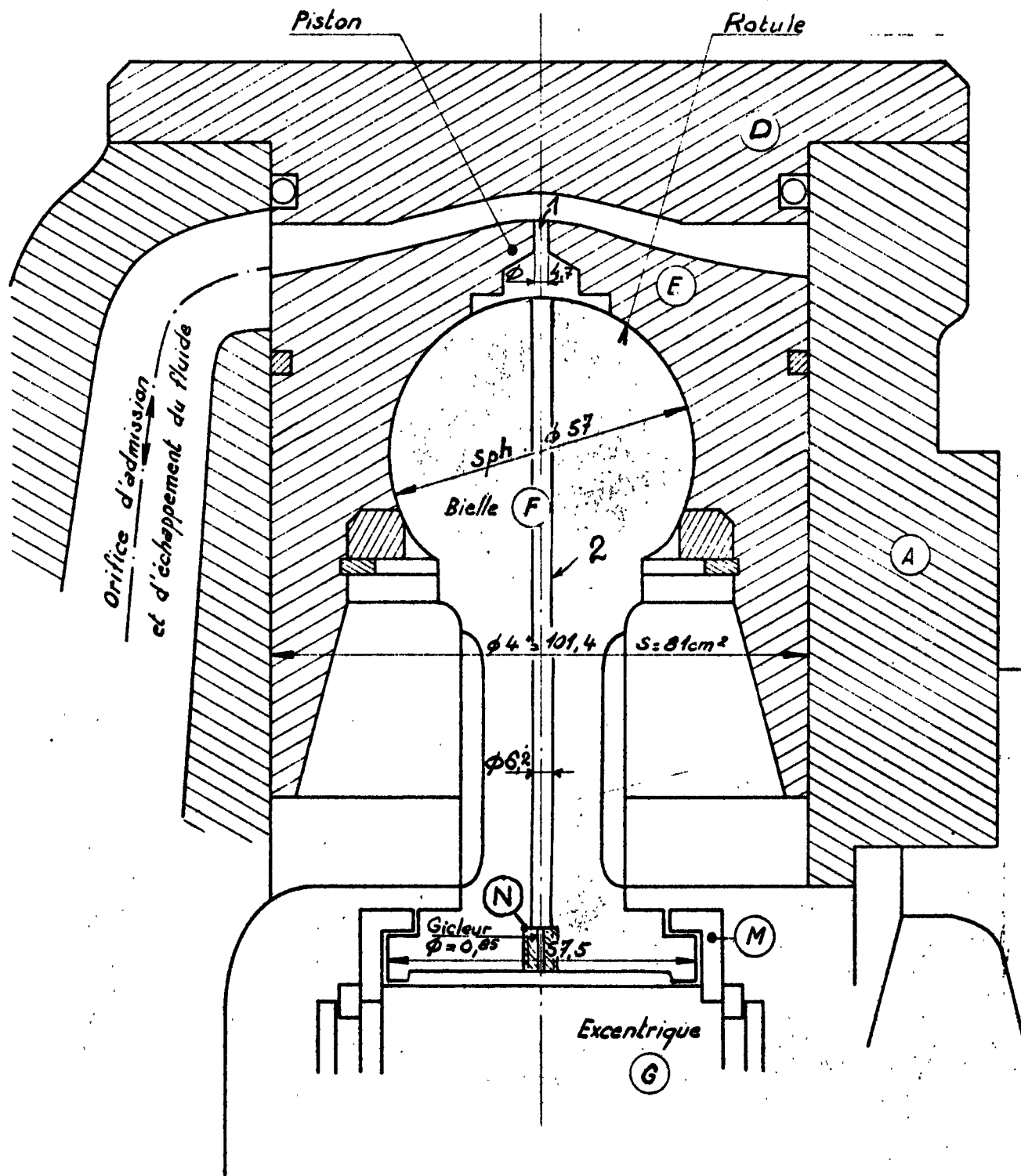


Fig.28. COUPE D'UN CYLINDRE DE MOTEUR STAFFA

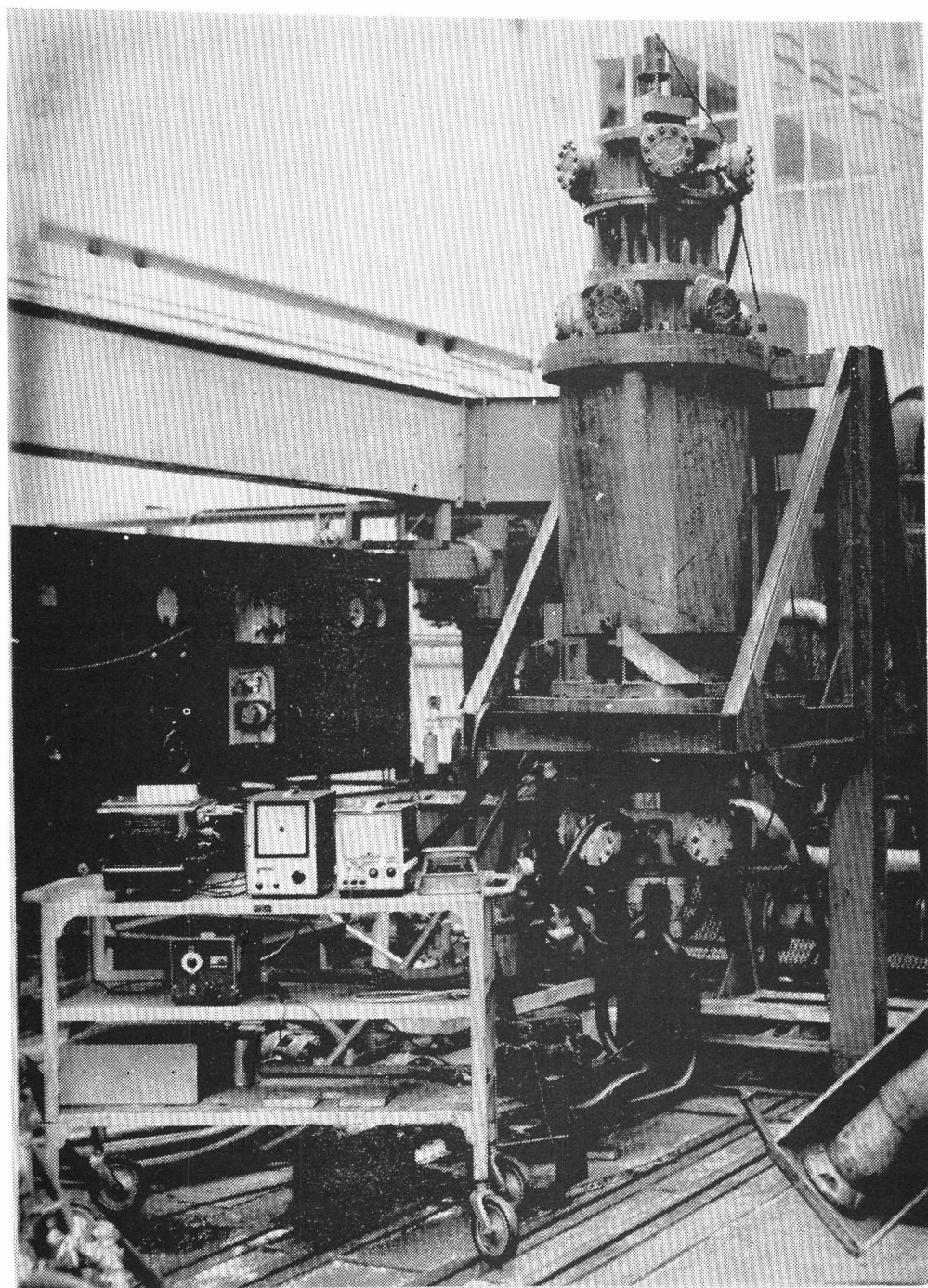


Figure 29

Vue du moteur staffa monté sur le frein

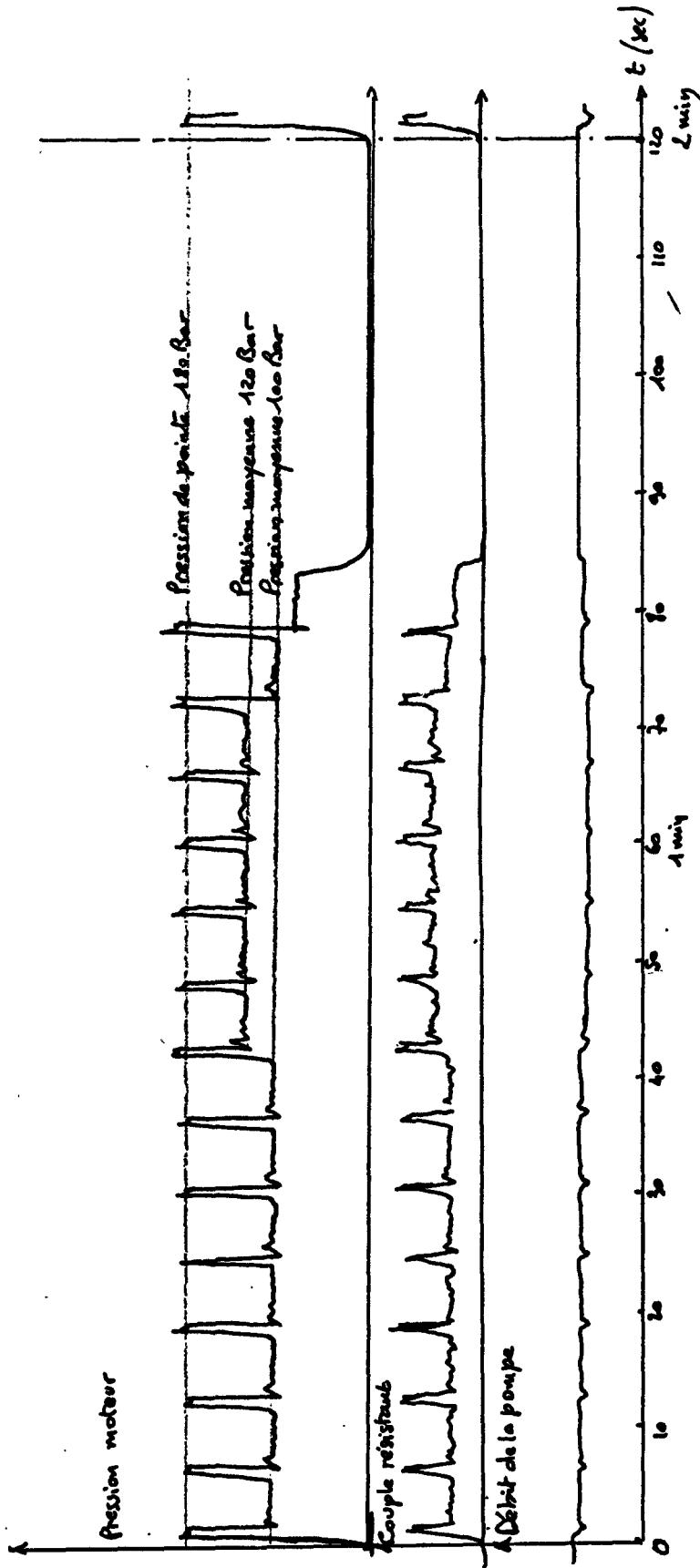


Fig 30: Aspect des enregistrements de la pression, du couple, du débit

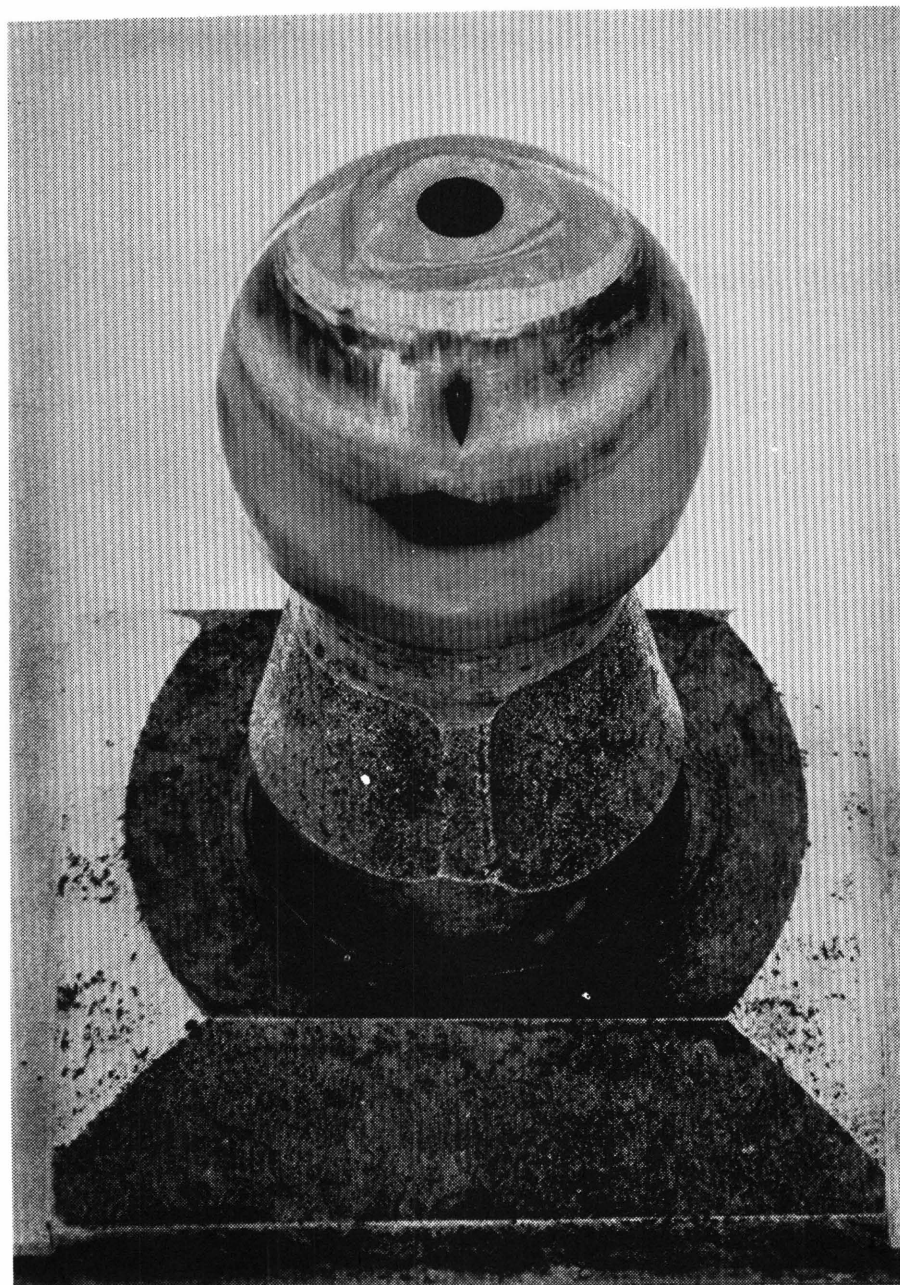


Figure 31

Bielle n° 2 après 57 heures d'essai

- Etat de la rotule
- Traces de corrosion

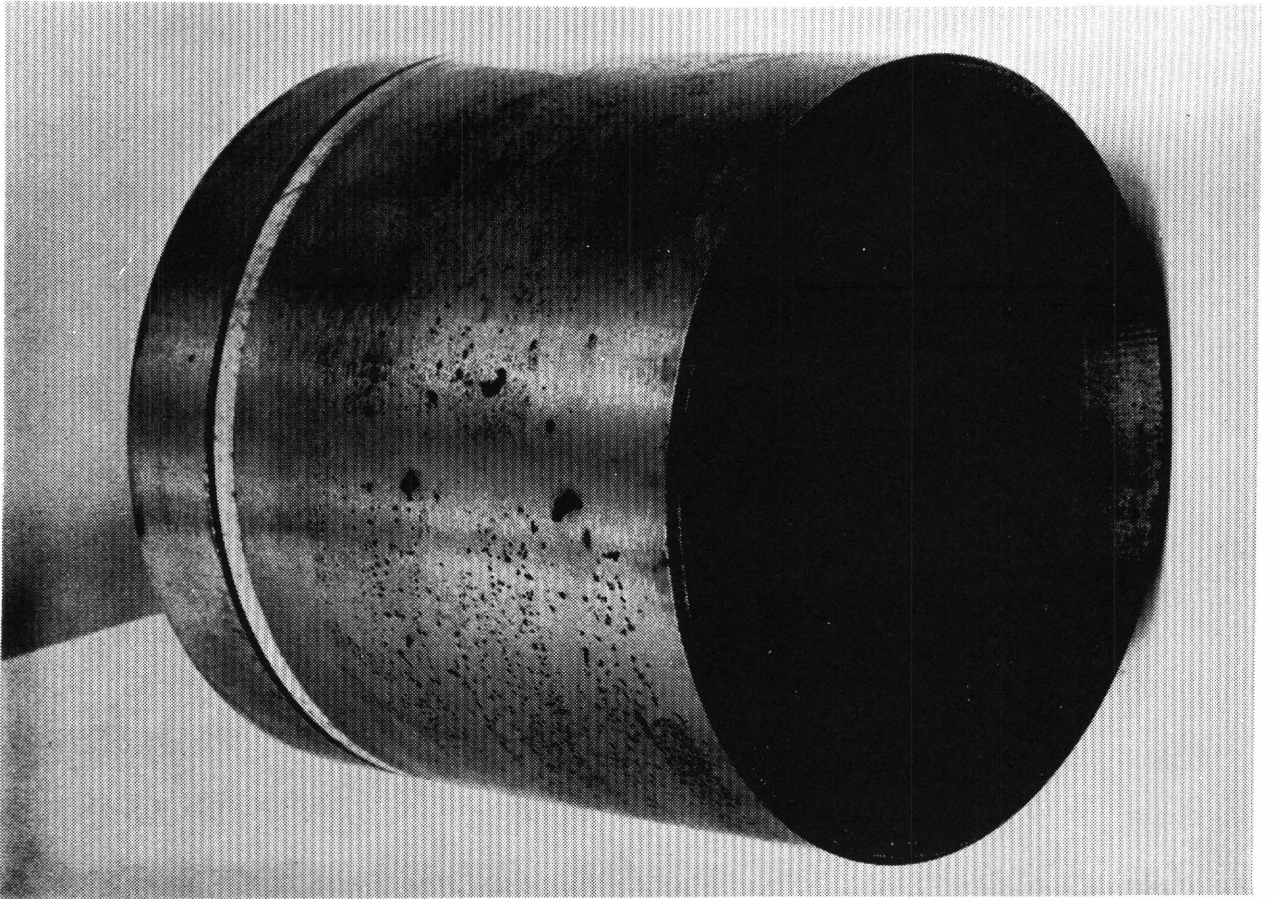


Figure 32

Piston n° 2 après 57 heures d'essai

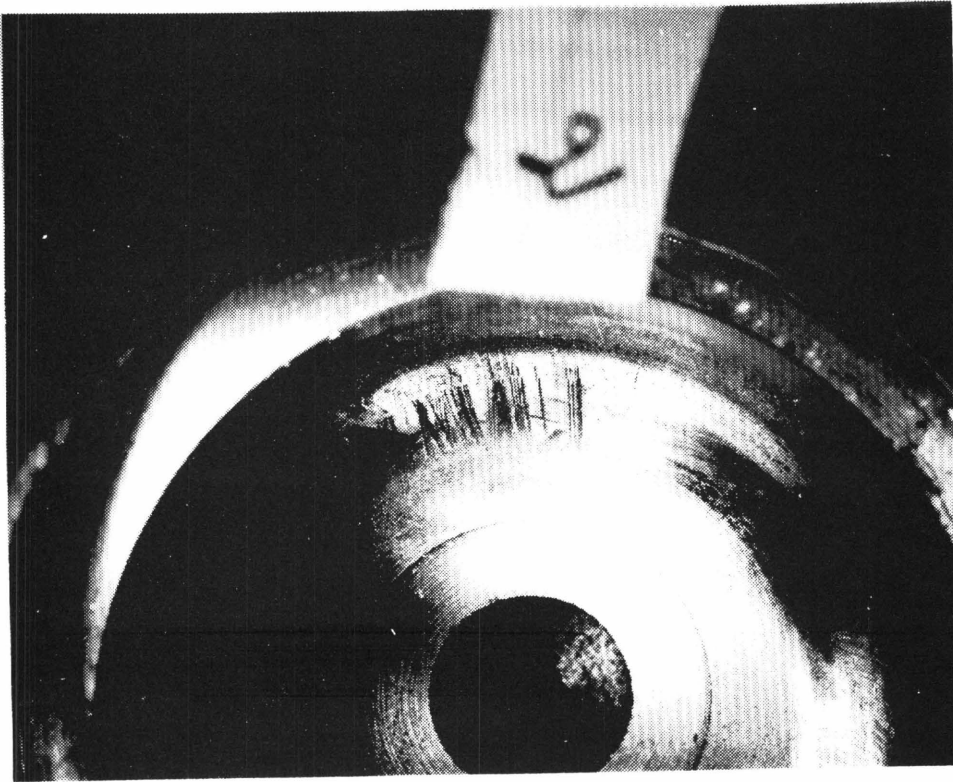


Figure 33

Logement de rotule n° 2 après 797 heures d'essai

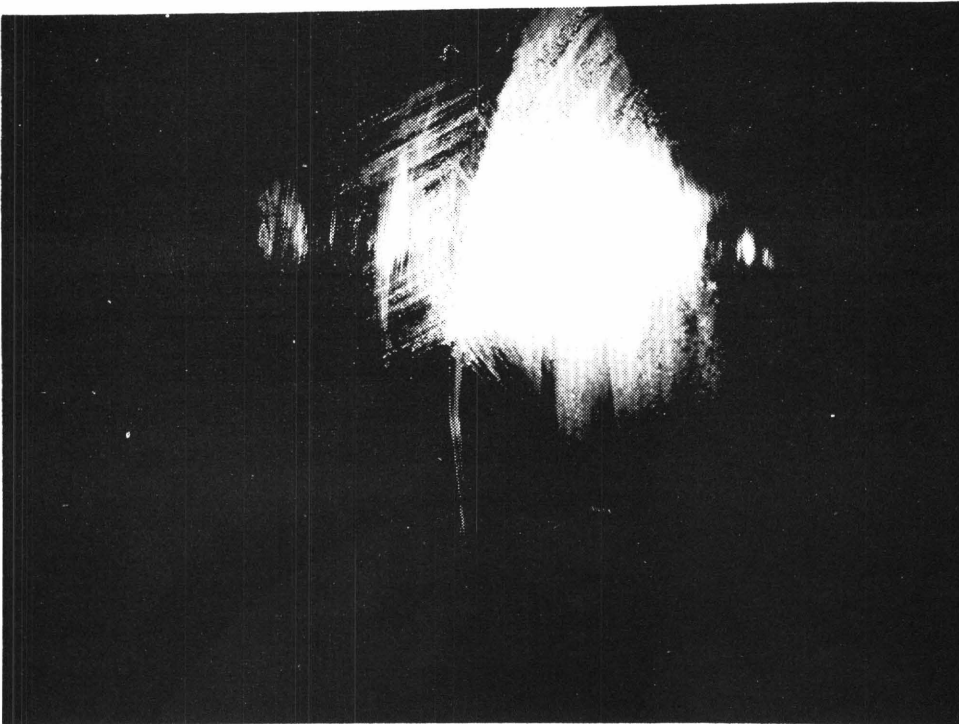


Figure 34

Rotule n° 2 après 797 heures d'essai

