

LES VÉRINS HYDRAULIQUES ASSERVIS
DU SYSTEME D'EJECTION RAPIDE DU CPS

par S. MILLNER

Résumé

Les vérins hydrauliques sont désormais un outil accepté par tous pour le déplacement d'aimants d'éjection ou de cibles en physique des hautes énergies, 1), 2), 3), 4). Le présent rapport se propose de décrire les vérins électro-hydrauliques et le groupe hydraulique du système d'éjection rapide du CPS et de faire part de l'expérience acquise en 4 années d'opération quasi-continue.

Sommaire

1. Introduction
2. Considérations générales
3. Description du système
4. Les servo-mécanismes
5. Description des composants
6. Système de verrouillage et sécurités
7. Exploitation
8. Expérience d'utilisation
9. Remerciements
10. Références

Version originale anglaise du 14.8.67 - NPA/Int./67-18

Traduction française de A. Golovanoff

1. INTRODUCTION

Le principe de l'éjection rapide a déjà fait l'objet de rapports détaillés mais nous allons néanmoins le résumer brièvement.

Le CPS, Fig. 1, accélère le faisceau de protons sur une orbite presque circulaire. Les protons sont maintenus sur cette orbite par un champ magnétique de guidage doué aussi de propriétés focalisantes. Les particules qui s'écartent de l'orbite idéale sont ainsi sujettes à des forces qui s'opposent à leur dispersion, et suivent une trajectoire qui oscille autour de cette orbite. Ce sont là des oscillations bétatroniques dont la longueur d'onde est caractéristique de la machine. La région où les forces focalisantes sont actives est appelée région stable ou "ouverture".

Pour l'éjection, les particules doivent être suffisamment perturbées pour surmonter les forces focalisantes et quitter l'ouverture synchrotronique. Cela peut être obtenu au moyen du système d'éjection rapide.

Deux aimants pulsés sont utilisés pour cette opération. Le premier, appelé "aimant kicker" provoque une oscillation bétatronique de grande amplitude dans le faisceau de protons. Le second, appelé "aimant bending" est distant de l'aimant kicker d'un quart de la longueur d'onde de cette oscillation du faisceau. Le faisceau, déséquilibré par le kicker, passe par l'ouverture de l'aimant bending, dont le champ est assez fort pour surmonter les forces focalisantes et dévier le faisceau de protons hors de l'ouverture synchrotronique (cf. Fig. 2).

Au début du cycle d'accélération du CPS, le faisceau de protons est plutôt diffus et occupe une grande partie de l'ouverture synchrotronique elliptique. Au cours de l'accélération, le faisceau se concentre graduellement jusqu'à une section efficace circulaire d'environ 10 mm de diamètre

au moment de l'éjection. Du fait de la faible ouverture de l'aimant kicker et de l'aimant bending, il faut mettre ces aimants en position de travail peu avant la fin du cycle d'accélération. Ces aimants obstruent partiellement l'ouverture synchrotronique pendant les 100 ms environ qui précèdent l'éjection. Ils reçoivent l'impulsion lorsqu'ils sont en position correcte par rapport au faisceau.

Si une partie seulement du faisceau est à éjecter, les aimants doivent être retirés rapidement, afin de laisser un maximum de temps disponible pour les autres opérations d'utilisation du faisceau.

2. CONSIDERATIONS GENERALES

Les principaux facteurs qui interviennent dans le choix d'un système de déplacement des aimants sont :

- 1) l'espace limité disponible dans la région des sections droites 1 et 97;
- 2) la masse considérable des aimants;
- 3) la rapidité avec laquelle les aimants doivent être déplacés;
- 4) la précision du positionnement des aimants;
- 5) la nécessité des télécommandes alliée à la souplesse d'opération;
- 6) enfin, dernier facteur mais non le moindre, l'exigence d'un système capable de travailler en permanence pendant des périodes de plusieurs mois sans interruption ni réglage.

(cf. Tableau I : Caractéristiques)

En comparaison des vérins purement électromécaniques ou pneumatiques, les vérins électro-hydrauliques présentent la plus grande densité de puissance; ils pourraient, par suite, être le type le plus facilement logeable dans l'espace disponible très réduit autour du CPS. De plus, ils allient la

souplesse et la précision, inhérentes aux composants électriques, au gain et à la fiabilité élevés des amplificateurs hydrauliques de puissance. La principale limitation de la vitesse de réponse des vérins électro-hydrauliques est liée à la fréquence de résonance naturelle des composants hydrauliques. Toutefois, cette fréquence naturelle peut être rendue suffisamment élevée par un choix convenable des composants.

Toutes ces raisons, ainsi que la facilité de réglage des paramètres du système (variation des contre-réactions électriques) et la commodité d'utilisation des télécommandes, font des vérins électro-hydrauliques le mécanisme de déplacement le mieux adapté pour l'éjection rapide.

3. DESCRIPTION GENERALE DU SYSTEME

La disposition du système d'éjection rapide est représentée sur la Fig. 3. L'aimant kicker se trouve dans la section droite courte 97 et l'aimant bending dans la section droite longue 1.

Les aimants sont mus au moyen de vérins asservis placés à l'extérieur du tank à vide et reliés aux aimants par un arbre qui coulisse dans un joint étanche au vide. Les figures 4 et 5 donnent respectivement les coupes de l'aimant kicker et de l'aimant bending dans les tanks à vide, et les figures 6 et 7 une vue d'ensemble.

L'aimant kicker se meut dans le plan horizontal et la masse totale en mouvement est de 260 kg. Il est guidé de telle façon que seules des forces axiales s'exercent sur l'arbre du vérin.

L'aimant bending se meut dans le plan vertical. L'arbre (du piston) du vérin supporte la masse de l'aimant et de son arbre de support et de guidage, ainsi que celle des leviers. La masse de l'aimant bending est de 550 kg, mais les forces réelles qui agissent sur l'arbre du vérin sont doublées, du fait de la conception du système de leviers multiplicateurs de course (cf. figures 5 et 10).

Les aimants et les supports sont conçus pour résister à des accélérations répétées jusqu'à 30 g dans les deux directions, pendant des durées de l'ordre de 50 ms. Afin de sauvegarder l'alignement des aimants du CPS malgré les chocs, les poutres supportant les vérins sont ancrées séparément dans le socle en béton du bâtiment, et non dans la dalle annulaire de béton qui supporte les aimants du CPS.

L'alimentation hydraulique des vérins asservis est assurée par une pompe à pistons entraînée par un moteur électrique synchrone (Fig. 8). Ce groupe est situé dans la salle des génératrices auxiliaires du CPS. La puissance hydraulique est transmise aux deux vérins asservis par deux tubes en acier d'environ 100 m de long, empruntant les galeries du sous-sol. La figure 9 représente un diagramme simplifié des vérins et de leur alimentation hydraulique.

Le réservoir d'huile est fixé au plafond, ce qui fournit une pression hydrostatique d'environ 0,3 bar à l'entrée de la pompe à pistons. Cette dernière est reliée à une soupape de décharge automatique, et une soupape d'arrêt dans un régulateur tout-ou-rien limite la pression d'huile à une valeur comprise entre 130 - 150 bar. A partir du régulateur, l'huile est conduite dans un accumulateur et la pression qui règne dans ce dernier commande le régulateur de pression. Un accumulateur identique est placé à la fin de la longue ligne de transmission dans le tunnel de l'accélérateur. En outre, on a prévu des petits accumulateurs directement à l'entrée et à la sortie de pression de chaque vérin. De petites conduites

sont greffées sur les lignes de transmission hydraulique, juste avant les deux vérins, pour alimenter en huile sous pression les vérins auxiliaires. Cette huile est filtrée séparément par un filtre de 5 μm . Au retour, l'huile du système passe par un refroidisseur et un filtre de 20 μm , placés avant le réservoir d'huile.

Le système de verrouillage hydraulique avec ses commutateurs de pression et ses manomètres, placé devant la station de pompage, est facilement accessible pour le contrôle. (Fig. 11).

Les vérins sont commandés de la salle de contrôle principale du CPS par un programme électronique. Celui-ci est souple et aisément ajustable, si bien que la durée des mouvements d'entrée et de sortie, ainsi que la durée de maintien en position, peuvent être adaptées aux besoins (Fig. 12). Les deux mouvements sont asservis au "train d'impulsion M", qui sert aussi à la synchronisation de nombreuses autres parties du système de commande du CPS.

La fréquence de répétition du cycle d'éjection dépend des besoins des utilisateurs du CPS et peut être modifiée entre 0,4 et 1 c/s.

Le système est en fonctionnement presque continu, sauf pendant un arrêt de 3 jours tous les 20 jours.

4. LE SERVO-MECANISME

Le servo-système est un système à contre-réaction multiboucle avec une contre-réaction pour la course, la vitesse et l'accélération, et il est commandé par un programme électronique (Fig. 9). Il comporte 3 étages d'amplification de puissance : le premier étage est un amplificateur à transistors; le second une vanne hydraulique rotative à 4 voies et le troisième un distributeur hydraulique à tiroir à 4 voies.

Les amplificateurs de puissance hydraulique ont, en principe, des intégrateurs à circuits de contre-réaction externes à action proportionnelle. Ils modifient la vitesse et la direction du flux à travers les orifices de distribution de la servo-commande du distributeur et des pistons des vérins. Le système comporte 3 amplificateurs de force : le moteur électrique couple, le système de leviers entre le moteur couple et la valve rotative et le système de leviers entre la servo-commande du distributeur et le distributeur.

Le programme de commande à courant continu est d'abord composé par paliers de longueurs et amplitudes indépendantes, puis il est égalisé par un filtre. Le signal filtré est amplifié et module un signal porteur à 400 c/s, envoyé, par l'intermédiaire d'un "emitter follower" et d'un potentiomètre de réglage, dans l'amplificateur à transistors.

L'alimentation à 400 c/s, commune au modulateur de programme, à l'amplificateur à transistors et aux divers transducteurs de contre-réaction, est fournie par un générateur à 400 c/s à entraînement par moteur stabilisé.

L'amplificateur à transistors comprend plusieurs étages couplés par transformateurs, suivis d'un étage final "push-pull" à démodulateur sensible à la phase (Fig. 19). Le signal d'entrée de l'amplificateur est dérivé du signal de commande alternatif modulé du programme et les contre-réactions sont dérivées de la position angulaire et de la vitesse du moteur couple, ainsi que de la position du distributeur à quatre voies et de celle de l'arbre du vérin. L'amplificateur émet deux courants de sortie continus opposés dans les enroulements du moteur couple. La valeur absolue de la différence de grandeur des deux courants est proportionnelle au signal d'entrée, dont la phase est déterminée par la polarité du signal d'entrée.

Le moteur couple, dont le rotor est un aimant permanent polarisé et les deux enroulements de stator sont déplacés d'un angle de 90° l'un par rapport à l'autre, engendre un couple qui se manifeste par un déplacement angulaire de l'arbre moteur. La position angulaire et la vitesse sont relevées par des transducteurs linéaires montés sur l'arbre du moteur de couple et réagissent, par l'intermédiaire de circuits diviseurs, sur le signal de commande. Le signal de vitesse continu est ensuite corrigé en phase par un circuit, avant de parvenir au modulateur interne de l'amplificateur à transistors.

La vanne rotative à quatre voies est reliée par une tige au moteur couple. Sa position angulaire détermine les ouvertures de distribution et commande avec la charge totale agissant sur le débit, la variation de débit à travers ces ouvertures. Dans la position médiane et neutre de la vanne rotative, le débit est nul pour les deux canaux de transmission de puissance hydraulique. La variation de position angulaire par rapport à cette position centrale produit une modification du débit à travers les ouvertures de distribution. Si la vanne subit une déviation angulaire dans la direction des aiguilles d'une montre, le fluide est transféré de PS 1 au premier compartiment du cylindre du vérin auxiliaire. En même temps, le compartiment (2) est relié à la ligne de retour, ce qui provoque un déplacement de (1) vers (2). A une déflexion angulaire donnée correspond un débit donné dans le cylindre du vérin auxiliaire, et son piston prend une vitesse constante. Ainsi, la fonction de transfert de la position d'entrée de la vanne rotative au débit de fluide comprend une intégration. Cette intégration est annulée par la contre-réaction de la position du piston de la servo-commande du distributeur sur le signal d'entrée.

Le déplacement du piston de commande du vérin auxiliaire agit alors sur le distributeur par l'intermédiaire du levier A. Si (Y_1) descend, (Y_2) sur le tiroir du distributeur descend aussi et le fluide à haute pression passe dans le compartiment inférieur (3) du vérin. En même temps, le compartiment supérieur (4) est ouvert sur la ligne de retour. L'arbre du piston se déplace avec le piston du vérin auxiliaire, mais dans la direction opposée. Le débit est proportionnel au déplacement du piston du vérin auxiliaire. Par suite, un déplacement donné détermine une vitesse donnée de l'arbre du piston, ce qui signifie qu'il s'agit d'un système intégrateur. La proportionnalité entre le signal d'entrée et le déplacement de l'arbre du piston est assurée, comme pour le vérin auxiliaire, par une contre-réaction de la position de l'arbre du piston sur le signal d'entrée. Les figures 14 et 13a représentent une courbe typique de réponse en fréquence du vérin auxiliaire et une fonction de transfert typique du servo-vérin de l'aimant kicker; la figure 15 montre le diagramme fonctionnel.

Pour protéger le vérin et l'aimant qui en est solidaire contre les chocs accidentels, par exemple lorsqu'un conducteur de contre-réaction électrique est coupé, un système de contre-réaction mécanique fixe est incorporé. Ce principe est illustré sur la Fig. 19. Lorsque le vérin auxiliaire fait descendre le tiroir par l'intermédiaire des leviers (A), (Y_2) descend aussi. Il en résulte un mouvement ascendant de l'arbre du piston et du point (x). A mesure que (x) se déplace, les accouplements (M.F.) pivotent autour de (Y_4) jusqu'à ce que (M.F.) touche la butée inférieure. La distance entre les butées inférieures et supérieures est telle que la contre-réaction mécanique agit seulement quand l'arbre moteur se trouve dans ses positions prédéterminées extrêmes. Cela provoque une décélération progressive et limite le mouvement de l'arbre avant que le piston de l'arbre atteigne l'amortisseur et la butée mécanique.

5. DESCRIPTION DES COMPOSANTS

Vérin auxiliaire (200-300). ("Spool driver")

La figure 20 représente une vue générale et la figure 21 un éclaté du vérin auxiliaire, tandis que son principe de fonctionnement est illustré sur la figure 19. Le vérin auxiliaire est composé du moteur à couple, du distributeur rotatif et du piston de commande du distributeur.

Le rotor du moteur couple est un aimant permanent polarisé et le stator est constitué par deux bobinages décalés de 90° l'un par rapport à l'autre. Le rotor et les transducteurs sensibles à la position et à la vitesse sont montés sur un axe d'acier porté par deux petits roulements à billes de précision. Le déplacement de rotation est transmis par un levier et une tige de connexion, montée à l'extrémité de l'axe, à la biellette de la vanne rotative.

La vanne rotative consiste en un cylindre comportant des ouvertures de débit, et un corps rotatif à zones fraisées et rectifiées, supporté par deux roulements à aiguilles avec un jeu de quelques μm entre lui et le cylindre sur le côté haute pression. La disposition adoptée permet d'éviter l'intense friction due à l'arrêt du fluide. La poussée axiale, engendrée par la pression de retour agissant sur les surfaces inégales des deux faces de la vanne rotative, est supportée par le palier de butée. Le petit ressort de retenue maintient le levier et la biellette de connexion contre la butée supérieure. Ce ressort est juste assez fort pour équilibrer le poids du levier et de la biellette de connexion et pour presser le levier contre la butée mécanique quand le moteur couple ne reçoit pas de courant de commande.

Le piston du vérin auxiliaire ("spool driver piston") est porté par deux paliers de bronze, étanchéifiés par des anneaux de téflon de section rectangulaire, qui s'appuient sur des anneaux de caoutchouc de même forme. Le piston, exécuté d'une pièce avec son arbre, comporte deux segments d'étanchéité en fente. Une tige de connexion à auto-alignement ("self-aligning connecting rod"), montée dans l'orifice central de l'arbre en acier chromé dur, actionne le transducteur de position SD-F placé sur le côté du carter.

Le filtre monté sur le carter immédiatement avant la vanne rotative est relativement grossier (100 μ m), en comparaison du filtre de 5 μ m monté dans la ligne (Fig. 21).

La soupape de décharge double ("double relief valve") protège le petit cylindre contre les surpressions que pourrait provoquer un retour forcé du piston du vérin auxiliaire, la vanne rotative étant fermée. Cela peut se produire si la contre-réaction mécanique entre en action.

Les vérins (200-300). ("The actuators")

Le principe des vérins est illustré par les figures 19 et 22, tandis que les figures 23 et 24 en représentent une vue éclatée.

Le carter, en fonte de haute qualité, est pourvu de deux brides à paliers de bronze interchangeables ("bearing flanges") pour le guidage de l'arbre ("actuating ram"). Du côté haute pression, les paliers comportent deux bagues d'étanchéité en téflon de section rectangulaire, qui s'appuient sur des bagues de caoutchouc de même forme. Les paliers et les brides sont percés radialement dans la zone comprise entre les deux bagues de téflon, pour permettre le passage des tubes de fuite d'huile ("leak tubes"); on obtient ainsi un joint relativement étanche à l'huile (Fig. 22).

L'arbre du piston lui-même est muni de deux soupapes de décharge pour protéger le carter contre les surpressions qui peuvent être provoquées par des signaux d'entrée erronés. En outre, deux segments de piston normaux en fonte ("cast iron piston rings") assurent l'étanchéité pendant l'accélération. L'une des extrémités de l'arbre est filetée et permet un accouplement à auto-alignement avec l'arbre de l'aimant kicker; à l'autre extrémité, le filetage est destiné au dispositif de contre-réaction qui comprend un resolver électrique actionné par un système de leviers.

Le distributeur principal de commande du débit à quatre voies est constitué par un tiroir et une chemise. Les quatre orifices variables de limitation commandent la quantité de fluide qui entre et sort du cylindre principal. Le tiroir et la chemise sont des pièces usinées avec une très grande précision puisque les caractéristiques du débit et les fuites sont très étroitement liées aux dimensions des orifices et aux tolérances. Comme il apparaît sur la figure 22, l'étanchéité entre la chemise et le corps de vérin est assurée du côté extérieur par deux joints toriques, ce qui empêche l'huile de passer du côté haute pression au côté basse pression. La région fermée, comprise entre les joints, comporte des orifices percés dans le carter et aboutissant aux tubes de fuite; ils sont destinés à prévenir le grippage de la chemise et du tiroir par suite d'une dilatation thermique de l'huile confinée. Le principe du piston équilibré à auto-alignement est illustré sur la figure 22. Ce principe de piston réduit les dangers de grippage dus aux déformations du carter et de la chemise sous l'effet de la haute pression. Le joint basse pression entre le tiroir et la chemise est une bague en "U" de textile imprégné de caoutchouc synthétique et moulée avec un joint torique en caoutchouc synthétique souple.

Le système de tringlerie ("linkage system") entre le distributeur et le vérin auxiliaire est très rigide, afin de réduire les déformations élastiques provoquées par les charges engendrées par les inévitables

frictions et adhésions de la chemise et du tiroir. Les roulements à billes du système d'accouplement, montés sans jeu, sont chargés au préalable.

Le recouvrement des orifices de la chemise par les portées du distributeur est exécuté avec des tolérances très précises (0,01 mm).