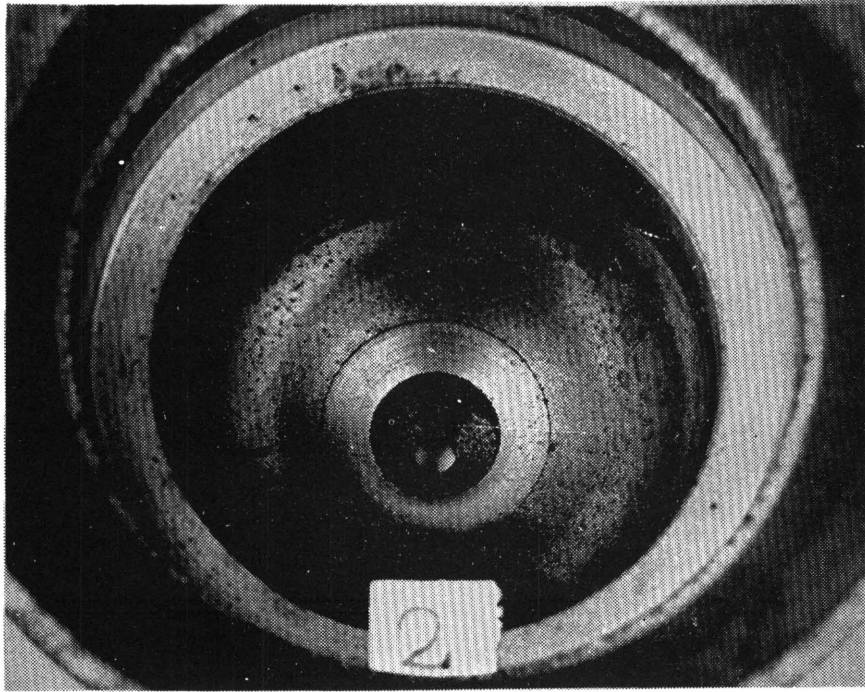


Figure 35

Logement de la rotule n° 2 à la fin de l'essai

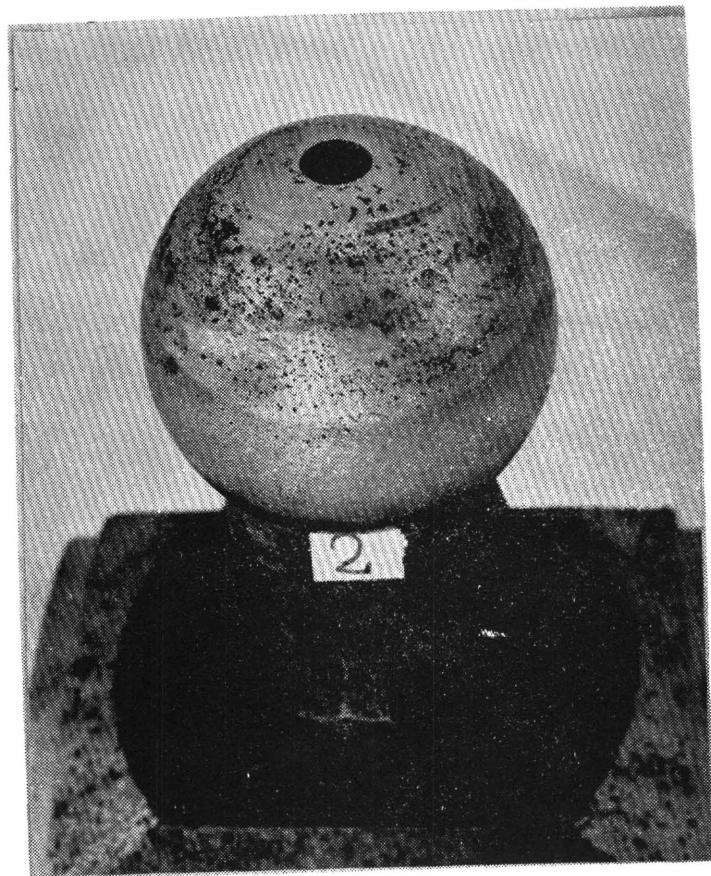


Figure 36

Rotule n° 2 à la fin de l'essai

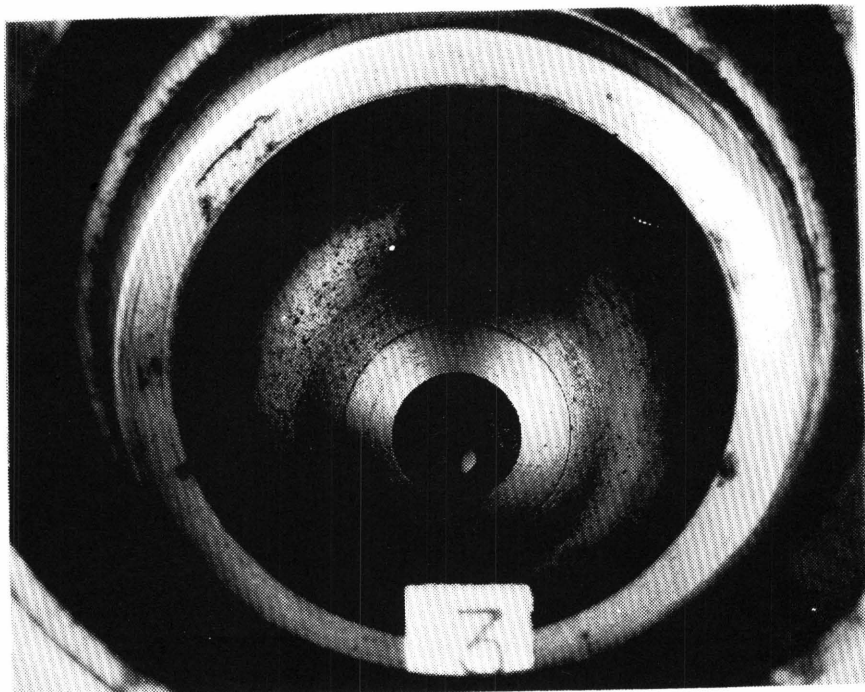


Figure 37

Logement de rotule n° 3 à la fin de l'essai



Figure 38

Rotule n° 3 à la fin de l'essai

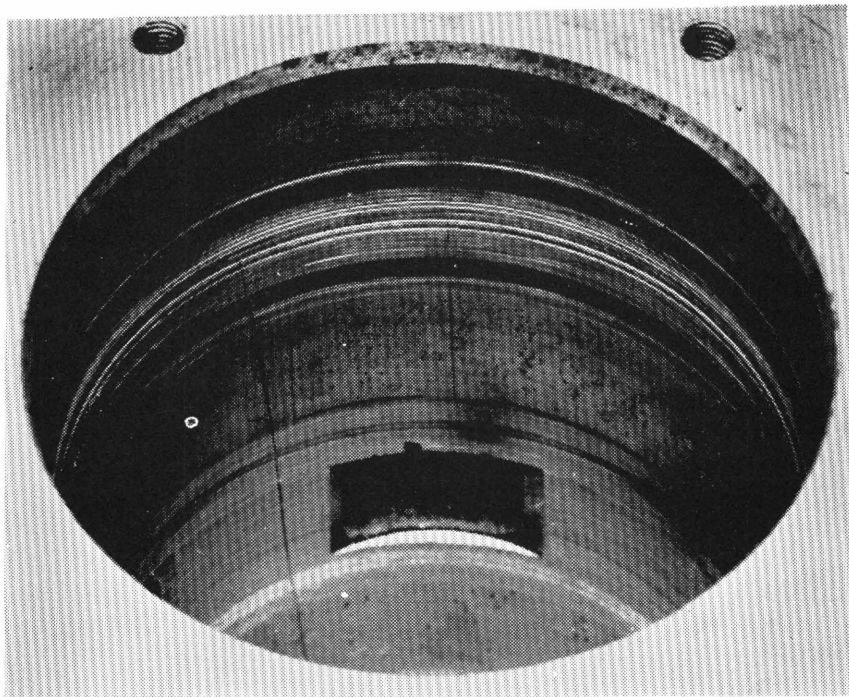


Figure 39

Alésage du distributeur à la fin de l'essai

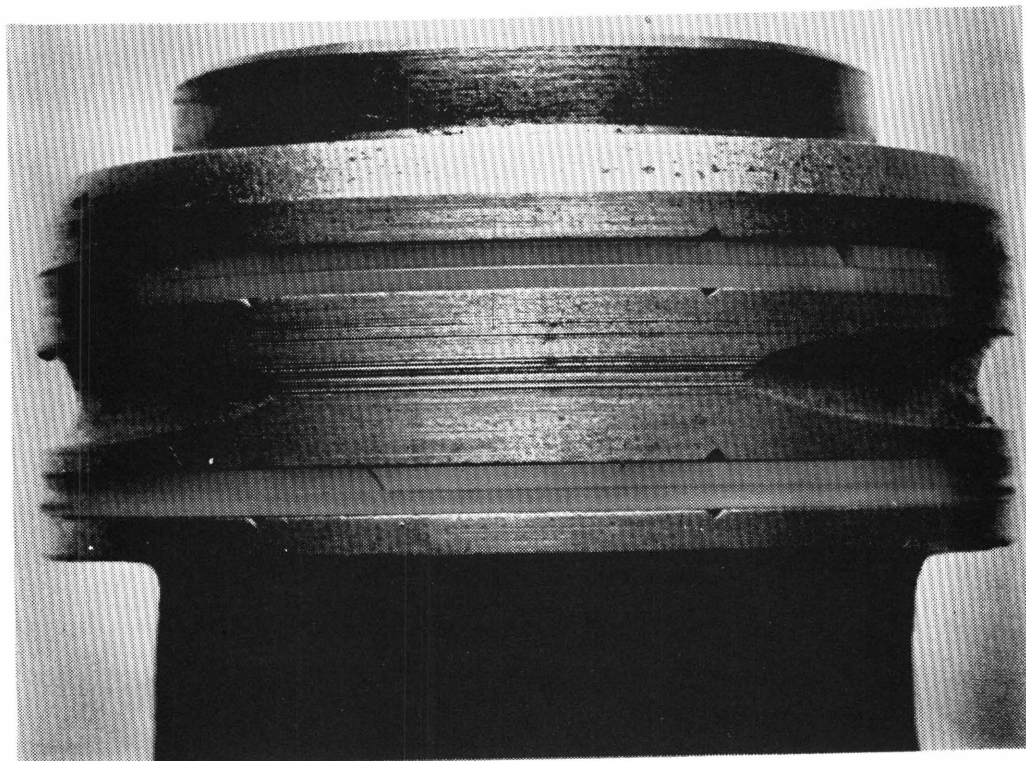


Figure 40

Partie du distributeur à la fin de l'essai

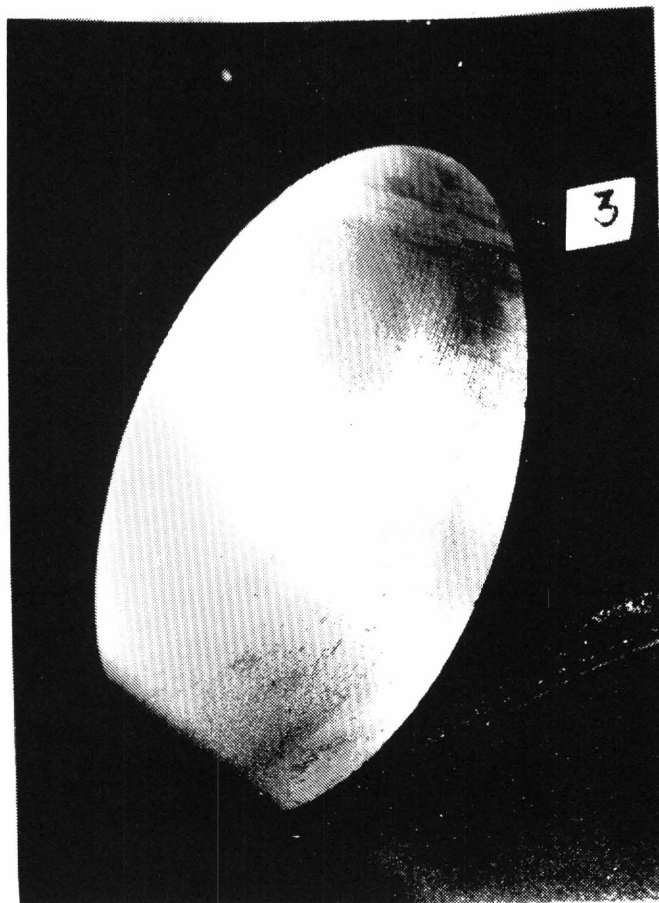


Figure 41 - Alésage n° 3 à la fin de l'essai

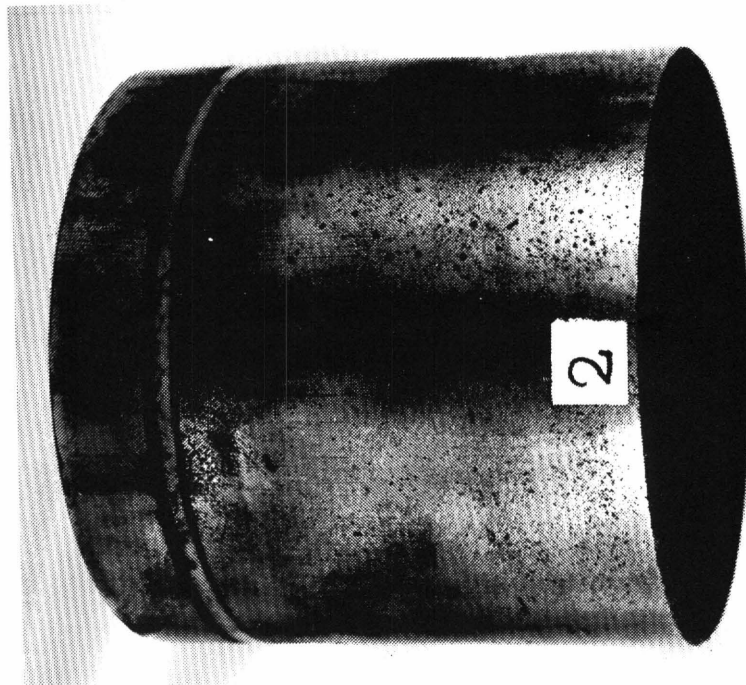


Figure 42

Piston n° 2 à la fin de l'essai

Et 72.75.992 GAR 10.7.72