La pompe (156). ("Pump")

La puissance hydraulique est fournie par une pompe à pistons entraînée électriquement. Le principe de cette pompe est illustré par la figure 25, tandis que la figure 26 en représente un éclaté. Ses caractéristiques sont rassemblées dans le Tableau II.

Comme l'arbre moteur ("drive shaft") et le bloc cylindre ("cylinder block") sont accouplés par un arbre à cardan double, ils tournent à la même vitesse. Les pistons sont emboîtés dans une bride à rotules ("socket flange") solidaire de l'arbre moteur. Les pistons (point x) restent tous dans un plan invariable, perpendiculaire à l'arbre moteur, pendant sa rotation. Toutefois, par rapport à l'inclinaison du bloc cylindre et à sa plaque de distribution ("port plate"), ils sont animés d'un mouvement alternatif du fait de l'angle fermé entre l'arbre moteur et l'axe du bloc cylindre.

Vu de l'extrémité du moteur, l'arbre principal est entraîné dans le sens des aiguilles d'une montre. En parcourant l'arc côté droit de la pompe, tous les pistons de la pompe subissent un déplacement axial vers la plaque de distribution et poussent l'huile devant eux par le passage semi-annulaire de cette plaque. Lorsque les pistons décrivent l'arc côté gauche, ils s'éloignent de la plaque et aspirent l'huile par l'orifice prévu dans cet arc. Ainsi, l'orifice de droite sera sous pression, tandis que l'orifice de gauche sera en dépression. Les deux orifices

sont séparés par des zones pleines qui obturent l'ouverture du cylindre lorsque le piston passe au voisinage des points morts. Ces zones séparent les ouvertures d'aspiration de celles de refoulement.

Les différents organes de la pompe sont complètement enfermés dans un carter prévu pour supporter la pression modérée de lubrification et de refroidissement des roulements à billes. Le corps de la pompe, logé à l'intérieur du carter, supporte et assure l'alignement des éléments rotatifs.

La surface de la plaque de distribution, contre laquelle s'applique le bloc cylindre rotatif, soigneusement usinée, présente les deux passages semi-annulaires d'aspiration et de refoulement de l'huile du bloc cylindre.

Comme il apparaît sur la figure 26, le diamètre extérieur de la plaque de distribution est adapté au diamètre du bloc cylindre et il est subdivisé en 8 segments contre lesquels s'applique la portion du bloc cylindre rotatif recouverte de métal antifriction. Les 8 segments, qui constituent autant de supports supplémentaires de butée pour le bloc cylindre, sont ouverts directement sur le carter. Ainsi, l'huile provenant des fuites sur le piston haute pression et le tube de lubrification passe dans l'orifice d'aspiration de la plaque. Une goupille de positionnement ("locating pin") à épaulement angulaire empêche toute rotation de la plaque de distribution.

Le bloc cylindre comportant 9 cylindres est supporté sur l'arbre de bloc cylindre par un roulement à billes chargé par ressort. Cet arbre traverse la plaque de distribution et le bloc cylindre en les fixant au couvercle principal. Le ressort de charge du roulement à billes, intercalé entre la tête de l'arbre et le bloc cylindre, presse ce dernier contre la plaque de distribution. La zone qui assure l'étanchéité du bloc cylindre est recouverte de métal antifriction permettant un bon glissement sur la plaque de distribution.

Le bloc est entraîné par l'arbre moteur, par l'intermédiaire d'un joint à cardans ("universal joint shaft"). Ce joint, à extrémités sphériques, a des axes passant par le centre de la sphère, qui est fixée perpendiculairement à la tige axiale. Ces axes portent quatre clabots ("aliding blocks") qui s'engagent dans les rainures du manchon d'entraînement, accouplé au bloc cylindre.

Le joint universel à cardans n'a pas à transmettre le couple correspondant à la puissance de sortie de la pompe, mais seulement celui qui résulte des frottements entre le bloc cylindre et la plaque de distribution. Les seules pièces soumises à l'effort de transmission de l'énergie mécanique au fluide sont l'arbre moteur, les rotules, les bielles de connexion et les pistons.

Les bielles de connexion, en acier cémenté et trempé, sont rectifiées et serties, à une extrémité, dans des douilles hémisphériques de bronze sur la bride solidaire de l'arbre moteur, et à l'autre extrémité dans les douilles hémisphériques des pistons qui sont aussi cémentés trempés et rectifiés. Les bielles comportent des orifices axiaux de lubrification des douilles de bronze. Ils communiquent avec les orifices correspondants des pistons et reçoivent de l'huile sous pression (Fig. 27).

Doigts de poussée ("Thrust pins")

La pompe est équipée d'un roulement de butée à auto-alignement présentant nécessairement un certain jeu axial. Il faut, lorsque la pompe fonctionne à faible pression (pompe au ralenti), maintenir en contact les deux parties du roulement pour assurer son centrage et éviter les oscillations et rotations que pourrait engendrer la position excentrique (Fig. 27) par rapport à l'arbre principal sous l'influence de sa gravité. Autrement, ces effets se produiraient lorsque la composante de la force axiale engendrée par la pression d'huile agissant sur les pistons devient

inférieure à celle engendrée par les forces centrifuges des roulements. La précharge est réalisée à l'aide de doigts de poussée et de rondelles à ressort en forme d'assiettes.

Soupape de sécurité à haute pression (149-150)

Deux soupapes de sécurité immédiatement après la pompe protègent le système de haute pression contre les surpressions qui peuvent se produire, par exemple, si le régulateur de pression est mal réglé ou s'il est bloqué en position fermée. Les soupapes de sécurité peuvent aussi être utilisées comme soupapes de décharge pendant la période de démarrage suivant un démontage et une inspection de la pompe. La figure 29 illustre le principe de construction des soupapes.

La soupape comprend un piston dont la partie inférieure prolongée forme un valve-plongeur qui obstrue l'orifice d'évacuation. La partie supérieure du piston s'ouvre sur une chambre communiquant avec l'entrée de haute pression, tandis que la chambre inférieure est réunie à cette même entrée par un trou du piston formant orifice de restriction ("restriction orifice"). Le côté inférieur du piston est relié à l'entrée de haute pression par un fin passage dans le corps de la soupape. Du fait de l'égalité des surfaces et des pressions au-dessus et au-dessous du piston et du plongeur, la soupape est en équilibre hydrostatique. Les forces engendrées par les frottements entre la soupape et le corps sont surmontées par un léger ressort qui maintient la valve en position fermée. Une petite soupape de décharge, chargée par ressort, permet au fluide de s'échapper dans l'orifice de retour par un canal percé dans le corps, si la pression dans la chambre dépasse la valeur fixée.

Le réglage de pression de la soupape à haute pression s'effectue à l'aide d'un petit bouton placé latéralement.

En cours de fonctionnement, la pression hydraulique dans l'entrée à haute pression et dans les chambres communicantes maintient la soupape en équilibre hydrostatique. Si la pression dépasse la valeur prévue, la petite soupape de décharge chargée par ressort s'ouvre et laisse échapper le fluide au-dessus du piston. Sous l'effet du débit à travers la soupape de décharge et du débit correspondant à travers l'orifice restrictif, la pression hydraulique au-dessus du piston devient inférieure à la pression d'entrée. L'équilibre hydrostatique est rompu et la valve - plongeur ouvre les orifices d'évacuation. La position du plongeur est alors déterminée par la rigidité du ressort au-dessus du piston et par la variation de pression dans la chambre. La valve - plongeur revient au repos lorsque les forces en haut et en bas sont égalisées.

Les données relatives au réglage de la pression sont rassemblées dans le Tableau III.

Soupape de décharge automatique (145)

Pour protéger le moteur électrique et les circuits contre un courant de démarrage trop élevé, il convient de limiter le couple, jusqu'à ce que la vitesse normale du moteur soit atteinte. On y parvient grâce à la soupape de décharge automatique. Ce dispositif sensible au débit permet de by-passer le débit de démarrage dans la ligne de retour du fluide, en maintenant la pression à la faible valeur désirée, jusqu'à ce que le moteur atteigne sa vitesse et son débit normaux. Alors, la soupape qui est sensible au débit dirige le fluide dans la ligne de transmission (Fig. 28).

Soupape d'arrêt (139)

Le système a été conçu pour permettre l'installation d'une seconde pompe en parallèle avec celle existante. Aussi une soupape d'arrêt est-elle nécessaire pour empêcher la pompe en service de faire fonctionner la pompe de réserve en régime de moteur.

La figure 30 montre le principe de cette soupape. La soupape, en acier forgé, est chargée par un petit ressort qui en assure la fermeture, indépendamment de la position de montage et des forces de frottement contre les paliers de guidage.

Régulateur de pression (101)

Pendant le service normal des servo-vérins, la puissance moyenne requise, y compris celle consommée par les fuites internes, atteint environ 50% de la puissance de sortie de la pompe. Le surplus de puissance disponible serait dissipé sous forme de chaleur, si une soupape de décharge normale chargée par un ressort à pression constante était utilisée. Pour éviter ce gaspillage, un régulateur de pression "tout ou rien" non chargé ("on-off unloading pressure regulator") est utilisé : il décharge l'excès de puissance directement dans la ligne de retour du fluide, une fois la demande nécessaire satisfaite. Ainsi, pendant la marche à vide la pompe travaille à plein débit, mais à une pression pratiquement nulle, qui entraîne une faible consommation de courant.

La figure 32 illustre le principe de base du régulateur "tout ou rien". Le régulateur est commandé par pilote. Le pilote reçoit sa pression de référence de l'accumulateur (cave). L'énergie qui y est stockée est proportionnelle à la pression dans la ligne pilote. Lorsque la pression minimale fixée est atteinte dans l'accumulateur, la soupape pilote actionne la soupape de sécurité principale qui dirige la totalité du

débit by-passé dans la ligne de transmission de puissance hydraulique. Alors une énergie proportionnelle à la pression est stockée jusqu'à ce que la pression de référence maximale soit atteinte. Le pilote remet ensuite la soupape de sécurité principale dans la position de by-pass, ce qui envoie le débit total de la pompe dans la ligne de retour et fait tomber la pression. La soupape d'arrêt entre l'accumulateur et le régulateur empêche le débit de la ligne de transmission de repasser dans la ligne de retour. La puissance consommée par les servo-vérins décharge les accumulateurs et abaisse simultanément la pression jusqu'à la pression minimale de référence. Alors recommence un nouveau cycle (Fig. 32).

Soupape d'arrêt (153)

Pendant la partie du cycle où le régulateur de pression "tout ou rien" est by-passé (pompage à vide), la soupape d'arrêt empêche le retour de l'huile de la ligne de transmission au régulateur. Le principe de cette soupape est le même que celui de la soupape 139 (Fig. 36).

Soupape d'arrêt (606)

Cette soupape prévient les oscillations de l'huile entre les accumulateurs 164 et 501, dues à l'effet de fermeture du débit de retour. Le principe en est le même que celui de la soupape 139 (Fig. 30).

Accumulateur (cave et anneau) (164, 501)

Une variation rapide de la vitesse du courant de fluide dans une ligne de transmission provoquerait un choc de pression à peu près proportionnel à la vitesse de variation du débit. Si la ligne de transmission ne comportait pas d'accumulateurs, les variations de vitesse maximales de fluide seraient assez importantes pendant le fonctionnement des vérins

asservis. Les calculs montrent le caractère indispensable des dispositifs d'amortissement du choc dynamique, susceptible d'endommager la ligne de transmission et d'altérer les caractéristiques statiques et dynamiques des vérins asservis. Afin de réduire ces pointes, deux accumulateurs (cave et anneau) sont installés. La figure 33 illustre les principes de construction des accumulateurs.

Le cylindre de l'accumulateur est en acier forgé; son piston flottant est étanchéifié par un anneau de caoutchouc synthétique de section rectangulaire, dans un alésage poli et chromé dur. Le volume maximum d'huile est de 77 dm^3 et le volume d'azote de 185 dm^3 . La course du piston est limitée par des épaulements à la base et au sommet de l'accumulateur. Un contact entre le piston et l'épaulement supérieur, dû par exemple à une fuite d'azote, provoquerait un choc hydraulique dans la ligne de fluide. Pour prévenir cette éventualité, on a installé un dispositif mécanique actionnant un micro-relais du système de verrouillage sur le couvercle de l'accumulateur. Si le piston monte trop dans l'alésage, le micro-relais verrouille le système hydraulique. La pression de l'azote gazeux est donnée par le Tableau IV.

Un relais à pression minimale est destiné à empêcher la pompe de démarrer à une pression d'azote inférieure au minimum nécessaire, afin que le piston ne heurte pas l'épaulement supérieur (voir Tableau IV).

Accumulateur (stockage) (238-338)

Le travail des deux vérins asservis est caractérisé par une importante demande d'énergie pendant des temps très courts. Les accumulateurs gardent en réserve une énergie suffisante pour satisfaire la demande de pointe. La pompe les recharge pendant les intervalles où la consommation de puissance est faible en moyenne. Ils sont placés dans la proximité

immédiate des vérins asservis pour minimiser les pertes de pression dans les tubes de connexion entre les accumulateurs et les vérins assistés.

La figure 35 illustre le principe de construction de l'accumulateur, qui est le même que celui des accumulateurs "cave et anneau", sauf pour les deux réservoirs à azote. Le volume maximum d'huile est de 15 dm^3 . La pression de l'azote gazeux est donnée dans le Tableau IV.

Filtre (vérin auxiliaire) (206-306)

Le filtrage de l'huile dans le circuit principal, assuré par le filtre de retour, est relativement grossier. Pour protéger le vérin auxiliaire contre des particules relativement grosses présentes dans l'huile, on a prévu un petit filtre fin particulier de $5 \mu\text{m}$ dans la ligne de haute pression, immédiatement avant le vérin auxiliaire. Ce filtre est pourvu d'un indicateur mécanique d'encrassement, visible sur le devant du carter.

Accumulateur (retour) (237-337)

- Soupape de décharge de pression de retour (208-308)
- Soupape by-pass (244-344)
- Soupape de sécurité (209-309)

Des variations de pression se produisent dans la ligne de retour du fluide comme dans la ligne d'arrivée. Pour amortir ces oscillations, on a prévu un accumulateur de retour, une soupape de décharge de pression de retour et une soupape by-pass. Ainsi, l'huile, sortant du vérin, est stockée dans l'accumulateur jusqu'à ce que soit atteinte la pression de réglage de la soupape de décharge de pression de retour. Puis, l'huile peut s'écouler régulièrement par la soupape de by-pass dans la ligne de retour de fluide, pendant un temps long en comparaison de la durée du cycle d'évacuation.

La figure 35 illustre le principe de construction de l'accumulateur. Ce principe est identique à celui de l'accumulateur à haute pression (stockage), à l'exception du micro-contact mécanique de course maximale du piston. Le volume maximum d'huile est d'environ 15 dm³.

La soupape de sécurité constitue un second dispositif de protection des dispositifs d'étanchéité de l'accumulateur et des tubes contre les surpressions. Le Tableau IV donne les pressions d'azote. Les réglages de pression de la soupape de pression de retour et de la soupape de sécurité sont donnés dans le Tableau III.

Soupape by-pass de décharge (refroidisseur) (137) ("By-pass relief valve")

Dans l'éventualité où le débit à travers le radiateur d'huile serait anormalement réduit par des impuretés, la soupape de by-pass ("by-pass valve") agit comme une soupape de sécurité et protège la ligne de retour de fluide et les organes connectés contre les surpressions.

La figure 31 illustre le principe de base de la soupape. Il s'agit d'une soupape de sécurité chargée par ressort, l'un des principes les plus simples de commande de pression. Le corps de la soupape présente une connexion d'entrée pourvue d'un plongeur ("plunger") qui couvre l'ouverture de sortie et qui est maintenu en bas par un ressort à tension réglable. La pression hydraulique à l'orifice d'entrée agit sur la surface exposée du plongeur et, lorsque la force totale exercée par la pression sur cette surface dépasse celle du réglage du ressort, le plongeur se lève et permet à l'huile de s'échapper par l'orifice de sortie.

On se référera au Tableau III pour le réglage de la pression.

Refroidisseur (132)

Les sources thermiques du circuit hydraulique sont principalement la pompe à pistons et les vérins. La chaleur provient des pertes d'énergie dues aux frottements et aux fuites dans les pistons et les distributeurs. Le maintien d'une température constante et correcte est important pour le travail satisfaisant du système, car la viscosité est considérablement affectée par les changements de température. Une variation de viscosité est équivalente à une variation de l'amortissement et de la résolution des vérins. De plus, pour des viscosités trop faibles, les fuites internes d'huile très importantes entraîneraient des pertes d'énergie inacceptables du point de vue économique. Pour maintenir une température correcte dans le circuit, un refroidisseur à circulation d'eau, à tubes et à jaquette, est installé sur la ligne de retour.

Soupape de décharge by-pass (filtre) (108)

Le débit qui traverse le filtre (environ $1/3$ du débit de retour total), y subit une perte de pression modérée. La partie de fluide non filtrée retourne au réservoir d'huile par une soupape by-pass ajustée à une pression correspondant à la chute de pression dans le filtre. En outre, cette soupape protège les éléments du filtre contre les dommages que pourrait provoquer une éventuelle accumulation excessive de corps étrangers.

Le principe de base et le fonctionnement sont identiques à ceux de la soupape (refroidisseur) de la figure 31. Réglage de la pression : voir Tableau III.

Filtre (retour)(103)

Des corps étrangers tels que fibres, poussières atmosphériques,

particules de métal et élastomères entrent en différents points tout au long du système hydraulique. Ces contaminations proviennent de l'huile, du réservoir, des soupapes, des accumulateurs, de la tuyauterie, des vérins, mais surtout de la pompe elle-même. Pour protéger les composants contre les plus grosses et les plus nocives de ces particules, un filtre est installé dans la ligne de retour du fluide, immédiatement avant le réservoir d'huile. Il ne s'agit pas d'un filtre pour le débit total. Seul $1/3$ du débit de retour traverse le filtre, le reste rejoignant le réservoir d'huile par la valve by-pass.

Réservoir, filtre d'air (111-102)

Le réservoir de fluide hydraulique a une capacité suffisante pour assurer un fonctionnement à température raisonnable, pour empêcher l'infiltration de l'air et pour permettre à l'air dégagé d'atteindre la surface. L'air est évacué dans l'atmosphère à travers un filtre à bain d'huile, qui protège le fluide contre les poussières en suspension dans l'air.

6. SYSTEME DE VERROUILLAGE

Le principe du système de verrouillage ayant déjà été décrit en détail (7), nous donnerons seulement un bref résumé ici.

Le système hydraulique est protégé contre les variations anormales des paramètres, c'est-à-dire pression ou température d'huile trop élevées, par un certain nombre de verrouillages incorporés au système de commande électrique. Tous les détecteurs de verrouillage sont connectés électriquement en série (voir Fig. 36) et provoquent, en cas d'opération défectueuse, l'arrêt automatique de la pompe hydraulique haute pression et du générateur à 400 c.p.s. du servo-système. De plus, lorsque le

système de verrouillage entre en action, les aimants libèrent l'ouverture du faisceau en revenant à leur position de repos définie par la fin de course extérieure des systèmes asservis. Dans cette position, deux cylindres électro-pneumatiques entrent en action et verrouillent mécaniquement les vérins principaux en position. Ce verrouillage s'exerce tant que la faute n'a pas été éliminée. Ce verrouillage est indispensable pour que les vérins restent dans leur position de repos lorsque la pression de l'huile dans le système est nulle, sinon les aimants seraient repoussés dans l'ouverture du faisceau par la différence de pression sur les arbres des aimants. L'intervalle total entre un signal d'erreur et le verrouillage des aimants est de 20 secondes. La nature de la faute est affichée sur un tableau synoptique dans la salle de commande et à la station de pompage. La faute doit être éliminée pour que le système redémarre. Il faut accomplir la suite normale des opérations de mise en route, énumérées au chapitre 7.

Les commandes sur l'armoire de commande du système de verrouillage sont disposées en six groupes horizontaux (voir Fig. 12). Le groupe supérieur contient les lampes-témoins vertes (normales) et rouges (erreurs) des verrouillages; les lampes sont subdivisées verticalement en trois sous-groupes dont les indications concernent le fonctionnement de l'aimant bending, de la station de pompage et de l'aimant kicker : voir Tableau V pour les valeurs normales des paramètres du système de verrouillage.

Le second groupe de commandes donne des indications d'une nature plus générale, telles que la marche ou l'arrêt de l'alimentation à 400 cycles, de la pompe et du régulateur de pression. Il comporte aussi un affichage des indications de fautes qui n'exigent pas un arrêt immédiat du système, par exemple petite fuite d'huile, etc. (voir Indications générales). Les lampes jaunes indiquent des conditions d'arrêt et les lampes vertes des conditions normales. Ce groupe contient encore des ampèremètres, tels que la température des arbres de l'aimant kicker et de

l'aimantbending T_1 et T_2 , la température de l'huile et le niveau de l'huile dans le réservoir T_3 et L_1 et les pressions d'huile P_1 , P_2 et P_3 sur les côtés basse et haute pression du système de transmission hydraulique.

Le troisième groupe de commandes est destiné à la sélection du mode opératoire, par exemple pompes agissant seules, amplificateur asservi agissant seul, ou opération normale avec pompe et amplificateur asservi travaillant ensemble. Cette possibilité est commode dans certains cas pour la localisation des fautes et pour la mise au point. Trois autres boutons servent à l'alimentation à 48 V, à la remise à zéro et à l'arrêt d'urgence.

L'arrêt d'urgence produit l'arrêt immédiat de l'ensemble du système sans effectuer la suite normale d'opérations de fermeture telles que l'arrêt du vérin par la fin de course extérieure des systèmes asservis, et sans s'assurer que la pompe tourne à vide.

Le quatrième groupe de commandes donne les indications de verrouillage relatives à la position des fins de course mécaniques extérieures et de la fin de course des systèmes asservis du piston. Quand les vérins sont dans la position prédéterminée de rentrée ou de sortie, c'est-à-dire 15 mm avant l'arrêt mécanique proprement dit, le levier de contre-réaction mécanique MF (voir Fig. 19) est en contact avec l'une des fins de course extérieures. Le levier MF reste dans cette position tant qu'il y a une pression d'huile si bien que le vérin ne peut pas atteindre la fin de course mécanique extérieure. Un micro-relais est actionné lorsque le vérin atteint ces positions et interrompt le circuit de verrouillage, ce qui arrête le système tout entier. Un micro-relais capteur de position, placé à 5 mm avant le point où le piston atteint le joint du cylindre, appelé fin de course mécanique extérieure, procure une seconde sécurité.

Le cinquième groupe de commandes fournit des indications à distance sur les signaux d'entrée et de sortie des vérins asservis.

Le sixième groupe de commandes comporte des boutons pour court-circuiter les fins de course extérieures et les verrouillages d'accélération, ainsi que des boutons du système de blocage. Il y a lieu de court-circuiter le verrouillage de la fin de course extérieure des systèmes asservis lorsque l'on met en marche le système, puisque le vérin est normalement bloqué dans la position correspondant à la fin de course extérieure débranchée des systèmes asservis. Cette position est une position de verrouillage en opération normale et il est donc nécessaire de court-circuiter avant que l'on puisse faire démarrer le système. Le verrouillage d'accélération est aussi court-circuité pendant la période de mise en marche puisque certaines vibrations se produisent lorsque la pompe démarre. Les verrouillages de la fin de course extérieure des systèmes asservis et d'accélération sont enclenchés pendant l'opération normale.

7. OPERATION

L'ensemble des opérations de "programmation, ajustement, mesures" et de "commande de verrouillage" sont exécutées depuis l'armoire de commande (voir Fig. 12) placée dans la salle de contrôle principale. Les opérations d'enclenchement de l'alimentation et d'ouverture de la vanne d'aspiration hydraulique sont accomplies à l'avance à la station de pompage.

La succession des opérations de mise en route est brièvement décrite ci-dessous. On trouvera des informations plus détaillées en 8.

Opérations à la station de pompage

1. Enclencher l'alimentation à 380 V de la pompe
2. Enclencher l'alimentation à 48 V du système de verrouillage
3. Ouvrir la vanne d'aspiration de la pompe
4. Pousser le bouton de remise à zéro et observer si les indications de verrouillage sont vertes
5. Vérifier que le niveau du réservoir d'huile est normal et que la pression d'azote indiquée par les manomètres correspond aux valeurs données dans le tableau IV

Opérations à la salle de commande principale

6. Vérifier que toutes les lampes de verrouillage sont vertes (groupe 1).
7. Vérifier que toutes les lampes des indications générales sont allumées conformément au Tableau V.
8. Choisir le mode d'opération "normale" (groupe 3)
9. Vérifier que les lampes de la fin de course extérieure de l'aimant kicker et de l'aimant bending sont rouges (groupe 4)
10. Vérifier que les boutons du système de verrouillage, de débranchement de l'accéléromètre et de la fin de course extérieure sont rouges (groupe 6)
11. Vérifier que les potentiomètres pour l'opération manuelle et l'opération programmée sont sur "0" (groupe 4). Lampe orange allumée
12. Vérifier que le bouton de l'opération manuelle est allumé
13. Choisir le programme approprié de fonctionnement sur les unités d'échelonnement et le contrôler sur l'oscilloscope. Un programme général est représenté sur la Fig. 13a.
14. Vérifier le signal du programme filtré sur l'oscilloscope en pressant le bouton "programme" du sélecteur de mesures
15. Presser le bouton "piston" et "demodulated" sur le sélecteur de mesures, ce mode de monitoring indiquera le mouvement des aimants

16. Le système hydraulique est maintenant prêt pour le démarrage et l'opération manuelle.
17. Presser le bouton "pump on" (groupe 3)
18. Vérifier au bout de 60 sec. que les lampes d'indications générales sont vertes, excepté celles pression - pas de pression de la pompe qui sont alternativement vertes ou jaunes, et celle du refroidissement des échangeurs de chaleur qui peut être jaune ou verte
19. Vérifier sur le système d'indications à distance les températures T_1 , T_2 et T_3 , ainsi que les pressions P_1 , P_2 , P_3 et L_1 (groupe 2)
20. Vérifier que les ampèremètres de mesures d'entrée et de sortie indiquent respectivement 110 et 100 (groupe 4)
21. Presser le bouton vert de déverrouillage (groupe 6); au bout de 20 sec. les vérins sont déverrouillés
22. Mettre lentement le potentiomètre sur l'opération manuelle en position de travail, comme indiqué dans le manuel d'opérations 8 et observer le mouvement à l'aide de l'indicateur de positions et de l'oscilloscope
23. Remettre le potentiomètre en position "0"
24. Le système est maintenant prêt pour l'opération programmée
25. Sélectionner le système de timing automatique du PS sur l'armoire MR 29
26. Enclencher le train T (arrêt/marche hydraulique)
27. Vérifier que les positions d'entrée et de sortie sur l'ampèremètre sont 110 et 100
28. Presser le bouton vert de l'opération programmée. (Les fins de course extérieures des systèmes asservis s'éteignent)
29. Observer sur les ampèremètres d'entrée et de sortie que les indications vont à - 90
30. Presser les boutons verts de fin de course des systèmes asservis (enclenchée) et de l'accéléromètre (enclenché)
31. Choisir sur le sélecteur de mesures le programme d'échelons, le signal d'entrée des vérins asservis, et vérifier qu'ils ont la bonne forme. Ensuite commuter sur le contrôle du piston et observer le mouvement

32. Ajuster l'amplitude du déplacement de l'aimant à l'aide du potentiomètre de l'opération programmée; voir le dernier manuel d'opérations pour les ajustements corrects (8)
33. Vérifier le déplacement correct des aimants sur l'oscilloscope
34. Pour l'ajustement du faisceau, voir le dernier manuel d'opérations (8).

Pendant la marche de l'accélérateur, le mouvement des aimants doit être périodiquement contrôlé sur l'oscilloscope, ainsi que les températures T_1 , T_2 , T_3 et P_1 , P_2 , P_3 . En plus du contrôle du mouvement et du programme, le système de monitoring permet aussi de vérifier l'accélération et la vitesse des aimants.

Dans le cas où l'un des verrouillages arrête le système, le système de verrouillage bloquera les aimants en position rentrée, au bout de 20 sec. Avant toute tentative de remise en route, le verrouillage qui a provoqué l'arrêt doit être localisé et la faute éliminée. Pour redémarrer, presser le bouton de remise à zéro et mettre le potentiomètre pour l'opération programmée en position "0", puis continuer la suite des opérations décrites ci-dessus dans la rubrique "opérations dans la salle de commandes principale".

8. EXPERIENCE D'EXPLOITATION

Depuis son installation en 1963, le système hydraulique a fonctionné pendant près de 18.000 heures. En dehors d'une panne de pompe dans les tout premiers temps de son installation, le système a fonctionné sans interruptions sérieuses.

On effectue une inspection générale du système une fois l'an, pendant l'arrêt principal de la machine qui dure au moins 3 semaines. Le travail, au cours de cette période, consiste surtout à examiner les distributeurs, à polir les arbres, à changer les joints des vérins et des accumulateurs et à nettoyer les filtres. Si les délais le permettent, on

inspecte aussi la pompe. En général, les roulements de la pompe sont changés tous les deux ans. Le joint de la petite soupape pilote du régulateur de pression est changé deux fois par an, tandis que le filtre est nettoyé.

Au cours de ces inspections, les joints de teflon se révèlent normalement usés et les bagues en caoutchouc assez distendues et déformées. Dans la région exposée à des radiations intenses (le sommet du vérin de l'aimant bending), les joints deviennent cassants au bout d'un an. Les joints du vérin du kicker doivent être changés deux fois par an, par suite de la vitesse de service élevée de ce vérin, par rapport à celle du bending. Cependant, ce remplacement peut être effectué à l'occasion d'un arrêt normal de quelques jours. Comme ce vérin donne environ 10 millions de coups par an, le temps d'entretien apparaît comme très réduit.

L'huile "Shell Tellus 27" a été changée une fois en quatre ans de travail, et cette opération n'était pas vraiment nécessaire, car la teneur en acide, en eau et en particules solides n'atteignait pas un niveau alarmant. Les éléments du filtre principal (20 μm) et l'élément du filtre (5 μm) du vérin auxiliaire sont remplacés annuellement.

Les examens n'ont pas révélé d'usure importante des cylindres de la pompe (50,01 mm); les surfaces des cylindres et des pistons gardent leur état originel. Le tiroir et le manchon ne donnaient pas signe d'usure et les angles vifs des ouvertures ne présentaient pas d'érosion visible.

L'amplificateur à transistors et le générateur de 400 c/s ont fonctionné sans défaut et leurs caractéristiques ne présentent pas de détériorations, même avec un niveau d'irradiation de 5 rad/h au cours du fonctionnement du CPS.

9. REMERCIEMENTS

L'auteur désire remercier B. Kuiper qui a proposé ce système, pour ses encouragements et pour les fructueuses et amicales critiques qu'il a émises tout au long de l'étude et du perfectionnement du système.

Le principal adjudicataire, la Société "SAMM" à Boulogne-Billancourt (Seine) a droit à notre gratitude pour le travail réalisé et aussi pour nous avoir permis de publier la description des composants hydrauliques. En particulier nos remerciements vont à G. Faisandier, Directeur technique de "SAMM", pour l'intérêt qu'il a témoigné à nos problèmes.

La conception du système de commande électronique original est due à D.A.S. Neet; la construction et le montage furent assurés par H. Dijkhuizen, assisté de E. Consigny. Les nouvelles commandes ont été conçues par J. Goni et J.P. Zanasco et construites par G. Castelli.

J. Hirsbrunner a apporté une aide très importante dans la conception, la construction et la disposition de l'installation, aussi bien au banc d'essai que dans le CPS. L'un des facteurs majeurs du bon fonctionnement du système réside dans la judicieuse conception mécanique, due à E. Frick et M. Stücki. R. Bonvin a apporté son irremplaçable contribution pour le projet et la construction du système de verrouillage hydraulique.

Nous devons remercier tout spécialement Y. Favereau pour son excellente exécution des pièces mécaniques et pour ses nombreuses et précieuses suggestions, ainsi que A. Bertuol, A King et P. Pugin pour leur aide efficace aux différents stades de la construction mécanique

J. Gallay et M. Niklaus, qui ont supervisé avec succès les travaux d'installation dans le CPS, ont aussi droit à notre gratitude.

Nos derniers remerciements, mais non les moindres, vont à R. Nussli pour la préparation des illustrations de ce rapport.

10. REFERENCES

- 1) "Magnet Plunging System for the Bevatron External Proton Beam"
Roland KREVITT and Donal MORRIS,
University of California - March 1st 1965.
- 2) "The Plunging Magnet System for the Nimrod Extracted Proton Beam"
J.H. MAJOR and J.H. SWAIN
Rutherford Laboratory RHEL/R117 - March 1966.
- 3) "The Fast Beam Extraction System of the Alternating Gradient Synchrotron"
E.B. FORSYTH and C. LASKY
Brookhaven National Laboratory B.N.L. 910 (T-373) - March 1965
- 4) "Operational Experience with the C.P.S. Fast Ejection System"
B. KUIPER and G. PLASS
CERN NPA/Int. 65-26 - October 1965
- 5) "The Fast Ejection System of the CERN 25 GeV Proton Synchrotron"
B. KUIPER
CERN NPA/Int. 63-15 - July 25th, 1963
- 6) "Tentative Specifications for Hydraulic Servo-Actuators for
the Fast Ejection System"
B. KUIPER
CERN PBC/FEJ/Spec. 3 - July 1st, 1960
- 7) "Verrouillages pour le Système Hydraulique de l'Ejection Rapide"
R. Bonvin
CERN PS/FES/Int. - Technical Note No. 1 - October 30th 1967
- 8) "Procédure de Mise en Marche du Déflecteur Rapide 97 (Kicker
Magnet) et l'Aimant d'Ejection 1 (Bending Magnet)"
B. NICOLAI
CERN MPS/MA - June 8th, 1967

T A B L E A U I

Caractéristiques principales des vérins asservis

Vérins du kicker

		Service normal	Valeurs maximales
Déplacement horizontal			
Masse mobile	kg	260	260
Course	mm	170	290
Vitesse	m/s	0,85	4
Accélération max.	m/s ²	40	195
Pression d'alimentation	bar	150	150
Surface du piston	cm ²	34	34
Force d'accélération max.	N	10400	51000
Consommation d'huile par cycle	dm ³	1,16	1,95
Consommation de puissance pour 1 c/s	kw	16	29
Précision (dynamique)	mm	± 0,1	± 0,2

Vérins de l'aimant à septum

		Service normal	Valeurs maximales
Déplacement vertical			
Masse mobile *	kg	1100	1100
Course	mm	55	180
Vitesse	m/s	0,27	3
Accélération max.	m/s ²	20	245
Pression d'alimentation	bar	150	150
Surface du piston	cm ²	180	180
Force d'accélération max.	N	22000	270000
Consommation d'huile par cycle	dm ³	2	6,5
Consommation de puissance pour 1 c/s	kw	29	95
Précision (dynamique)	mm	± 0,5	± 1

* La course et la vitesse de l'aimant étant doublées par le système de leviers entre le vérin et l'aimant, la masse à déplacer de 550 kg est doublée elle aussi.

T A B L E A U II

Caractéristiques principales de la pompe à pistons

Pression de service	150 bar
Débit à 1480 t/min	520 dm ³ /min
Puissance consommée en service normal (1 c/s + fuites)	60 kw
Puissance consommée maximale	130 kw
Température de service	20 - 40°C
Fluide	Shell Tellus 27

T A B L E A U III

Réglage de pression des soupapes hydrauliques. Voir emplacement sur Fig. 9

Soupapes de sécurité haute pression (149-150)	165 et 175 bar
Régulateur de pression (101) travaille entre	130 - 150 bar
Soupapes de sécurité d'arrêt (208-308)	13 bar
Soupape de sécurité (209-309)	17 bar
Soupape de sécurité by-pass (refroidisseur)(137)	3 bar
Soupape de sécurité by-pass (filtre)(108)	1,5 bar

T A B L E A U IV

Pression du gaz au préremplissage dans les accumulateurs. Voir empl. sur Fig.9

Accumulateur (cave et anneau) (164-501)	110 bar
Accumulateur (stockage) (238-338)	110 bar
Accumulateur (retour) (237-337)	10 bar

T A B L E A U V

Fonctions et grandeurs soumises à un verrouillage

Aimant Bending

1. position du piston de l'accumulateur dans l'accumulateur haute pression - verrouillage 20 cm avant que le piston ne touche l'épaulement supérieur.
2. pression dans l'accumulateur haute pression - verrouillage si la pression est inférieure à 100 bar.
3. pression dans l'accumulateur basse pression - verrouillage si la pression est inférieure à 5 bar.
4. accélération de l'aimant - verrouillage au delà de 6 g.
5. position de la cuve à vide - verrouillage si mouvement de 0,5 mm verticalement ou horizontalement.
6. température T_2 du joint de vide - verrouillage si $T_2 > 35^{\circ}\text{C}$.
7. gradient de température du joint de vide $d T_2/dt$ - verrouillage si $d T_2/dt > 1^{\circ}\text{C}/\text{sec}$.
8. position angulaire par rapport au faisceau, mesurée relativement à la cuve à vide - verrouillage si écart de 1 mm par rapport à la position fixée.

Station de pompage et transmission de puissance hydraulique

1. alimentation 380 V pour le moteur de la pompe.
2. pression d'air pour le système de blocage - verrouillage si $p < 5$ bar.
3. pression d'eau pour le système de refroidissement - verrouillage si $p < 3$ bar.
4. niveau d'huile L_1 dans le réservoir principal - verrouillage si le niveau tombe au-dessous du minimum.
5. indication de température de l'huile dans le réservoir - verrouillage si $T_3 > 45^{\circ}\text{C}$; il y a aussi un signal d'avertissement sans verrouillage à partir de 35°C .
6. vanne d'aspiration de la pompe ouverte ou fermée - verrouillée si fermée.

7. pression trop élevée dans la ligne de transmission - verrouillage si $P_3 > 165$ bar.
8. pression P_3 trop basse dans la ligne de transmission - verrouillage si la pression < 110 bar 45 sec après le démarrage de la pompe.
9. pression dans l'accumulateur (cave) - verrouillage si pression < 100 bar.
10. position du piston de l'accumulateur (cave) - verrouillage 20 cm avant que le piston ne touche l'épaulement supérieur.
11. pression dans l'accumulateur (anneau) - verrouillage si pression inférieure à 100 bar.
12. position du piston de l'accumulateur (anneau) - verrouillage 20 cm avant que le piston ne touche l'épaulement supérieur.