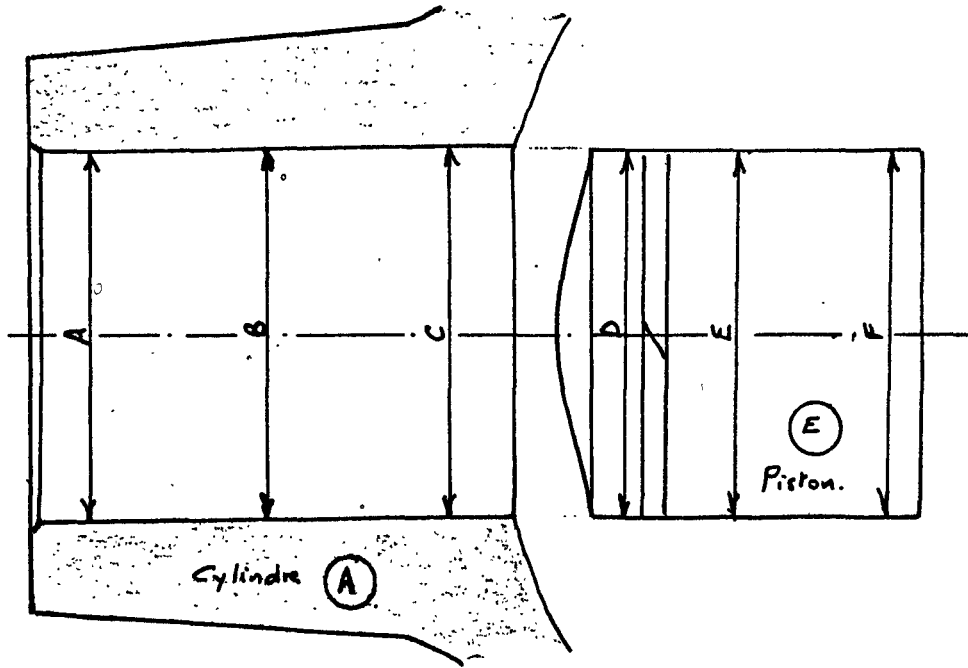


Fig 43 Repérage des cotes des cylindres et pistons.

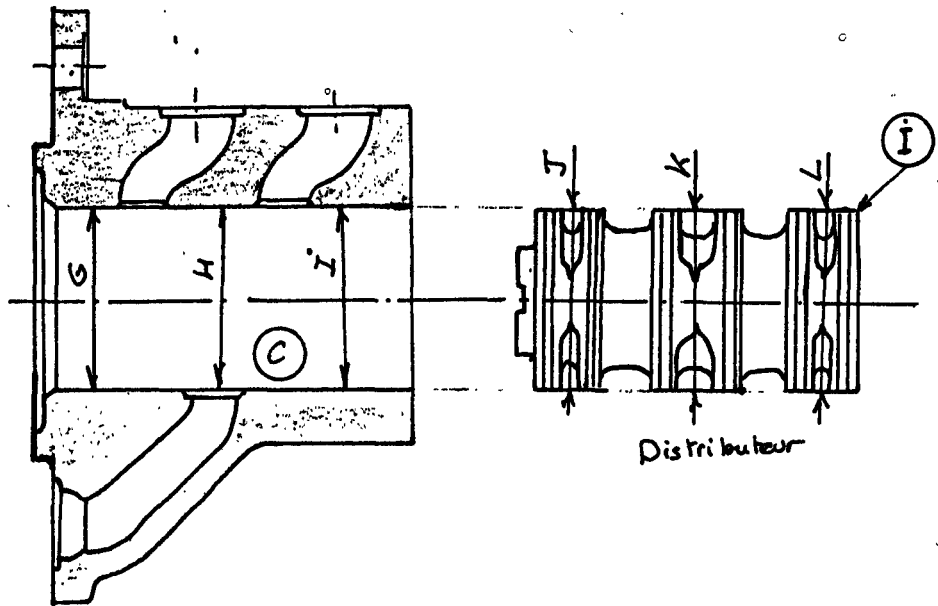


Fig 44 Repérage des cotes du distributeur et de son alésage.

B

ANNEXE 1

Reperage des marques commerciales

- THI 1 A - 1 Castrol S 4157 à 2 %
 2 Castrol S 4157 à 5 %
 3 Shell Dromus 2 %
 4 Shell Dromus 5 %
- THI 2 A - 1 Shell THI 2 A
- THI 4 A - 1 Shell THI 4 A
- THI 2 C - 1 Castrol Hyspin AF 3
 2 Elf Pyrelf C 9
 3 Elf Pyrelf C 12
 4 Naphtachimie Nafic H 402
 5 Shell S 6692
- THI 4 C - 1 Castrol Hyspin AF 1
 2 Elf Pyrelf C 33
 3 Esso EC 3603 A
 4 Houghton Houghtosafe 620
 4* Houghton Houghtosafe copé
 5 Naphtachimie Nafic H 404
 6 Naphtachimie Nafic H 454 - (5*)
 7 Shell S 6694