Aimant Kicker

1. position du piston de l'accumulateur dans l'accumulateur haute pression - verrouillage 20 cm avant que le piston ne touche l'épaulement supérieur.
2. pression dans l'accumulateur haute pression - verrouillage si la pression est inférieure à 100 bar.
3. pression dans l'accumulateur basse pression - verrouillage si la pression est inférieure à 5 bar.
4. accélération de l'aimant - verrouillage au delà de 6 g.
5. position de la cuve à vide - verrouillage si mouvement de 0,5 mm verticalement ou horizontalement.
6. gradient de température du joint de vide $d T_2 / dt$ - verrouillage si $d T_2 > 100 / \text{sec}$.

Indications générales

1. alimentation 400 Hz, enclenché ou déclenché
2. pompe enclenchée ou déclenchée
3. régulateur, by-passé ou non
4. moteur relais principal enclenché ou déclenché
5. pression d'huile dans la ligne de transmission, normale ou non
6. niveau d'huile de lubrification pour l'arbre de l'aimant bending normal ou non.

7. niveau d'huile de lubrification pour l'arbre de l'aimant kicker, normal ou non
8. pression d'huile de lubrification pour l'arbre de l'aimant bending, normal ou non
9. fuite d'huile sous l'aimant kicker, enclenché ou déclenché
10. fuite d'huile sous l'aimant bending, enclenché ou déclenché
11. fuite d'huile dans la station de pompage, enclenché ou déclenché
12. débit d'eau pour le système de refroidissement, enclenché ou déclenché
13. une lampe jaune indique un état déclenché ou anormal.

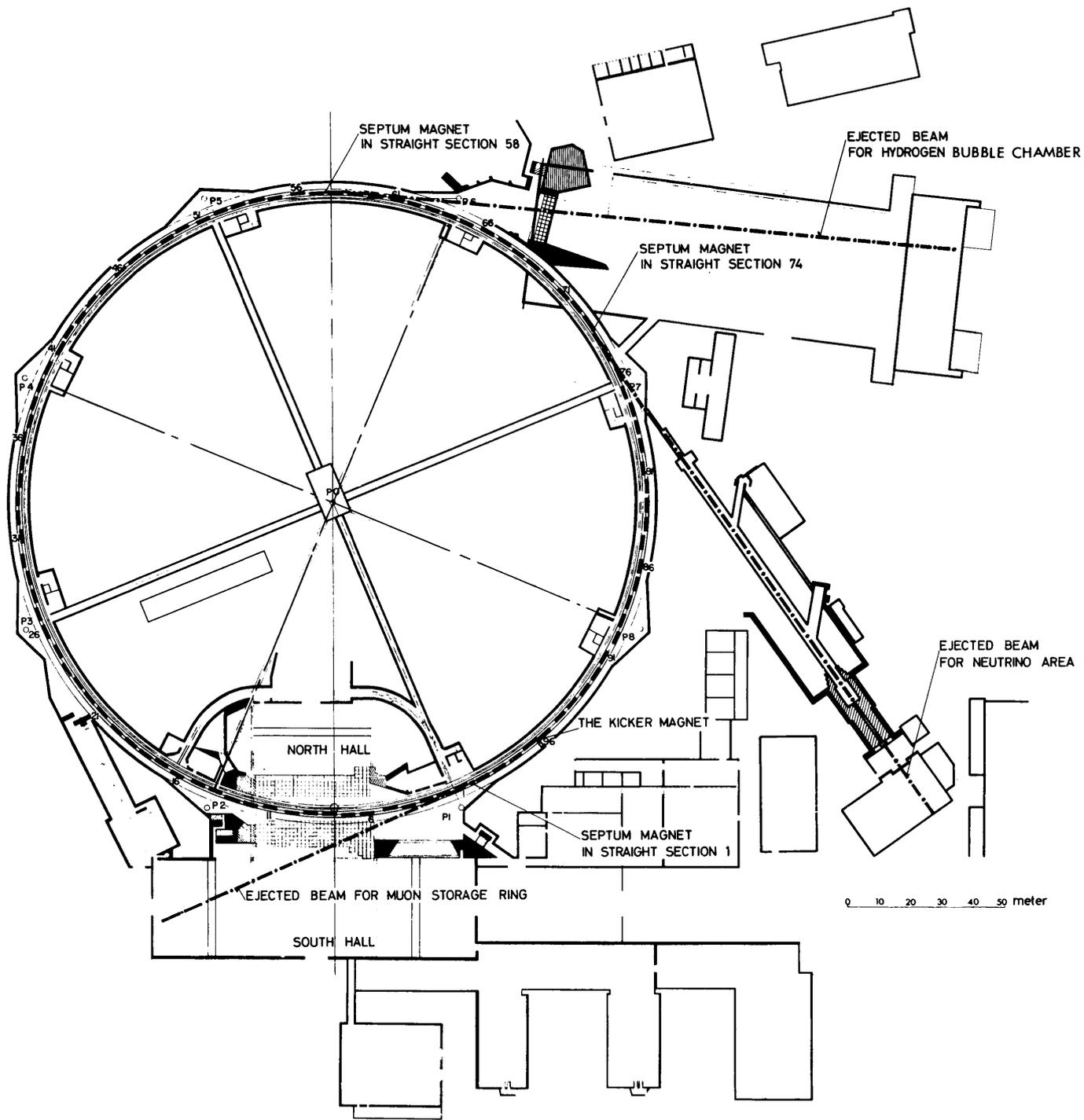


Fig.1 - LAYOUT OF THE C.P.S. AND THE EXTERNAL BEAMS OF FAST EJECTION

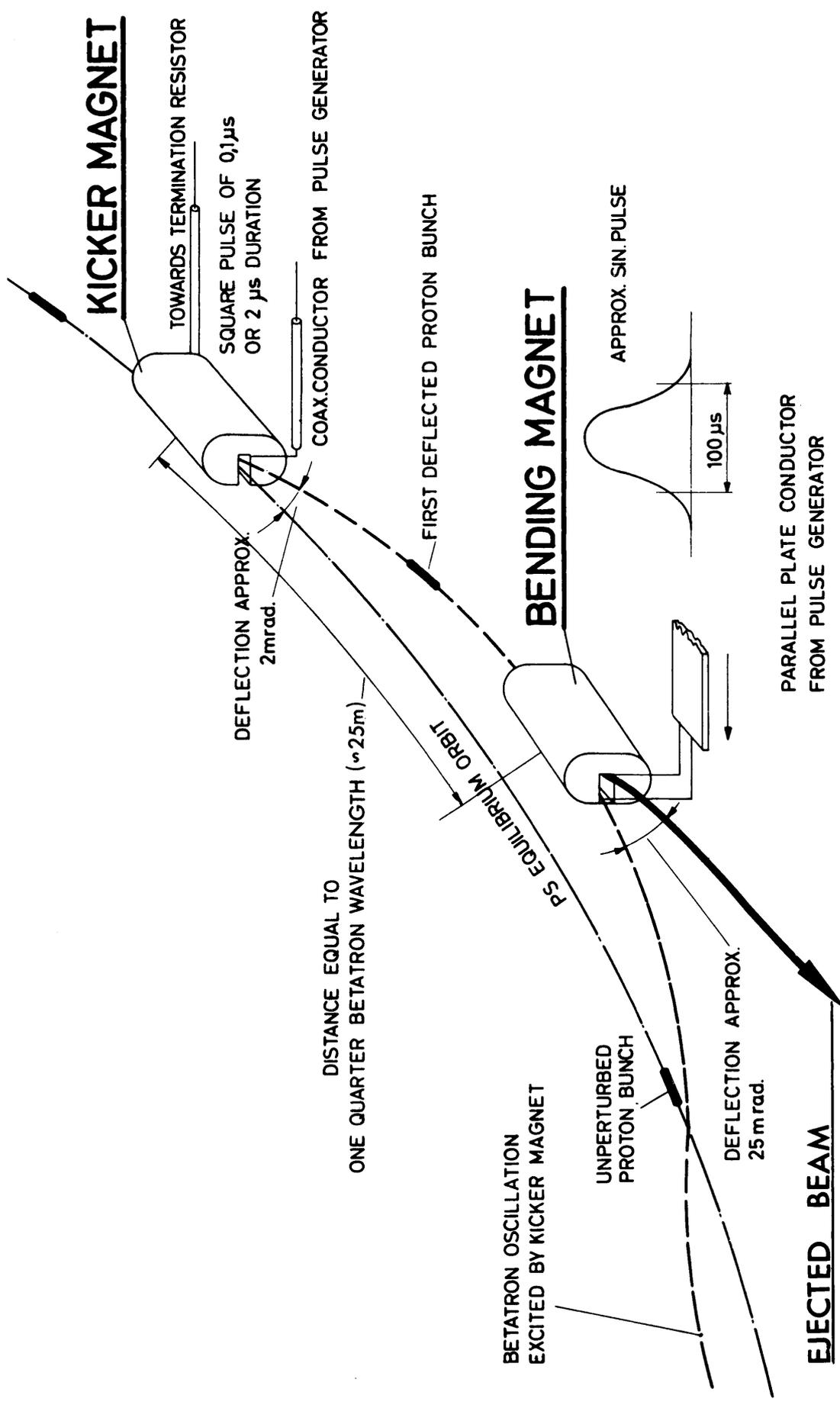


Fig. 2 PRINCIPLE OF FAST EJECTION SYSTEM

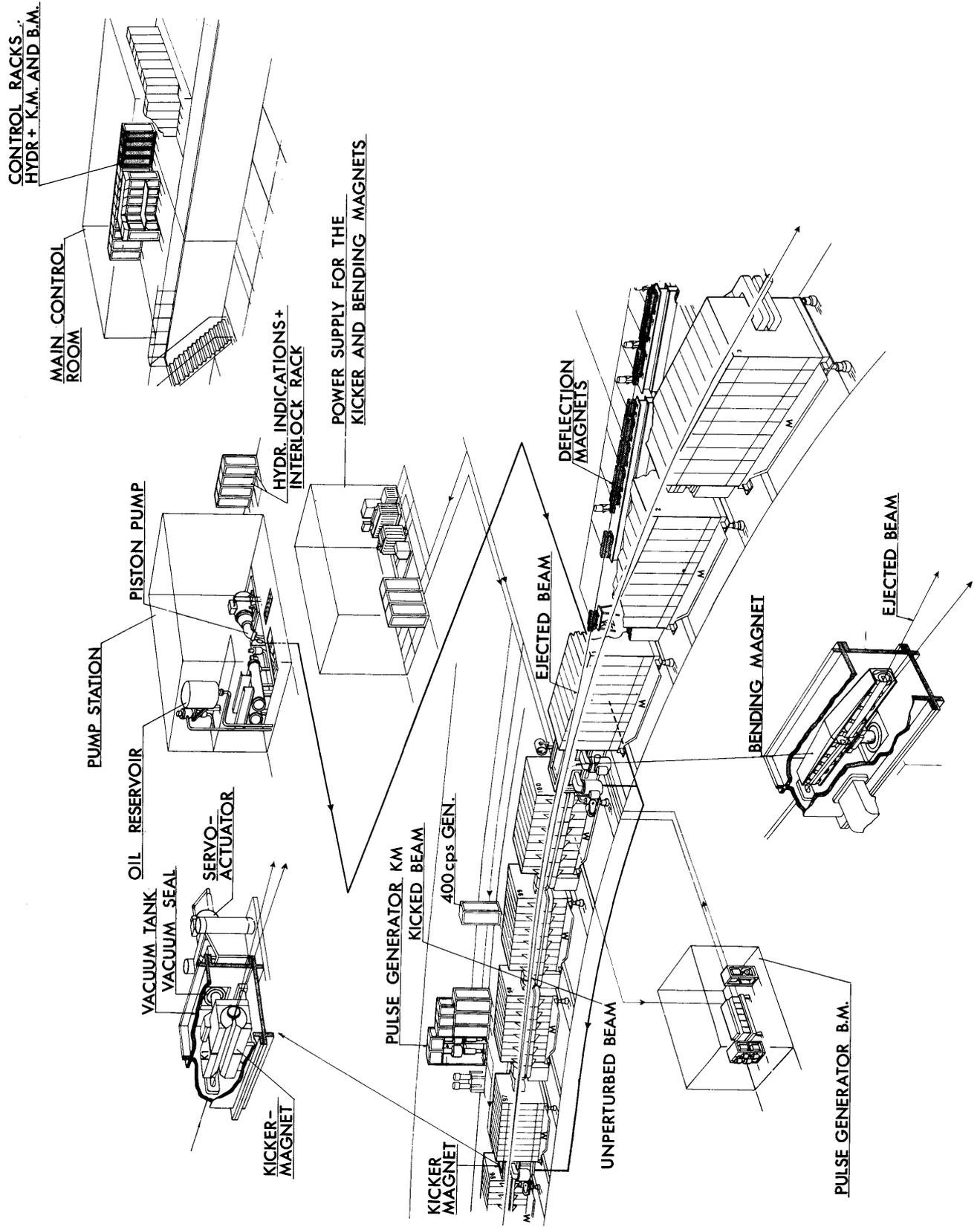


FIG. 3 SITUATION PLAN

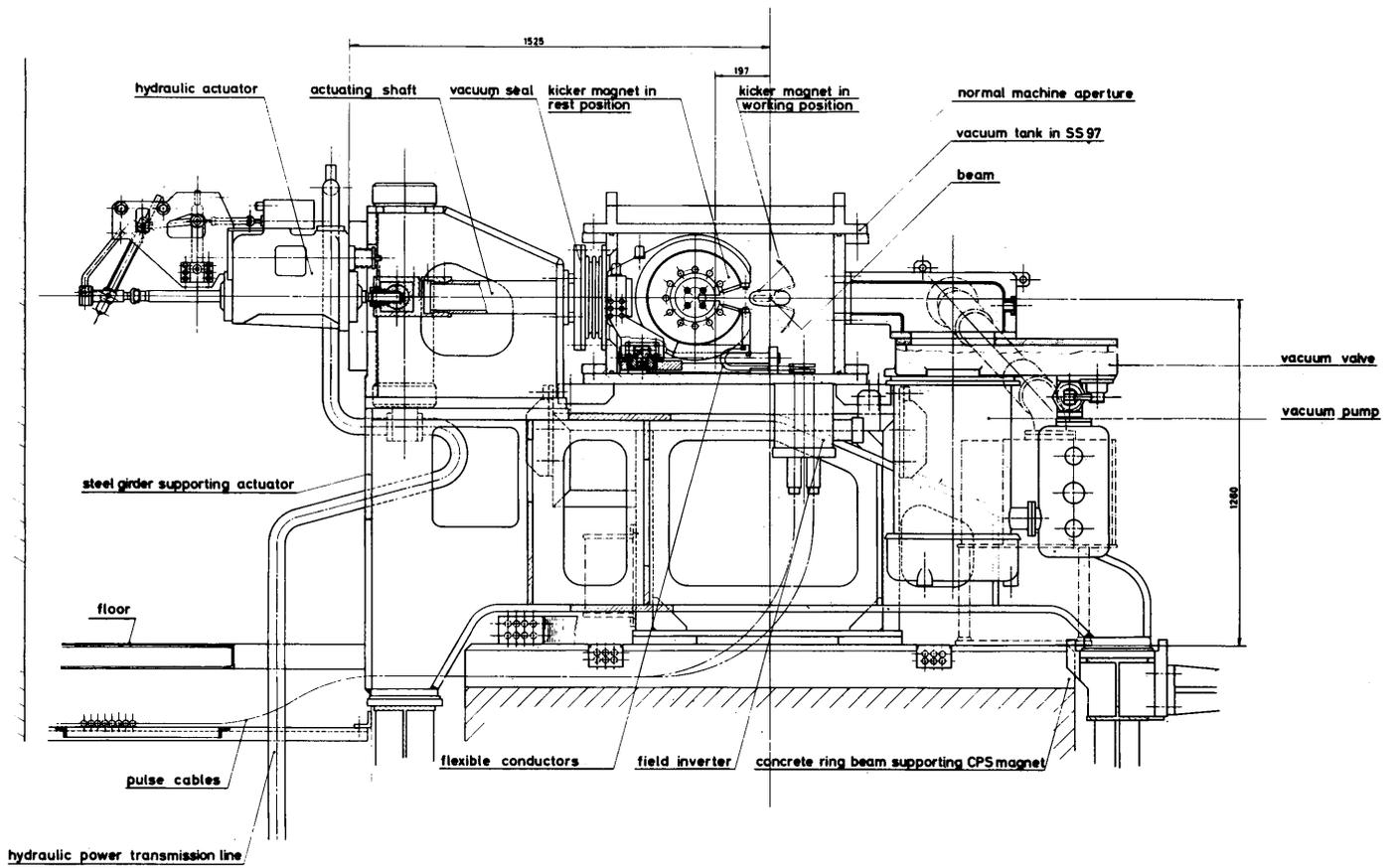


Fig. 4. Sectional view of the kicker magnet in its vacuum tank.

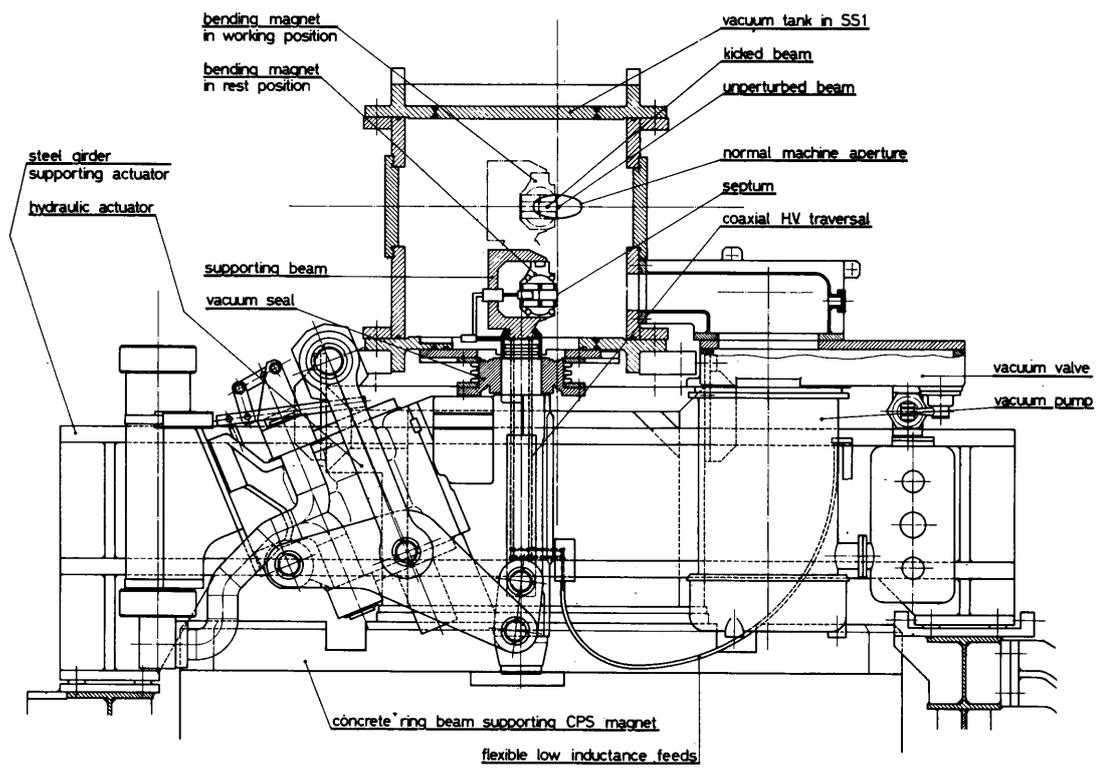


Fig. 5. Sectional view of the bending magnet in its vacuum tank.

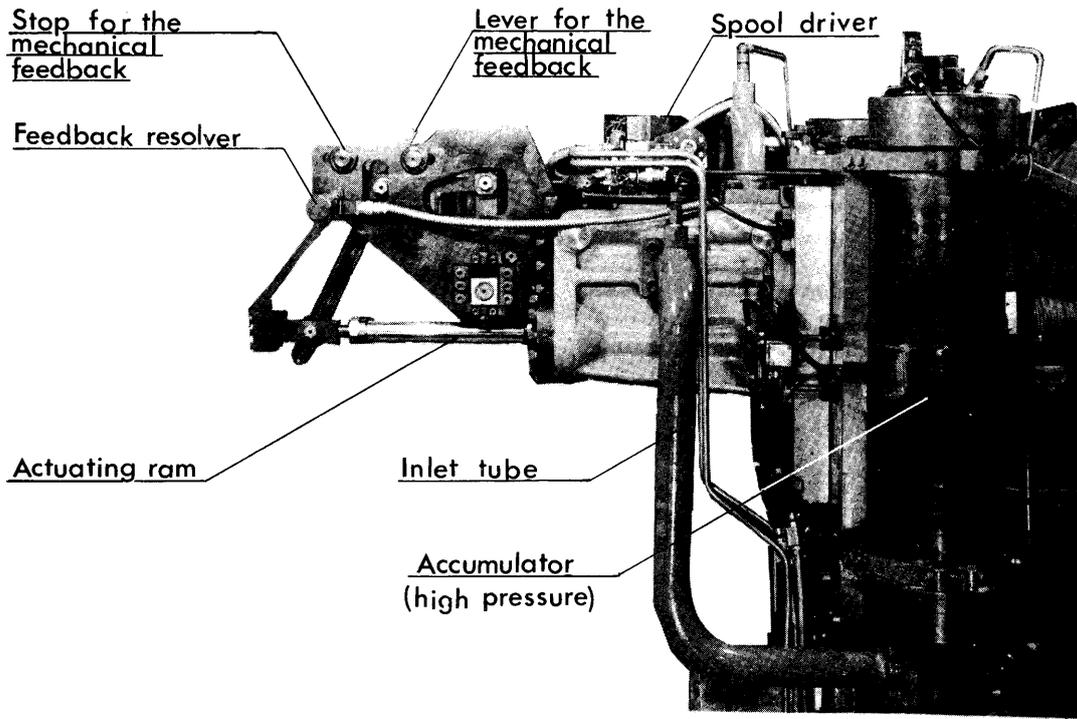


Fig.6 Servo-actuator for the kicker magnet

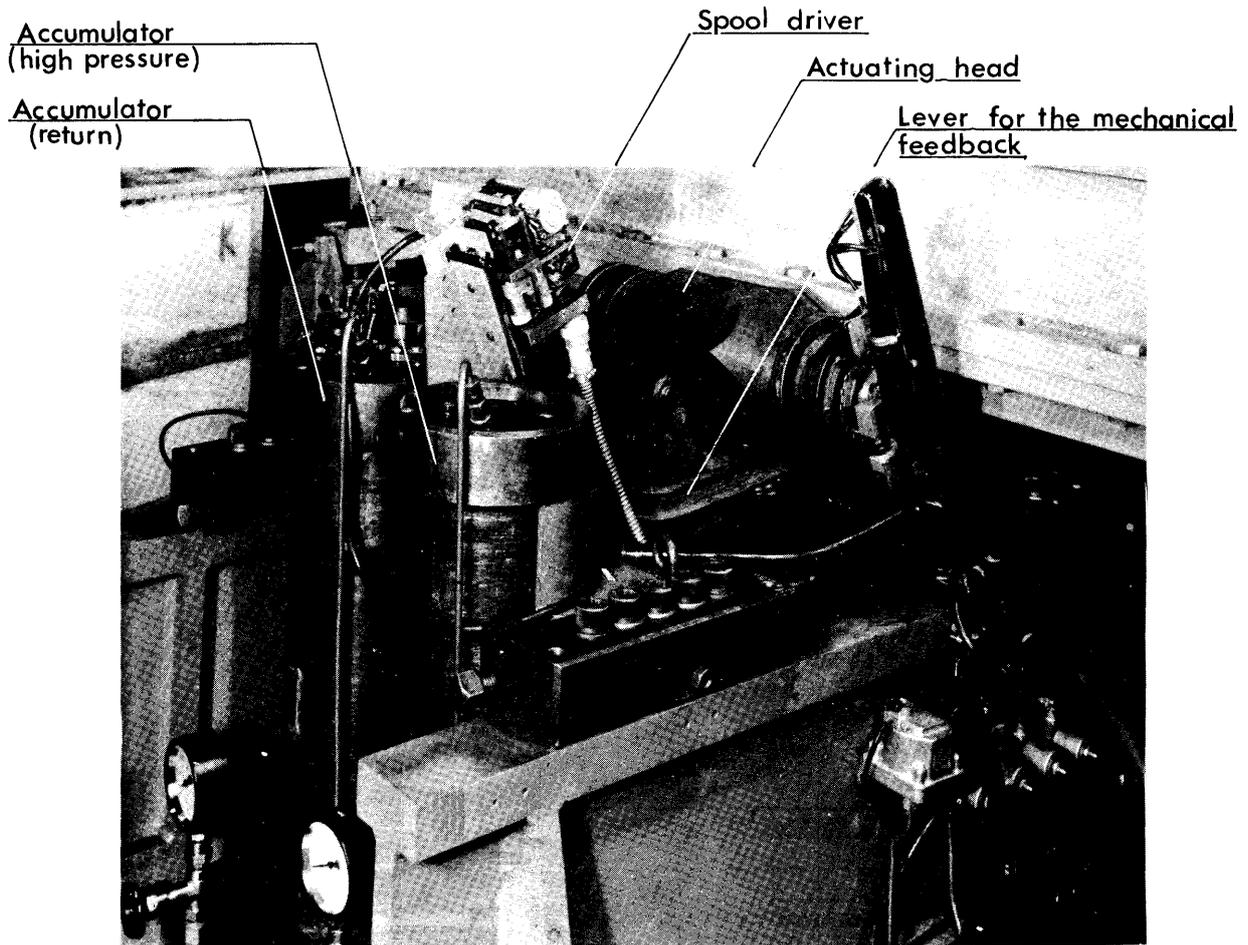


Fig.7 Servo-actuator for the bending magnet

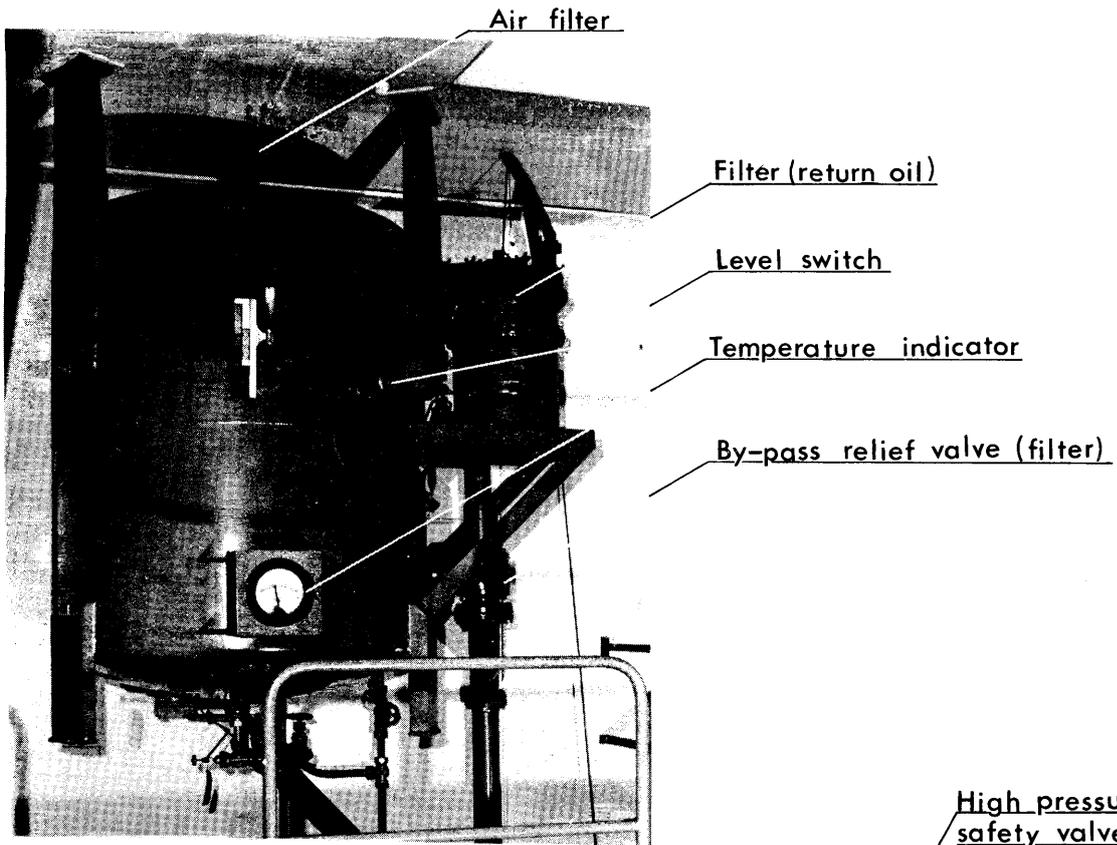


Fig. 8a Oil reservoir

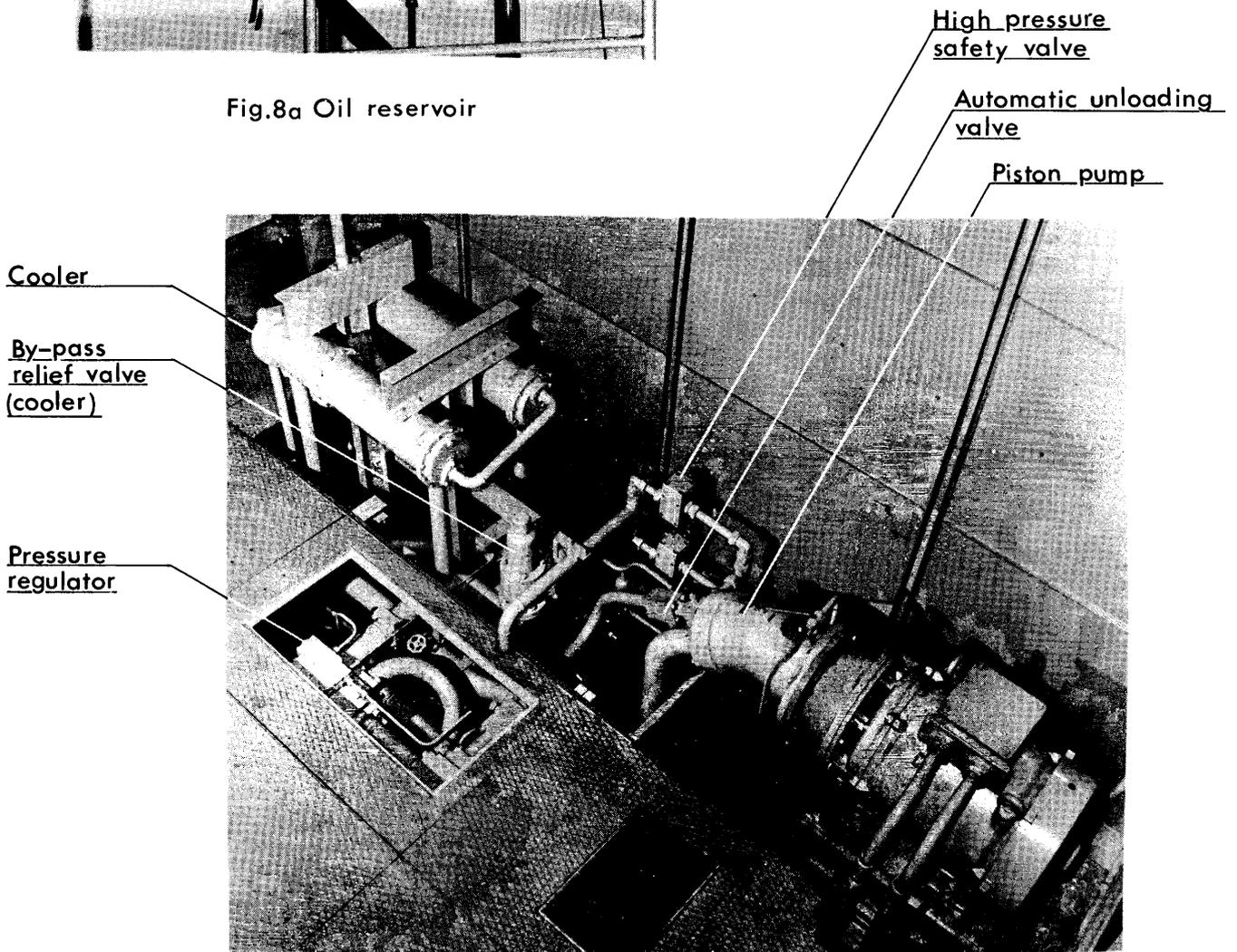


Fig. 8 Pump station

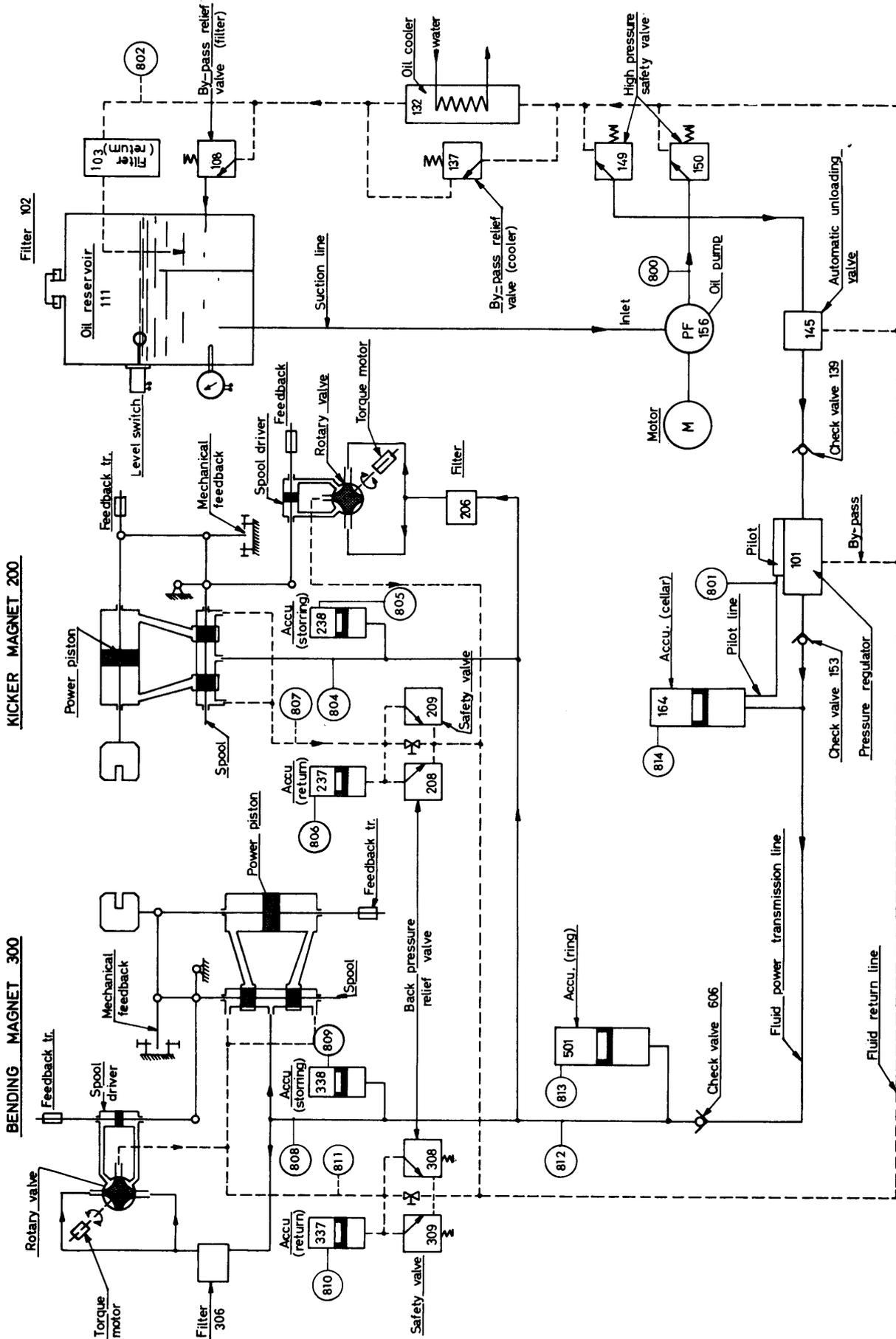


Fig.9 Principle of the hydraulic power supply for the servo-actuators

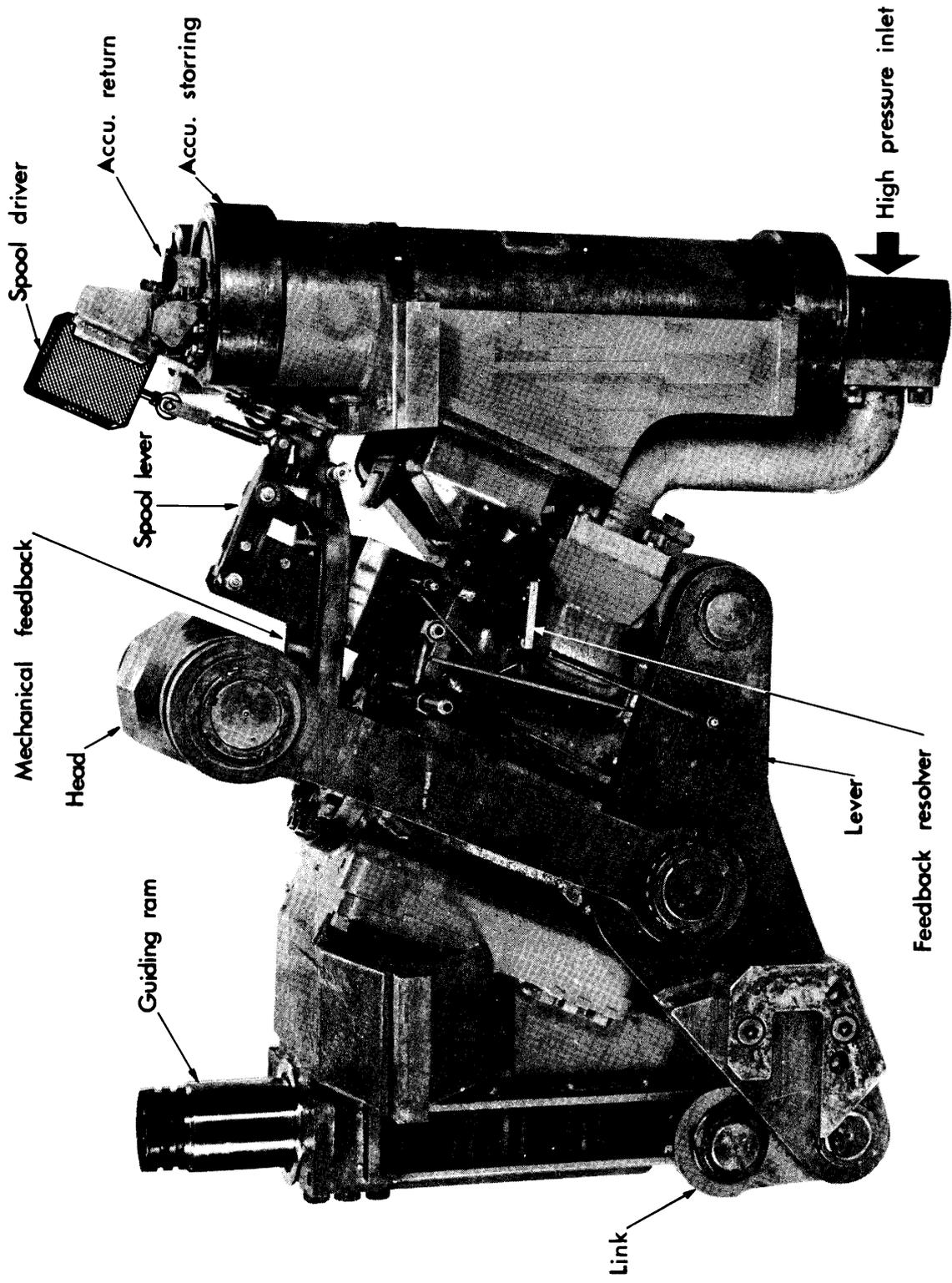


FIG. 10 - Power part of the servoactuator for the Bending Magnet.