- THI 8 C - 1 Naphtachimie Nafic H 408
 2 Naphtachimie Nafic H 418 (-1*)
 3 Shell S 6698
 4* Esso EC 3849 (x)
- THI 2 D - 1 Castrol B 460
 2 Elf D 9
 3 Fina Hydran FR 2
 4. Monsanto Pydraul A 200 (= BP S HF 0200)
 5 Shell S 7702
- THI 4 D - 1 Castrol B 461
 2 Castrol B 462
 3 Elf D 12
 4 Fina Hydran FR 4
 5 Monsanto Pydraul 280
 6 Shell S 7014
 7 Shell S 7704
- THI 8 D - 1 Fina Hydran FR 8
 2 Monsanto Pydraul 625
- TH - 1 Esso Teresso 43
 2 Esso Teresso 47
 3 Esso Teresso 56
 4 Shell Tellus 41
 5 Shell S 5987
 6 Shell Tellus 27
 7 Huile glissière
 8 Huile extreme pression pour réducteur

* produit dopé

x n' a pas été soumis à la procédure d'admission

ANNEXE 2

Essais sur machine à 4 billes

	Charge de soudure (kg)	Charge moyenne corrigée (kg)	Charge moyenne corrigée avant grippage (kg)
THI 1 A - 1	100	17,68	22,12
2	100	18,07	20,98
3	110	17,10	21,48
4	115	22,67	26,88
THI 2 C - 1	130	28,57	14,37
2	130	25,47	20,91
4	170	30,59	30,34
5	140	29,11	29,71
THI 4 C - 1	130	37,02	34,97
3	130	30,73	28,69
4	140	30,36	22,26
4 *	150	32,48	25,08
5	160	35,49	16,55
6 (5*)	150	35,08	26,80
7	130	26,65	28,02
THI 8 C - 1	160	33,47	28,26
2 (1*)	170	49,96	30,30
3	130	25,26	26,10
THI 2 D - 1	200	45,49	26,15
3	230	53,01	55,78
4	200	48,56	26,95
THI 4 D - 1	170	40,21	27,27
2	190	45,69	29,44
4	220	51,33	27,30
5	210	57,36	57,36
6	190	39,14	40,75
THI 8 D - 1	190	45,12	36,77
TH 1	120	16,89	21,05
2	150	16,43	18,74
3	160	19,24	22,74
8	200	35,35	30,00

* Produit dopé

A N N E X E 3

Essais d'usure sur machine 4 billes

		<u>30 daN</u>	<u>80 daN</u>
THI 1 A	1	0,81	5,33
	2	0,74	4,41
	3	0,73	4,93
	4	0,64	4,15
THI 2 C	1	0,99	1,53
	2	1,49	1,92
	4	1,58	1,55
	5	0,91	1,67
THI 4 C	1	0,87	0,98
	3	1,07	0,85
	4	1,13	3,15
	4 *	0,99	3,00
	5	1,34	1,38
	6 (5*)	0,98	1,05
	7	0,96	1,74
THI 8 C	1	1,25	1,43
	2 (1*)	0,94	0,92
	3	0,76	1,25
	4 (*)	0,90	
THI 2 D	1	0,53	1,09
	3	0,54	0,99
	4	0,39	0,91
THI 4 D	1	0,51	1,24
	2	0,53	0,92
	4	0,56	1,07
	5	0,64	1,36
	6	0,60	1,28
THI 8 D	1	0,52	0,90
TH	1	0,79	2,60
	2	0,81	2,88
	3	0,76	2,54
	8	0,60	1,49

* fluide dopé

Usuromètre charge 1,600 kg 2000 cycles

Résultats d'essais : dimensions de l'empreinte (mm)

		Laiton-acier	1 Acier-acier *	2 Acier-acier *	Bronze-acier	Aluminium-acier
THI 1 A	3	2,80	1,55	0,98	1,89	2,72
THI 2 A	1	4,20	0,98	1,12	2,18	3,25
THI 4 A	1	4,06	1,43	1,15	2,30	3,19
THI 2 C	1	3,45	1,66	1,80	2,89	5,46
	5	2,88	1,38	2,10	1,87	3,15
THI 4 C	1	3,36	1,68	1,75	2,92	4,68
	2	2,62	1,21	1,53	1,77	1,36
	4	2,56	1,56	1,44	1,81	3,64
	5	3,15	1,48	1,63	2,79	4,92
	6 (5*)	3,04	1,52	1,69	2,70	3,69
	7	2,79	1,45	1,92	2,52	3,13
THI 8 C	2	2,88	1,02	1,29	1,89	3,64
	3	3,07	1,30	1,71	1,96	3,34
THI 2 D	1	2,68	1,12	1,24	1,72	5,08
	3	1,86	0,85	1,09	1,86	3,90
	4	2,71	0,91	1,24	2,37	4,92
THI 4 D	1	2,10	1,02	1,12	1,90	3,54
	2	2,00	0,90	0,99	1,32	1,63
	3	2,59	2,08	2,38	2,41	5,65
	4	2,46	1,11	1,23	1,84	3,12
	5	2,70	1,17	1,33	2,31	5,01
	6	2,68	1,26	1,08	1,99	4,42
THI 8 D	1	1,27	0,54	0,81	1,50	1,96
TH	2	2,03	0,52	0,54	0,77	1,26
	6	2,04	0,40	0,52	0,73	1,24
	8	0,64	0,38	0,46	0,55	0,66

* { Acier 1 : dureté 81 Kg/mm²
 Acier 2 : dureté 51 Kg/mm²

a N N E X E 5

Propriétés superficielles :

- Angle de contact (en degrés) mesuré 5 minutes après le dépôt de la goutte

(Métal : acier poli)

- Tension superficielle

— oOo —

		Angle de contact (degrés)	Tension superficielle (dynes/cm)
THI 1 A	- 1	38,0	33,5
	2	30,0	
	3	60,0	
	4	38,0	
THI 2 C	- 1	30,2	35,8
	4	43,2	32,5
	5	36,2	36,5
THI 4 C	- 1	30,8	34,4
	3	28,8	
	4	39,0	
	5	40,8	32,5
	6 (5*)	32,4	32,3
	7	36,0	36,2
THI 8 C	- 1	40,4	28,6
	2 (1*)	25,8	28,5
	3	32,2	37,3
	4 (*)	31,4	
THI 2 D	- 3	33,6	43,5
	4	30,0	35,4
THI 4 D	- 4	35,0	43,6
	6	30,6	40,6
THI 8 D	- 1	50,0	
TH	1	24,4	33,4
	5	25,8	

* fluide dopé

A N N E X E 6

Appréciation de l'onctuosité - Stick Slip Test

			<u>fs</u>	<u>fc</u>	<u>k = fs/fc</u>	
THI 1 A	1	1	0,174	0,172	1,014	S0
		2	0,169	0,168	1,007	S0
		3	0,181	0,178	1,014	S0
		4	0,160	0,160	1,000	0
THI 2 A	1	0,162	0,162	1,000	0	
THI 4 A	1	0,111	0,112	0,992	0	
THI 2 C	1	1	0,391	0,236	1,65	S
		1*	0,272	0,205	1,326	S
		4	0,289	0,268	1,077	S
		5	0,364	0,201	1,816	S
THI 4 C	1	1	0,401	0,215	1,860	S
		1*	0,215	0,166	1,295	
		3	0,252	0,190	1,327	S
		4	0,216	0,191	1,129	S
		4*	0,174	0,172	1,014	S0
		5	0,268	0,201	1,331	S
		6 = 5*	0,214	0,201	1,066	S
7	0,345	0,224	1,671	S		
THI 8 C	1	1	0,320	0,252	1,267	S
		2 = 1*	0,195	0,197	0,989	0
		3	0,359	0,235	1,524	S
		4	0,146	0,142	1,023	S0
THI 2 D	1	1	0,272	0,165	1,646	S
		3	0,246	0,168	1,462	S
		4	0,206	0,150	1,379	S
THI 4 D	1	1	0,210	0,185	1,133	S
		2	0,238	0,209	1,138	S
		4	0,255	0,176	1,448	S
		5	0,181	0,165	1,098	S
		6	0,289	0,193	1,496	S
THI 8 D	1	0,216	0,233	1,136	S	
TH	1	1	0,258	0,214	1,205	S
		2	0,226	0,185	1,222	S
		3	0,259	0,145	1,327	S
		4	0,258	0,192	1,345	S
		5	0,165	0,159	1,037	S
		6	0,240	0,191	1,26	S
		7	0,076	0,089	0,849	0
		8	0,156	0,151	1,033	S0

S = saccadé

0 = onctueux

S/0 = semi-onctueux

* = produit dopé

Essais de roulements sur machine 4 billes - Durées de vie obtenues pour différents fluides hydrauliques
(classement par durée croissante.)

A sec	Eau distillée	TH - 2	THI 4 C 1	THI 4 C 5	THI 4 C 6	THI 4 C 7	THI 4 D - 4	THI 4 D - F
1' 45"	3' 20	2 h 08'	1 h 22'	1 h 18'	2 h 06'	1 h 12'	24'	53'
1' 45"	5'	2 h 10'	1 h 36'	1 h 26'	2 h 06'	1 h 24'	27'	60'
1' 50"	6' 15	2 h 23'	1 h 42'	1 h 36'	2 h 15'	1 h 24'	30'	1 h 01'
1' 50"	7' 15	2 h 42'	1 h 45'		2 h 18'	1 h 27'	30'	1 h 02'
	8' 15	3 h 09'	1 h 45'		2 h 28'	1 h 36'	30'	1 h 02'
	11'	3 h 15'	2 h		2 h 30'	1 h 43'	31'	1 h 14'
	15'	3 h 17'	2 h 10'		2 h 48'	1 h 46'	31'	1 h 19'
		3 h 23'	2 h 12'		3 h 27'	1 h 54'	59'	1 h 29'
		3 h 35'	2 h 30'		3 h 54'	2 h 42'	60'	1 h 39'
			2 h 48'			3 h 22'	1 h 04'	1 h 59'
							1 h 04'	3 h 06'
							1 h 10'	3 h 07'
							1 h 12'	3 h 28'
							1 h 18'	
							1 h 58'	
							2 h 12'	
							2 h 12'	
							3 h 04'	
							3 h 27'	
L 50 : 1' 45"	7'	2 h 50'	2 h	1 h 25'	2 h 45'	1 h 50'	1 h 15'	1 h 40'
L 10 : 1' 40"	3'	2 h 10'	1 h 20'	1 h 10'	1 h 55'	1 h	25'	50'