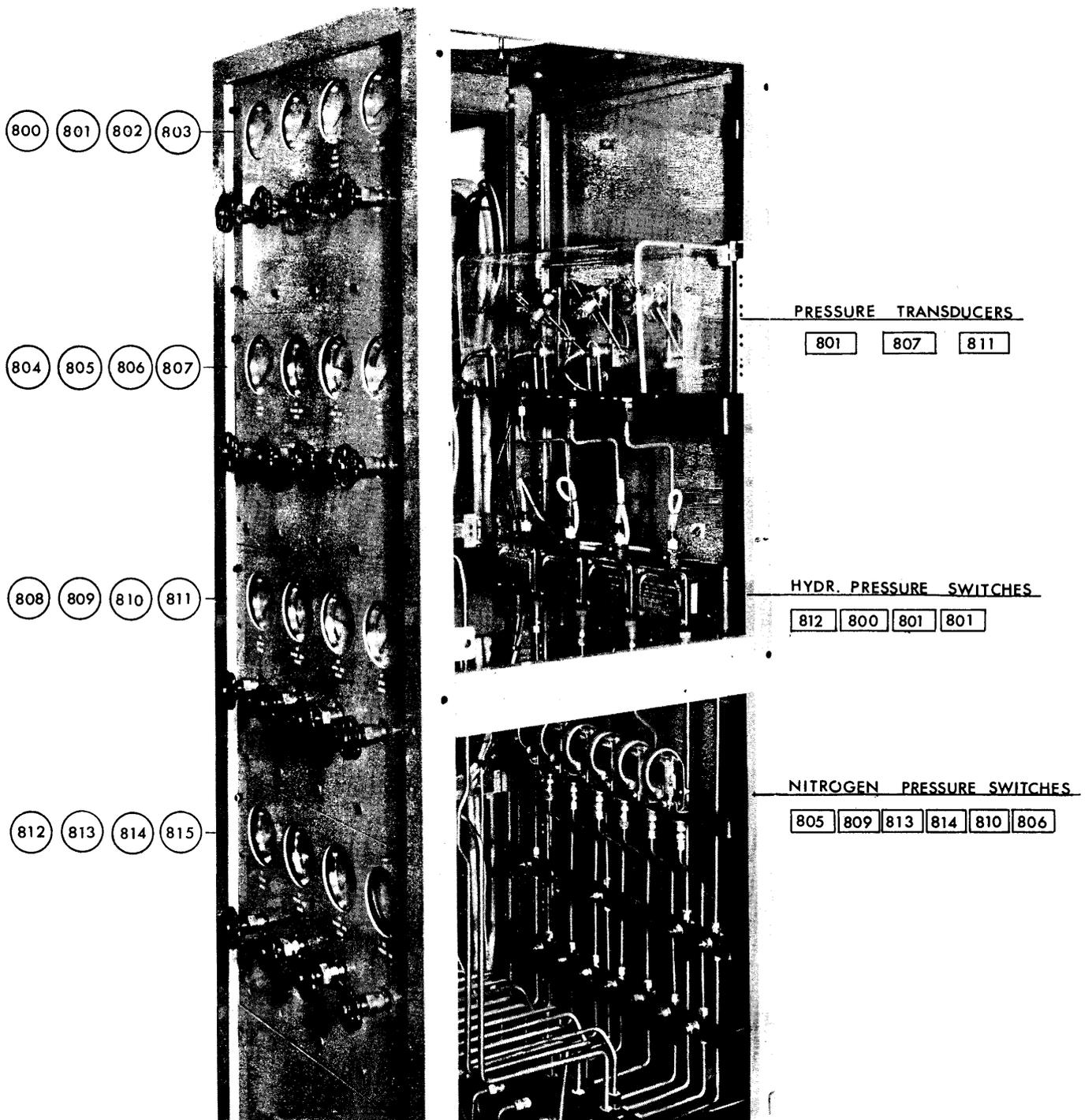


Fig.11 Hydraulic pressure indication and interlock rack

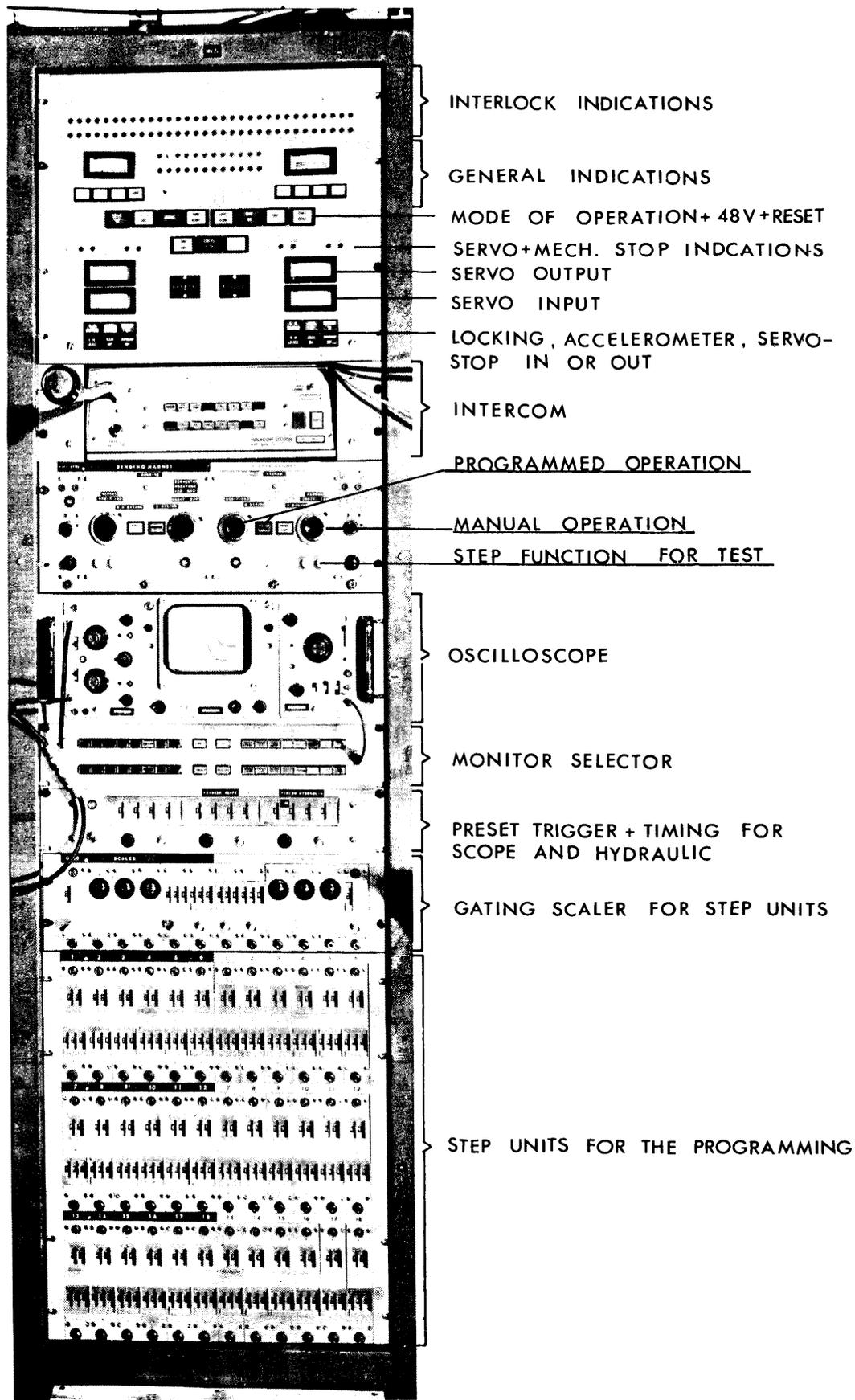


Fig.12 Control rack for the electro-hydraulic servo-actuators

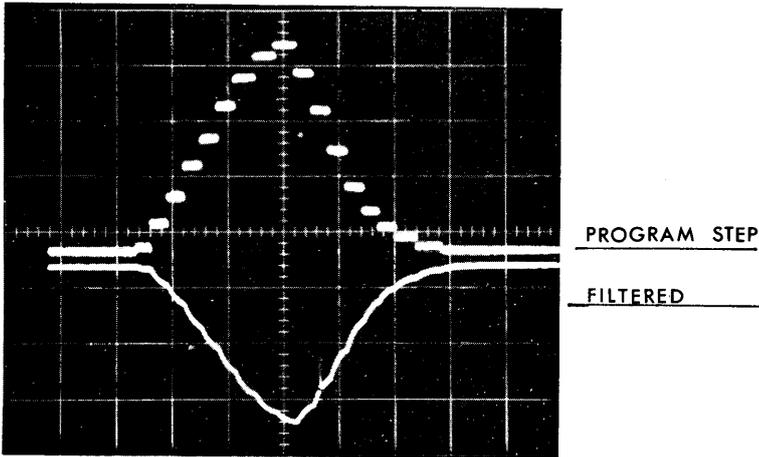


Fig.13a CONTROL PROGRAM
for the kicker servo. \square 100ms

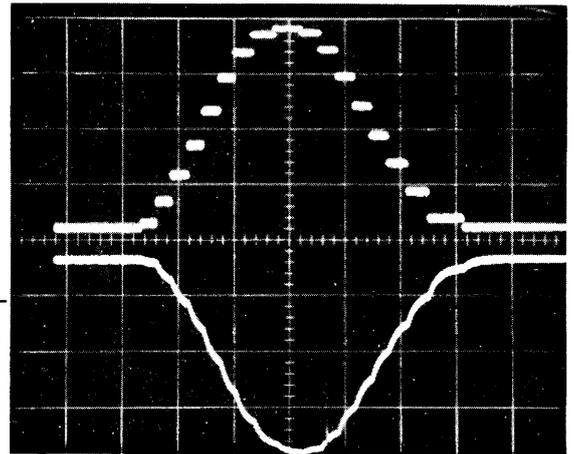


Fig.13d CONTROL PROGRAM
for the bending servo. \square 100ms

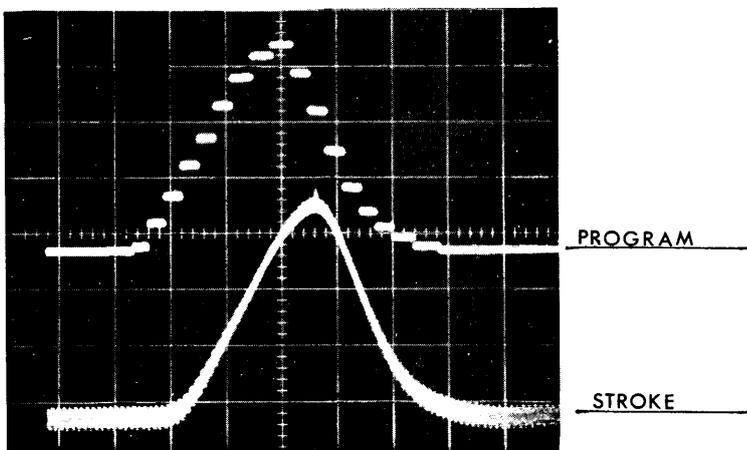


Fig.13b PROGRAMMED MOVEMENT
(kicker servo.) \square 100 ms

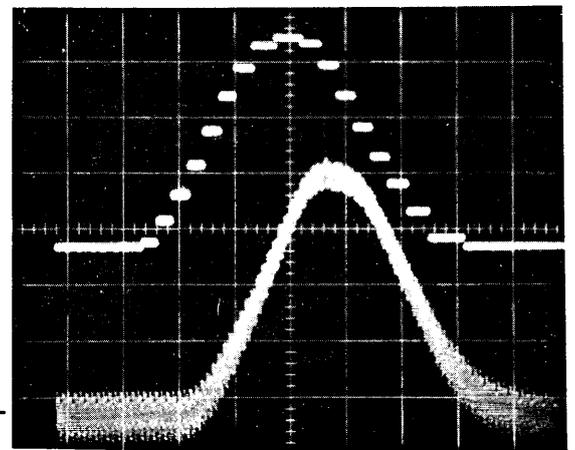


Fig.13e PROGRAMMED MOVEMENT
(bending servo.) \square 100 ms

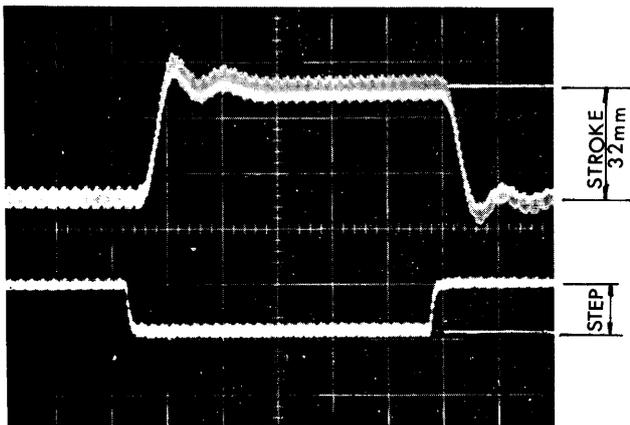


Fig.13c TRANSFER FUNCTION
(kicker servo.) \square 100ms

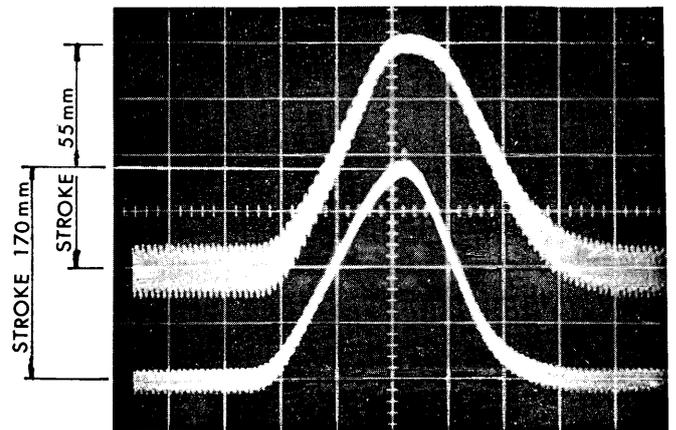


Fig.13f PROGRAMMED MOVEMENTS