ANNEXE 8Corrosion en phase vapeur

		Pourcentage de surface oxygénée	Nombre de points	
			Cratères	Auréoles
THI 1 A	1	5 %		
	3	31 %		
	4	26 %		
THI 2 C	1	0,3 %	54	9
	1*	0,1 %	38	13
	4	0,1 %	27	10
	5	0,1 %	31	17
THI 4 C	1	< 0,1 %	5	4
	1*	< 0,1 %	17	6
	5	< 0,1 %	7	2
	6 (5*)	0	0	0
	7	< 0,1 %	11	10
THI 8 C	2	0	0	0
	3	0,1 %	5	6
THI 2 D	4	0	0	0
TH	2	0	0	0
	4	0	0	0
	6	0	0	0

Action des inhibiteurs
Surface oxydée en %

	fluide seul	fluide + I1	fluide + I2
THI A - 1	5	0,3	0,3
4	26	5	10,4

I 1 inhibiteur n°1 = NORUST 720 des Ets PIERREFITTE Auby

I 2 inhibiteur n°2 = LUB 325 A des sociétés SHELL

ANNEXE 9

Temps de désaération à + 50°C - Teneur en air 0,2 %

— oOo —

THI 2 C - 1	14 minutes
4	15 minutes
5	25 minutes

THI 4 C - 1	30 minutes
2	35 minutes
3	50 minutes
4	35 minutes
5	20 minutes
6	20 minutes
7	30 minutes

THI 8 C - 1	50 minutes
2	45 minutes
3	50 minutes
4	56 minutes

THI 2 D - 1	7 minutes
3	9 minutes
4	6 minutes

THI 4 D - 1	12 minutes
2	27 minutes
4	18 minutes
5	10 minutes
6	27 minutes

TH 1	3 minutes
2	3 minutes

A N N E X E 10

Caractéristiques du fluide repère THI 8 C-2

Densité : 20°C 1,075
50°C 1,055

Viscosité : 20°C 211 cSt
50°C 63,5 cSt IV 145

Teneur en eau (méthode entraînement au benzène) 42,2 %

pH 9,0

Chaleur spécifique : 0,77 cal/g

Tension superficielle : 28,5 dynes/cm

Angle de contact : 29°6

Résistivité : 1420 Ω cm

Machine 4 billes { soudure 170 kg
{ charge moyenne corrigée 49,96 kg
{ charge moyenne avant grippage 30,30 kg
{ diamètre usure 80 kg 1 h 0,92 mm

Coefficient de Stick Slip 0,989

Corrosion { attaque l'acier cadmié
{ action légère sur le zinc.

ANNEXE 11

Caractéristiques du fluide d'essai THI 8 U - 2 en
fonction du temps de fonctionnement

	Neuf	Heures de fonctionnement				
		99 heures	211	306	405	511
pH	9	8,80	8,60	8,60	8,60	8,65
Densité						
20°C	1,075	1,073	1,078	1,077	1,077	1,074
50°C	1,055	1,054	1,056	1,055	1,055	1,054
Viscosité (cSt)						
à 20°	211	285,2	372,3	300,2	306,3	313,6
à 50°	63,5	81,4	101,3	88,1	91,2	85,3
I.V.	145	140	135	140	140	140
Temp. fluage	- 36°	- 47°5	- 50°7	- 48°	- 47°5	- 49°
Teneur en eau	42,2 %	40,1	34,8(2)	39,8(2)	40,1(2)	39
Chaleur spéc. cal/g	0,77					
Tension superf. dynes/cm	28,5	37,7	37,3			
Angle de contact	29°6	38°	45°2	45°2	45°2	45°2

(1) Arrêt de l'essai.

(2) Réajustement de la teneur en eau à 42 %

A N N E X E 12

Etat des differents pistons axes et gicleurs après essai

Piston n ^o s	Axe n ^o s	Ecaillage	Gicleur	Remarques
6086	1	X	bouché	
6097	2		bouché	
6093	3		bouché	
6102	4			
6100	5			
6110	6	X	non bouché	piston éclaté
6101	7		bouché	
6112	8	X	non bouché	
6114	9		bouché	
6103	10	X	bouché	
6096	11	X		
6080	12		bouché	

A N N E X E 13

Axe n°	Piston n°	Mesures sur piston			Mesures sur alésage		
		$\phi \alpha$	$\phi \beta$	$\phi \gamma$	Profondeur 48mm	Profondeur 30 mm	Profondeur 15 mm
(1)	6086	51,989	51,990	51,990	52,000	51,999	51,998
2	6097	51,990	51,991	51,991	51,997	51,998	51,997
3	6093	51,993	51,994	51,994	52,001	51,998	51,997
4	6102	51,995	51,995	51,995	52,006	52,002	52,002
5	6100	51,995	51,9955	51,9955	52,002	51,999	51,998
(6)	6110	51,993	51,994	51,994	52,000	51,999	51,995
7	6101	51,991	51,991	51,991	51,998	51,996	51,994
(8)	6112	ensemble éclaté					
9	6114	51,995	51,995	51,995	52,003	52,001	52,001
(10)	6103	51,990	51,991	51,991	51,999	51,997	51,997
(11)	6096	51,993	51,992	51,992	52,001	51,997	51,996
12	6080	51,994	51,995	51,995	52,005	52,001	52,0005

() Axes écaillés.

Caractéristiques du moteur WOB 200 (fonctionnement avec polyglycol).

- Cylindrée 3,090 litres par tour
- Vitesse de rotation 10 à 175 t/mn (3 à 175 t/mn*)
- Pression en continu 140 bars (210 bars *)
- Pression en pointe 175 bars (245 bars*)
- Couple maxi en continu 655 mkg (1015 mkg *)
- Couple de démarrage à la pression
maximum de pointe 830 mkg (1170 mkg *)
- Coefficient de variation du couple 0,63 %
- Viscosité minimum du fluide 50 cSt (25 cSt *)
- Température maximum 65°C

* Avec de l'huile minérale (moteur B 200 ou SRB 200)

Variation de la viscosité des fluides THI 8 C - 4 dans
l'intervalle de température 20°C - 70°C

Température (°C)	THI 8C - 4		Huile minérale VI = 100
	Densité	Viscosité (cSt)	
20°C	1,071	86,9	300
30°C	1,063	71,1	160
40°C	1,058	66,2	90
50°C	1,050	63,7	60
60°C	1,044	55,7	38
70°C	1,038	42,2	26

Fluides	THI 8C 4 neuf	THI 8C 4 cisailé :4° Rapport CCE	THI 8C 4bis neuf	THI 8C 4 bis cisailé :4° Rapport CCE	103 h	300 h	505 h	THI 8C 4 bis neuf	781 h	THI 8C 4 bis neuf	1006 h
Temps de fonctionnement											
Cotation à l'essai au jet pulvérisé	1	1	3	3							
Densité	1,071 1,051	1,071 1,048	1,0705 1,050	1,0705 1,050	1,072 1,051	1,072 1,059	1,073 1,060	1,072 1,052	1,071 1,054	1,059 1,046	1,069 1,047
Viscosité (cSt)											
à 20°	86,9	94,2	72,6	77,8	78,7	84,3	87,5	79,-	84,-	68,1	75,5
à 50°	63,7	63,2	58,9	64,3	61,6	63,9	65,8	64,8	64,3	61,5	65,1
à 70°			41,-		48,1						
pH	8,9	9,1	7,95	8,-	8,-	8,05	8,10	8,-	8,05	8,-	8,-
Teneur en eau	40,3 %		40,1 %		39,2 %	39,4 %	38,5 %	34,- %	38,3 %	40,6 %	39,7 %
Mousse	Tendance 60 cc		10 cc		410 cc	610 cc	660 cc	traces	570 cc	20 cc	750 cc
à stabilité	0		0		0	520 cc	585 cc	0	415 cc	10 cc	675 cc
50°	10 mm										
Désaération	65 mm		V : 10,5 %		V : 16,9 %	15,3 %	17,1 %	10,8	19,- %	14,7 %	20,3 %
0,2 % - V	50°		56 mm		90 mm	57 mm	59 mm	65 mm	90 mm	65 mm	85 mm
Angle contact	33°2	31°6	31°4	30°4	30°	29°5	29°	30°	29°5	34°8	33°4
Machinés	à 4										
1 R	30 kg		0,90		0,88	0,92	0,90	0,97	0,94	0,96	0,95
Empreinte(mm)											
SST	fs/fc	1,034 SO	1,023 SO	1,012 SO	1,010 SO	1,008 SO	1,012 SO	1,019 S /	1,012 SO	1,009 S	1,012 SO

* Teneur en eau réajustée à 40,5 % au démarrage à 505 h × Appoint de fluide neuf effectué

/ SO = Semi-onctueux S = frottement saccadé

Caractéristiques des fluides THI 8C - 4
à la livraison et en cours de service

A N N E X E 17

		CYLINDRES			PISTONS		
Repère cylindre	Repère mesure	Cylindres carter n° 1 début essai	Cylindres carter n° 2 début essai (57h)	Cylindres carter n° 2 fin essai	Repère	Pistons début essai	Pistons fin essai
1	A	101,568	101,580	101,585	D	101,481	101,478
	B	101,560	101,578	101,589	E	101,486	101,481
	C	101,560	101,580	101,589	F	101,495	101,486
2	A	101,560	101,578	101,582	D	101,4845	101,481
	B	101,558	101,575	101,588	E	101,485	101,482
	C	101,568	101,578	101,590	F	101,487	101,484
3	A	101,568	101,571	101,580	D	101,488	101,483
	B	101,560	101,573	101,580	E	101,491	101,484
	C	101,560	101,575	101,580	F	101,498	101,484
4	A	101,570	101,580	101,585	D	101,4665	101,465
	B	101,555	101,575	101,588	E	101,4595	101,457
	C	101,550	101,585	101,589	F	101,460	101,455
5	A	101,570	101,580	101,585	D	101,486	101,484
	B	101,565	101,578	101,588	E	101,4885	101,484
	C	101,550	101,580	101,588	F	101,490	101,485

Mesures effectuées sur cylindres et pistons

Repère cylindre	Cylindres : carter n° 1	ΔC_1	Cylindres : carter n° 2	ΔC_2	Pistons : début essai	Δp (μm)	Pistons : fin essai	Jeux : début essai	Jeux : fin essai	Usure : diamètre : 57 h
1	101,5627	+ 16,6	101,5793	+ 8,4	101,4875	- 5,8	101,4817	75,2	91,8	106,-
2	101,562	+ 15	101,577	+ 9,7	101,4855	- 3,2	101,4823	76,5	91,5	104,4
3	101,5627	+ 10,3	101,573	+ 7	101,4923	- 9	101,4833	70,4	80,7	96,7
4	101,5583	+ 21,7	101,580	+ 7,3	101,462	- 3	101,459	96,3	118	128,3
5	101,5617	+ 17,6	101,5793	+ 6,7	101,488	- 3,7	101,4843	73,5	91,3	101,7
Cote moyenne	101,5615	+ 16,2	101,5777	+ 7,7	101,4831	- 5,0	101,4781	78,4	94,7	107,4

Moyennes des mesures effectuées sur les cylindres et pistons

	Début	Fin	Δ
G	101,612	101,615	+ 3
H	101,630	101,632	+ 2
I	101,620	100,620	+ 0
J	101,581	101,479	- 102
K	101,578	101,479	- 99
L	101,582	101,480	- 102.
G - J	31 μ	136 μ	+ 95
H - K	52 μ	153 μ	+ 101
I - L	38 μ	140 μ	+ 102

Mesures des diamètres du distributeur et de son alésage

Pression moteur (bars)	Pression gavage (bars)	ΔP (bars)	Couple (dam/N)	Vitesse (t/mn)	Débit (l/mn)	Fuite (l/mn)	Température (°C)
50	8,5	41,5	190	25	77	1,3	50
—	8	42	190	50	160	1,19	50
—	8	42	185	70	220	1,22	53
100	7	93	425	25	80	1,99	52
—	7	93	425	50	172	1,82	50
—	7	93	420	67	214	1,90	48
140	5,5	134,5	615	25	82	2,76	50
—	6	134	615	50	163	2,72	52
—	6,5	133,5	610	61	204	2,56	51

Tableau 1 - Caractéristiques du moteur au démarrage de l'essai.

Pression moteur (bars)	Pression gavage (bars)	ΔP (bars)	Couple (dam/N)	Vitesse (t/mn)	Débit (l/mn)	Fuite (l/mn)	Température (°C)
50	8	42	195	25	78	1,66	50
—	8,5	41,5	190	50	170	1,06	50
—	8	42	190	70	228	1,40	50
100	7	93	425	25	85	3,8	50
—	7	93	425	50	162	4,0	50
—	7	93	425	65	212	3,88	50
140	5	135	625	25	85	4,24	50
—	6	134	620	50	162	2,52	50
—	6	134	620	61,5	203	3,16	53

Tableau 2 - Caractéristiques du moteur après remplacement du carter.

Pression moteur (bars)	Pression gavage (bars)	ΔP (bars)	Couple (dam/N)	Vitesse (t/mn)	Débit (l/mn)	Fuite (l/mn)	Température
50	8,9	41,1	187	25	73	0,98	40
60	8,1	51,9	217	50	183	1,42	40
70	8,1	41,9	282	75	236	1,90	40
100	6,2	93,8	427	25	86	5,44	40
—	6,2	93,8	427	50	162	5,44	40
—	6,2	93,8	427	75	248	5,44	40
140	3,7	136,3	625	25	91	10,92	40
140	4,1	135,9	620	50	170	10,88	42

Tableau 3 - Caractéristiques du moteur après 797 heures d'essai.

Evolution du débit de fuite du moteur Staffa
 Pression 100 bars - Vitesse de rotation 50 t/m

Nombre d'heures de fonctionnement	Température du fluide	Débit de fuite (l/mn)
0	50°C	1,82
57*	50°C	4,00
103	50°C	5,52
195	49°C	1,45
300	46°C	1,92
507	49°C	1,84
663	49°C	1,26
797	40°C	5,44
1006	40°C	1,84

* Après remplacement du carter.

Temps de fonctionnement	300 h	500 h	797 h	1006 h
Pollution (g/l)	0,29	0,42	0,40	0,31
	Présence de particules métalliques	Nombreuses particules non métalliques		Présence de particules non métalliques
Particules < 2,5 µ	99 %	91,5 %	90 %	92,5 %
2,5 à 5 µ	0,8 %	7,5 %	6,3 %	4,5 %
5 à 10 µ	0,2 %	0,9 %	3,2	2,6
10 à 25 µ		0,1	0,5	0,3
25 à 50 µ				0,1
Fibres (Nb) par 150 ml		185	237	102

Pollution du fluide en cours de service

Propriétés anti-corrosives du fluide THI 8C - 4

Fluide	THI 8 C - 4	THI 8 C 4 bis
Test corrosion 4° Rapport CCE Métaux à éviter	Couple acier- acier cadmié acier : + 6,5 mg acier cadmié : - 23,1mg	zinc : + 10 mg acier cadmié : + 6,9mg
Test corrosion antirouille Test Harvester modifié	acier % surface oxydée 45 %	acier % surface oxydée 18 %

BUREAUX DE VENTE

Les documents publiés par la Commission des Communautés européennes sont vendus par l'Office des publications officielles aux adresses et au prix indiqués ci-après. Lors de la commande, bien indiquer la référence exacte et le titre du document.

BELGIQUE – BELGIË

Moniteur belge – Belgisch Staatsblad
Rue de Louvain 40-42 – Leuvenseweg 40-42
1 000 Bruxelles - 1 000 Brussel – Tél. 512 00 26
CCP - Postrekening 000-2005502-27

Sous-dépôt – Agentschap:
Librairie européenne – Europese Boekhandel
Rue de la Loi 244 – Wetstraat 244
1 040 Bruxelles – 1 040 Brussel

DANMARK

J.H. Schultz – Boghandel
Møntergade 19
1116 København K – Tel. 14 11 95

DEUTSCHLAND (BR)

Verlag Bundesanzeiger
5 Köln 1 - Breite Straße – Postfach 108 006
Tel. (0221) 21 03 48
(Fernschreiber: Anzeiger Bonn 08 882 595)
Postscheckkonto 834 00 Köln

FRANCE

*Service de vente en France des publications
des Communautés européennes – Journal officiel*
26, rue Desaix – 75 732 Paris - Cedex 15
Tél. (1) 578 61 39 – CCP Paris 23-96

IRELAND

Stationery Office – The Controller
Beggars Bush
Dublin 4 – Tel. 6 54 01

ITALIA

Libreria dello Stato
Piazza G. Verdi 10
00198 Roma – Tel. (6) 85 08
CCP 1/2640

GRAND-DUCHÉ DE LUXEMBOURG

*Office des publications officielles
des Communautés européennes*
Boîte postale 1003 – Luxembourg
Tél. 49 00 81 – CCP 191-90
Compte courant bancaire: BIL 8-109/6003/300

NEDERLAND

Staatsdrukkerij- en uitgeverijbedrijf
Christoffel Plantijnstraat
's-Gravenhage – Tel. (070) 81 45 11
Postgiro 42 53 00

UNITED KINGDOM

H.M. Stationery Office
P.O. Box 569
London S.E. 1 – Tel. 01-928 69 77, ext. 365

UNITED STATES OF AMERICA

European Community Information Service
2100 M Street, N.W.
Suite 707
Washington, D.C. 20 037 – Tel. 296 51 31

SUISSE – SCHWEIZ – SVIZZERA

Librairie Payot
6, rue Grenus
1 211 Genève – Tél. 31 89 50
CCP 12-236 Genève

SVERIGE

Librairie C.E. Fritze
2, Fredsgatan
Stockholm 16
Post Giro 193, Bank Giro 73/4015

ESPAÑA

Libreria Mundi-Prensa
Castelló 37
Madrid 1 – Tel. 275 46 55

AUTRES PAYS

*Office des publications officielles
des Communautés européennes*
Boîte postale 1003 – Luxembourg
Tél. 49 00 81 – CCP 191-90
Compte courant bancaire: BIL 8-109/6003/300