for the bending and kicker
actuators \square 100 ms

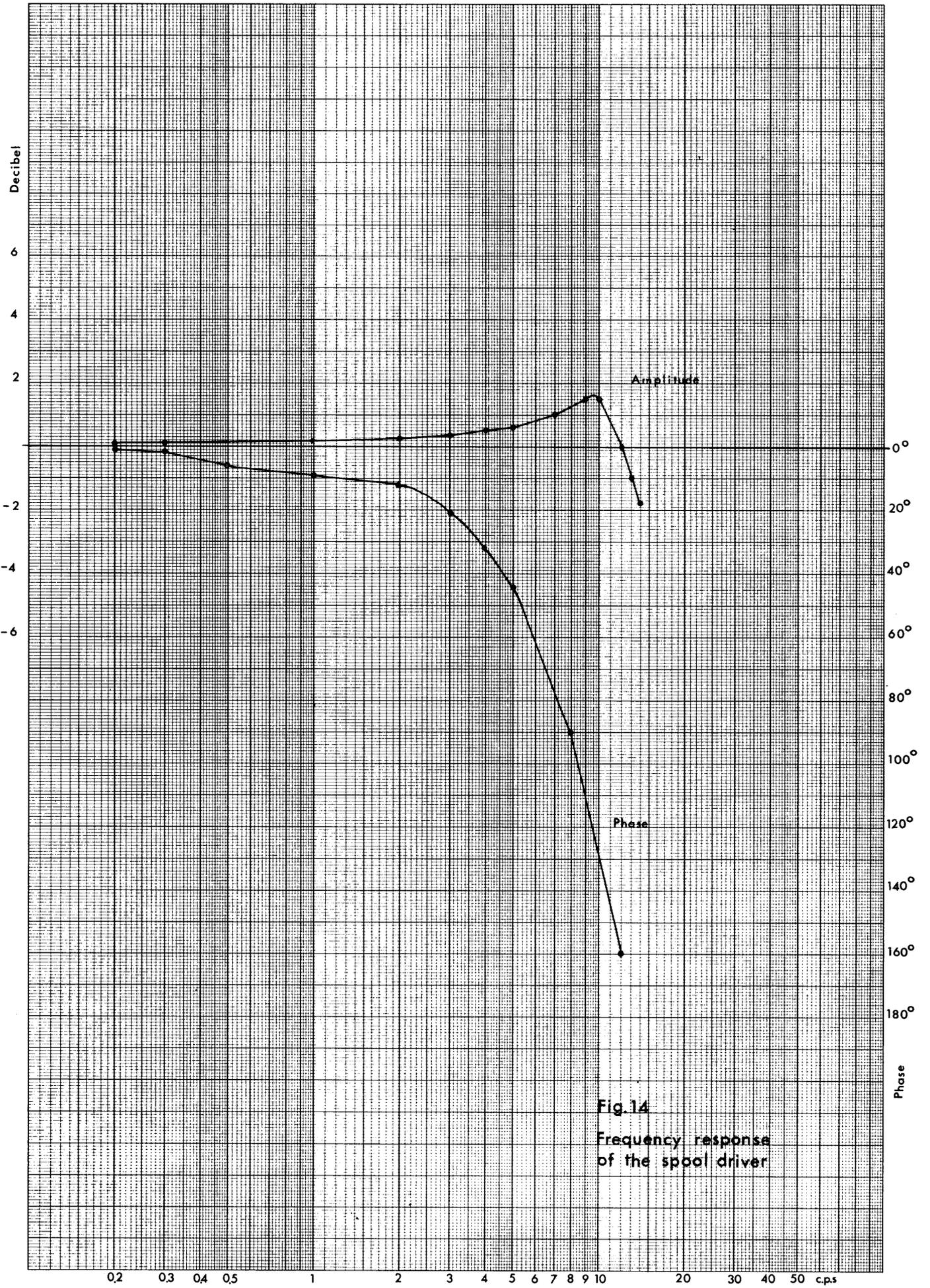


Fig. 14
 Frequency response
 of the spool driver

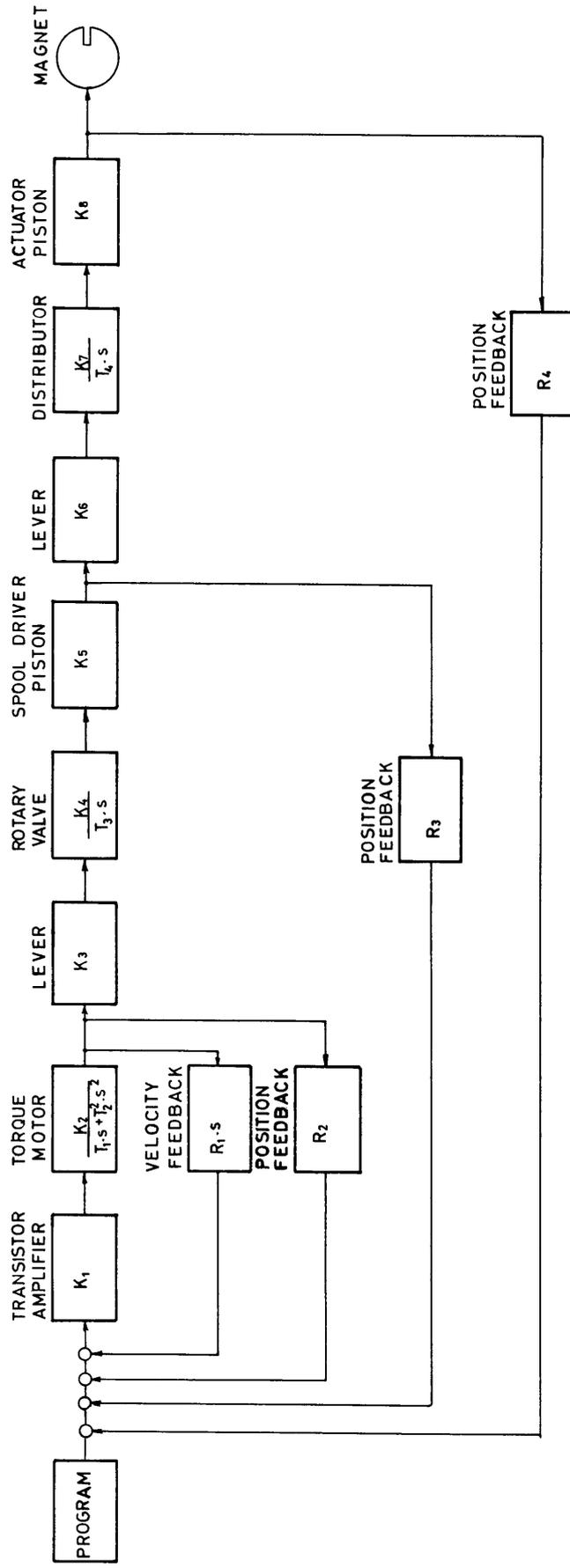


Fig 15. BLOCK DIAGRAM FOR THE SERVO-ACTUATOR

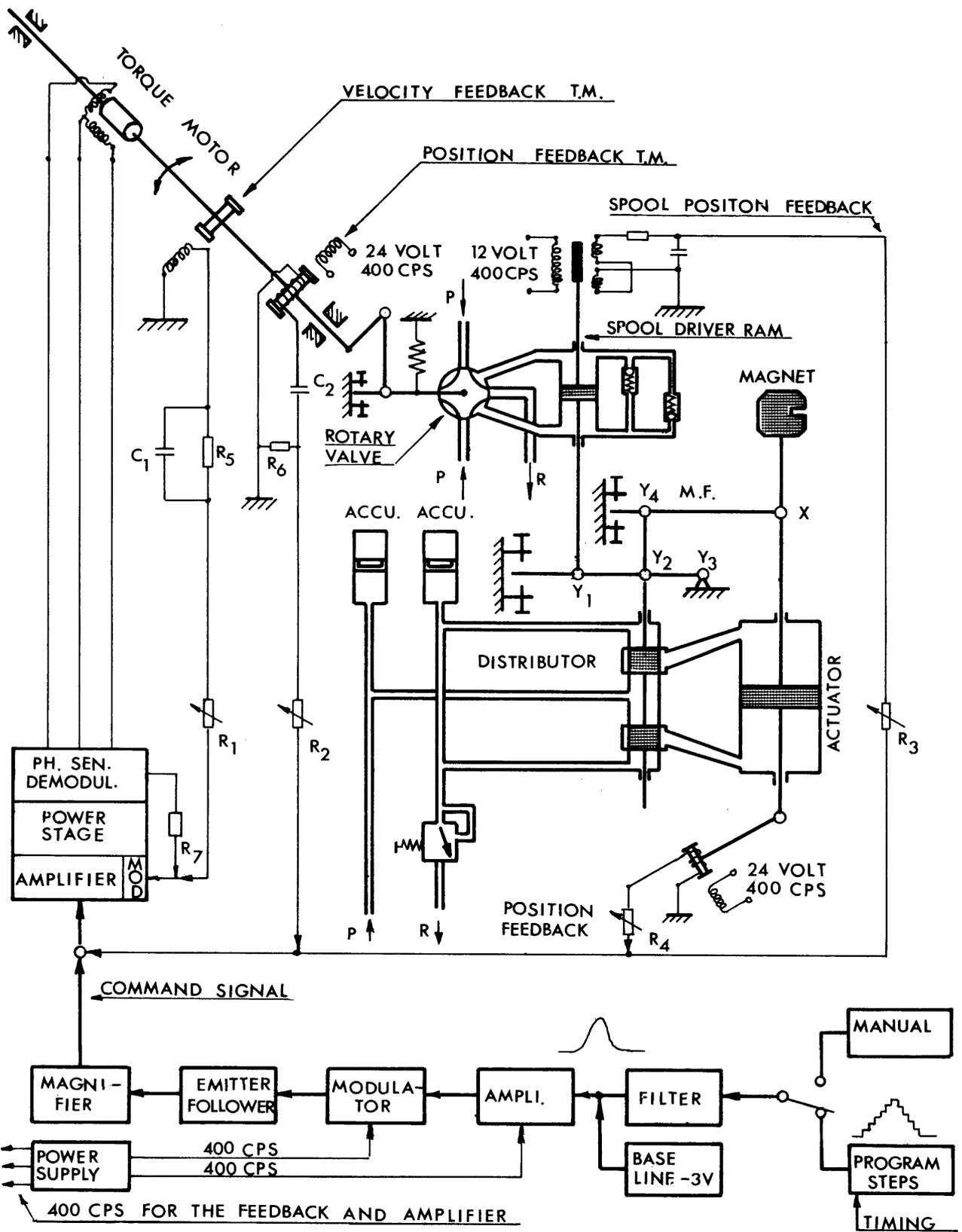
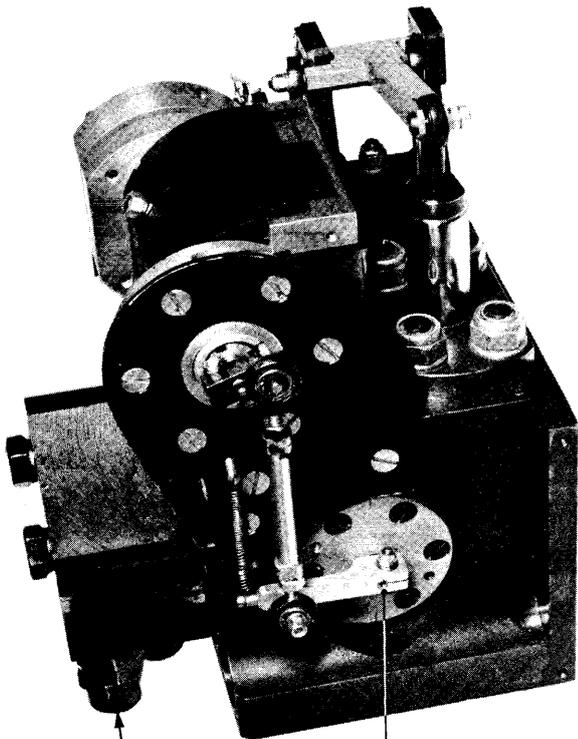
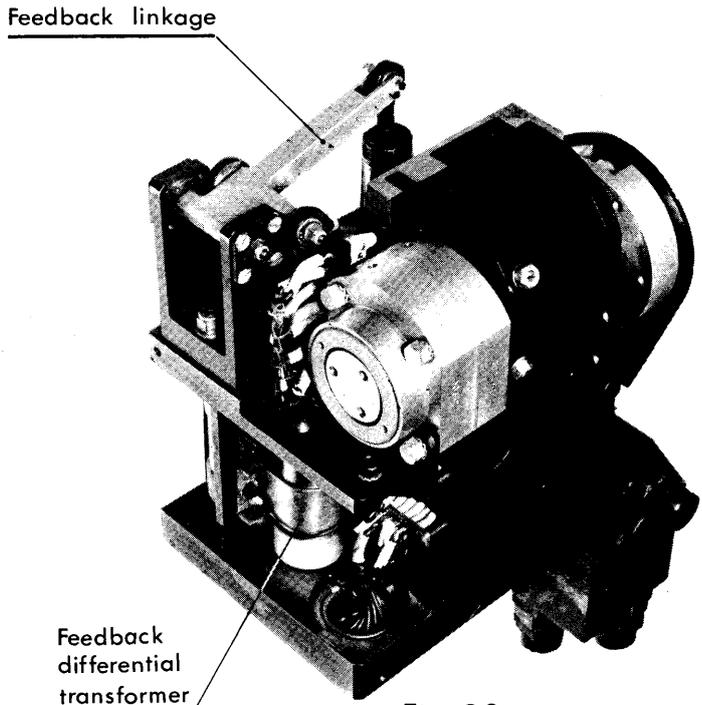


FIG.19 PRINCIPLE OF THE ELECTRO HYDRAULIC SERVO ACTUATORS



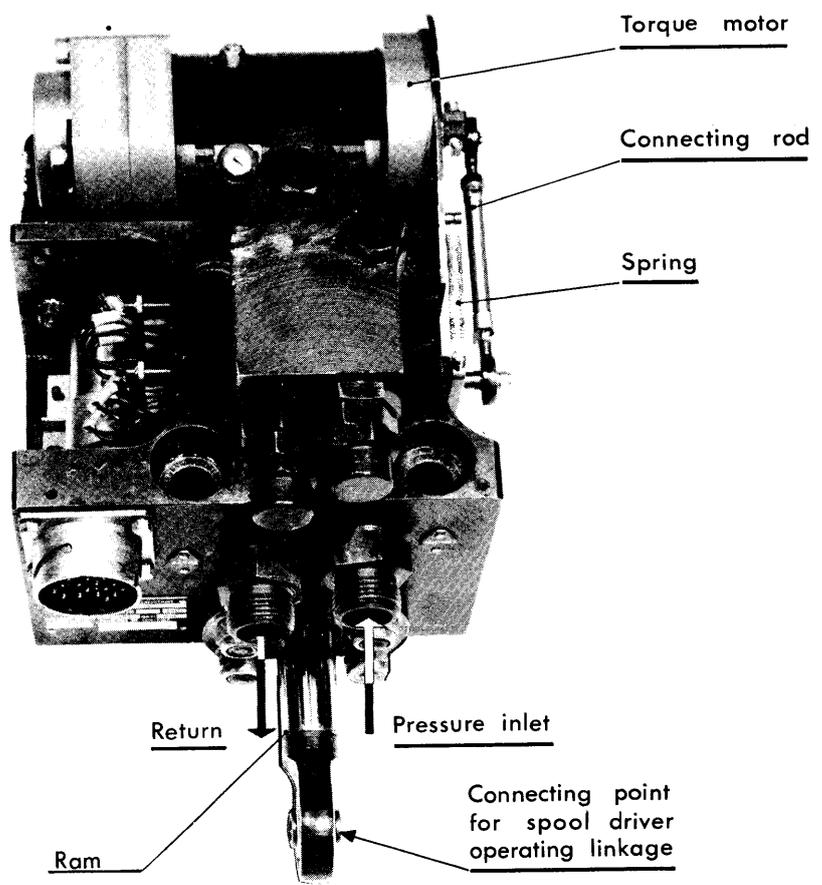
Double relief valve
Rotary plug valve

Fig. 20b



Feedback linkage
Feedback differential transformer

Fig. 20c



Torque motor
Connecting rod
Spring
Return
Pressure inlet
Ram
Connecting point for spool driver operating linkage

Fig.20 The spool driver

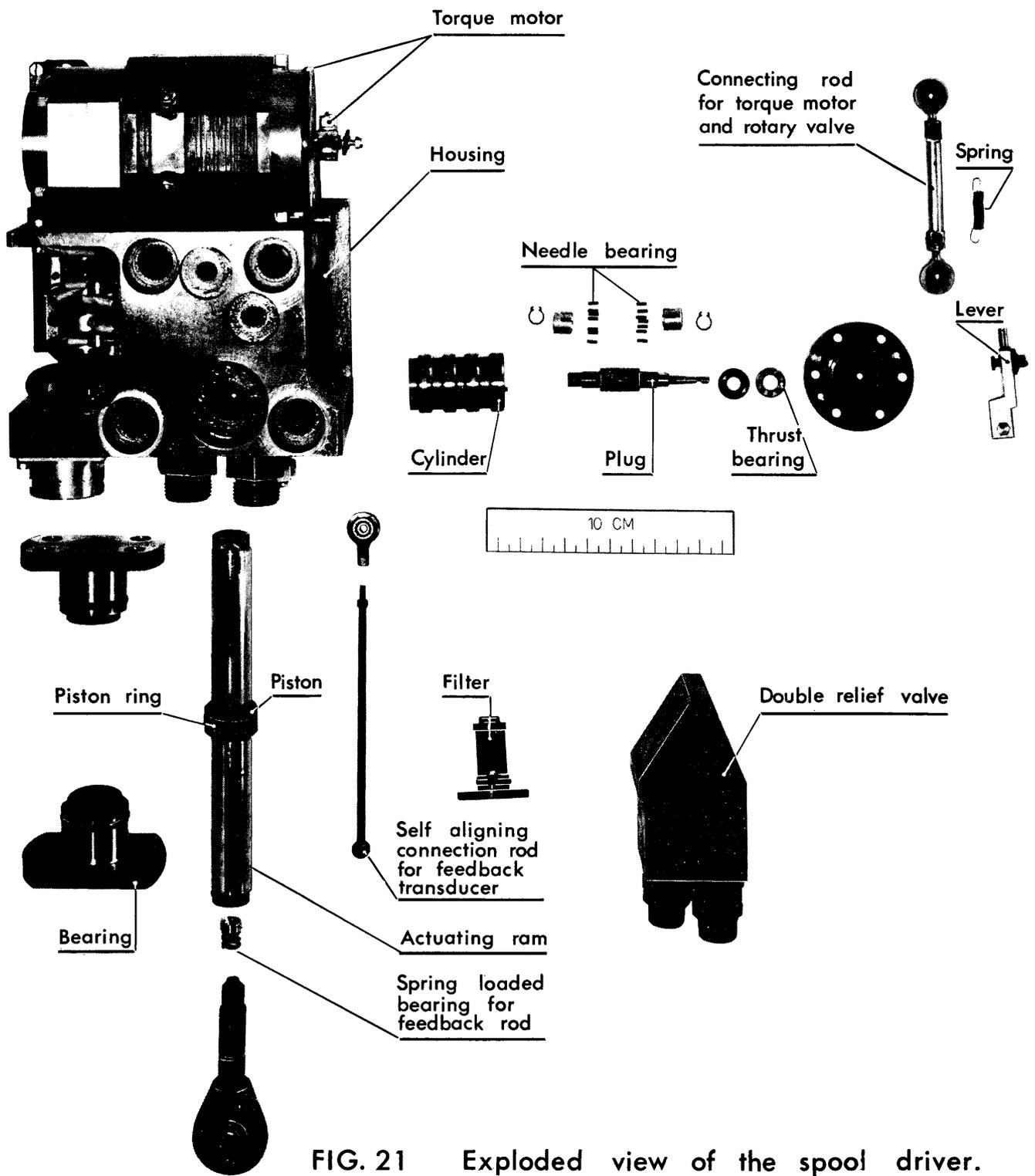


FIG. 21 Exploded view of the spool driver.

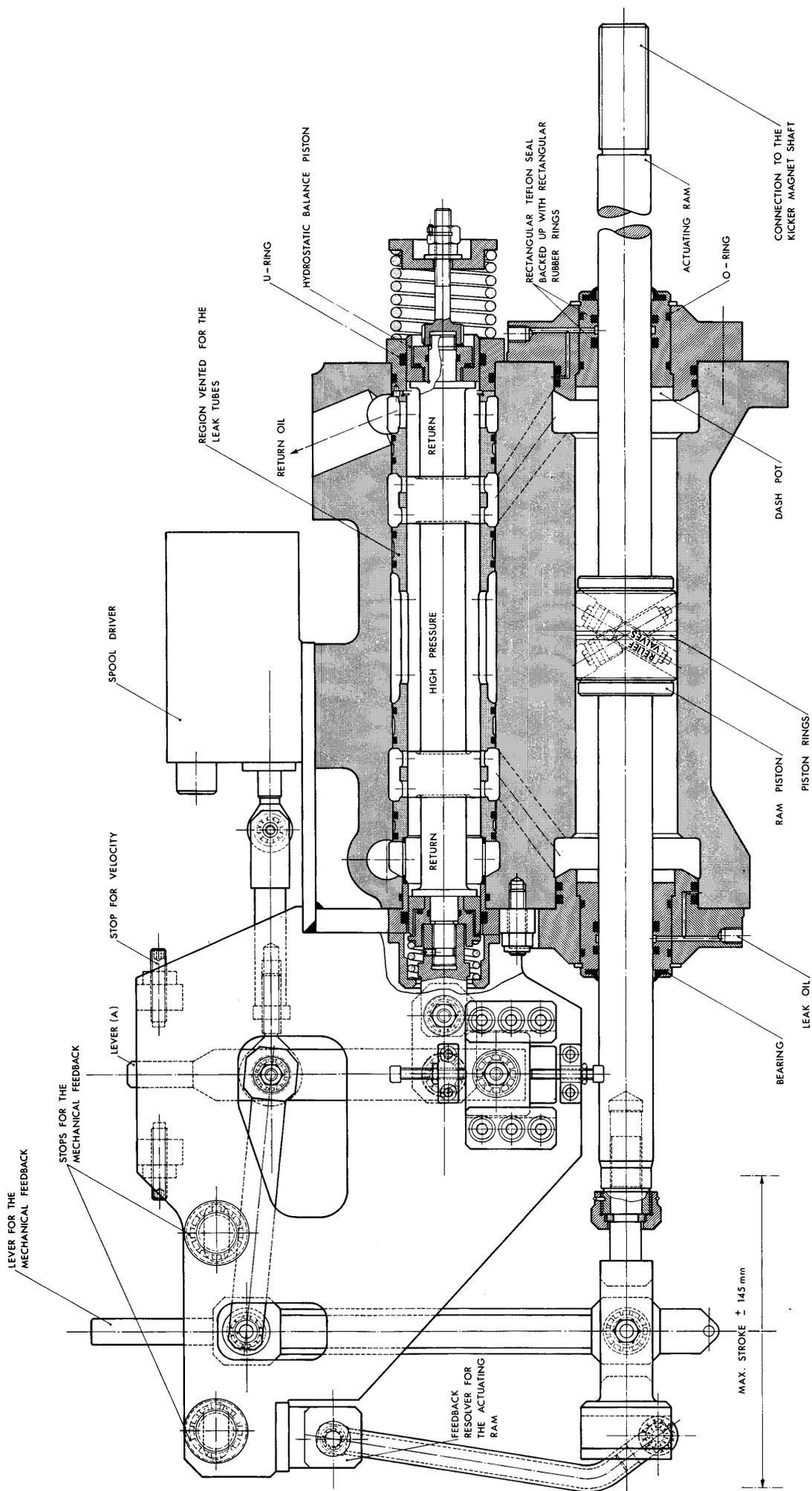


Fig.22 SERVO-ACTUATOR FOR THE KICKER MAGNET

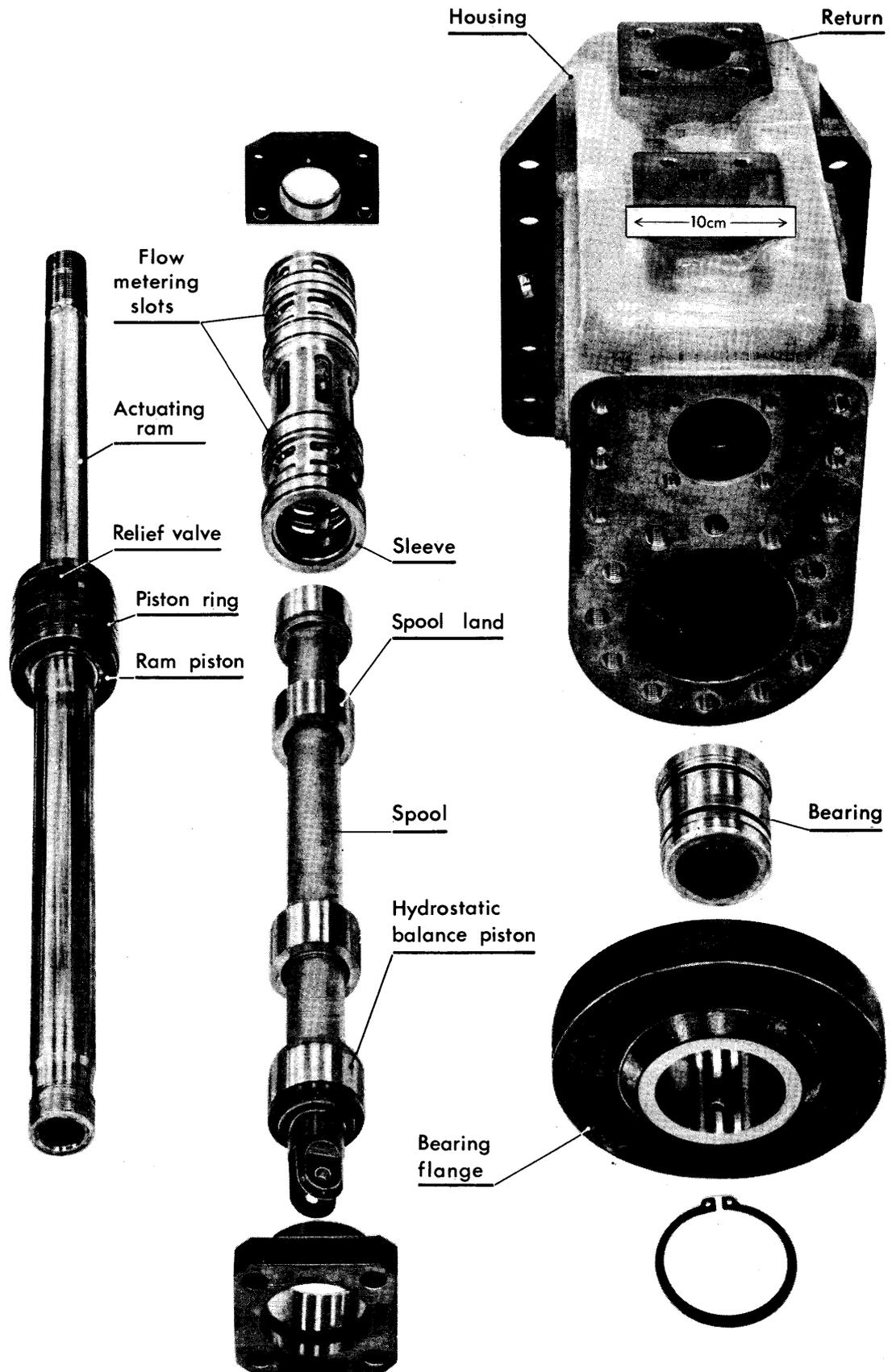


FIG.23

Exploded view of the servoactuator for the Kicker Magnet.

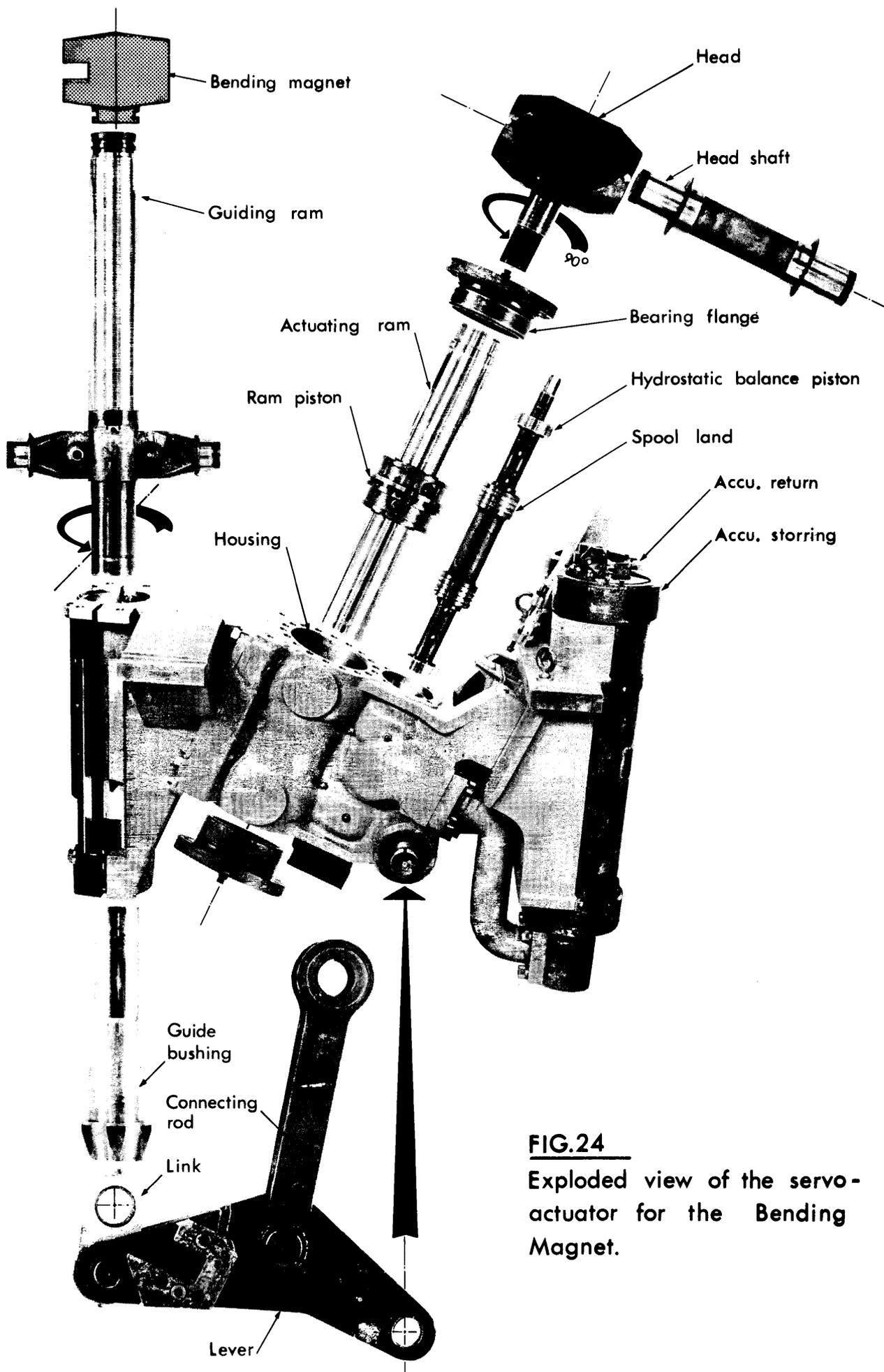


FIG.24
 Exploded view of the servo-actuator for the Bending Magnet.

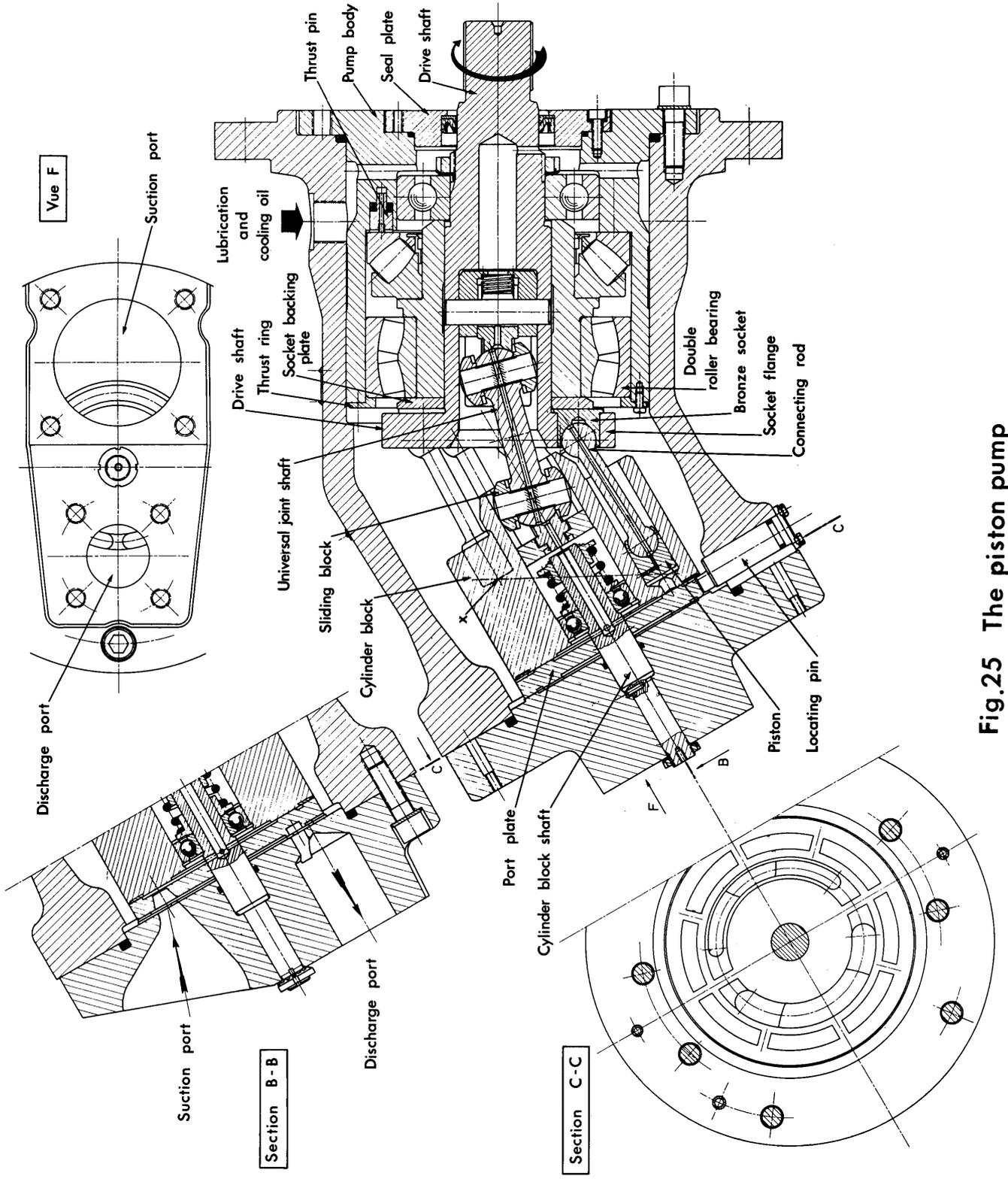


Fig.25 The piston pump

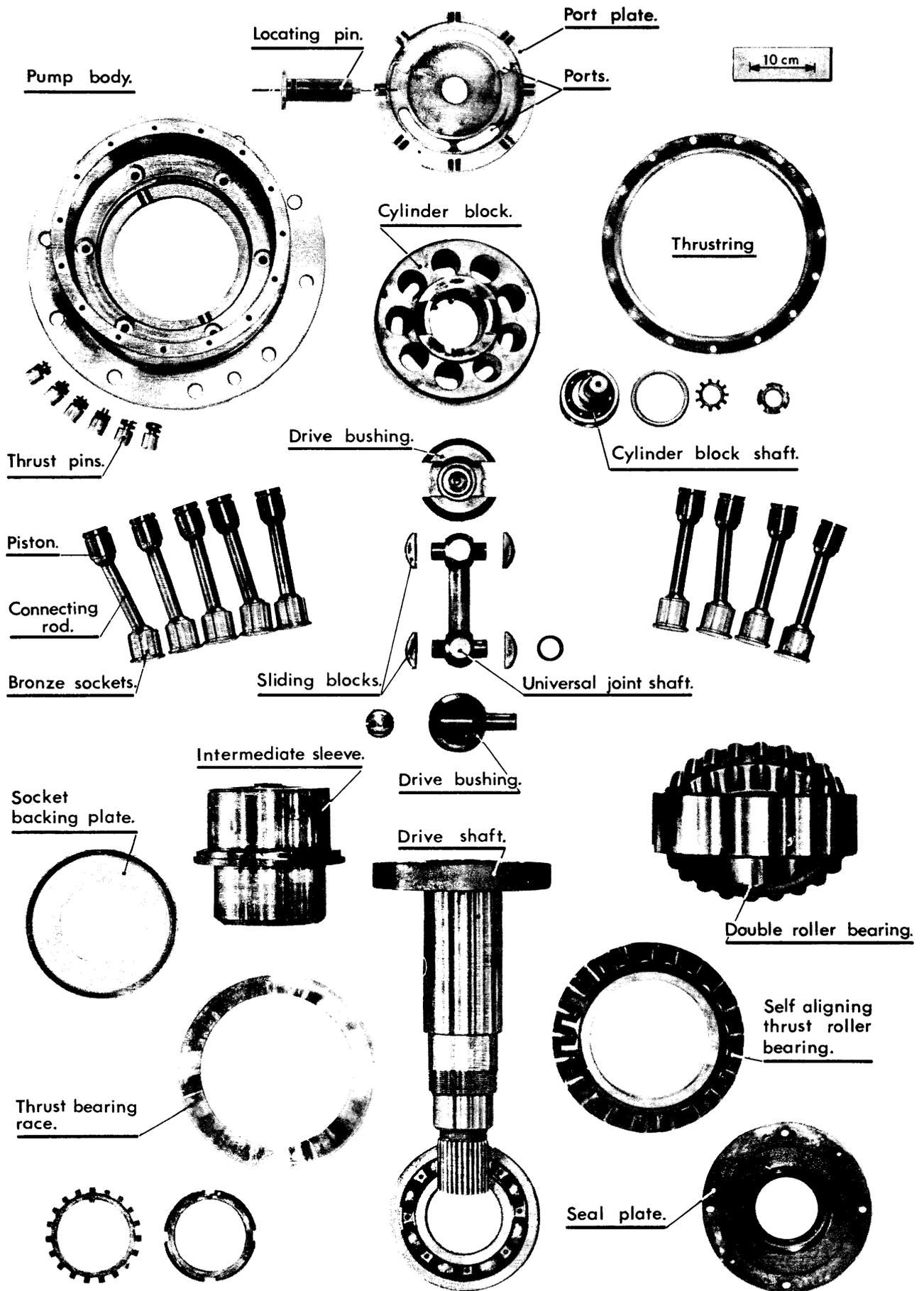
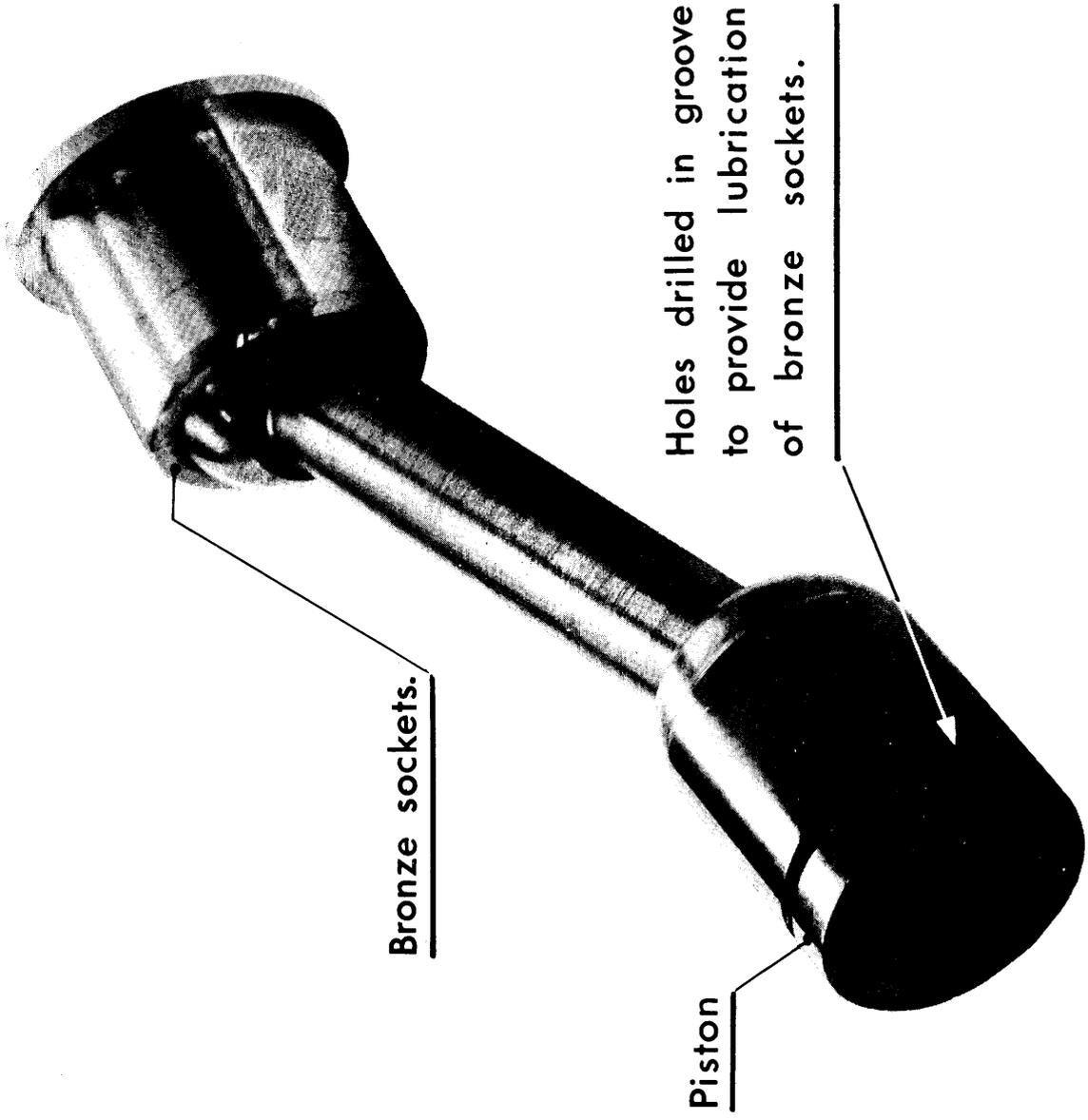


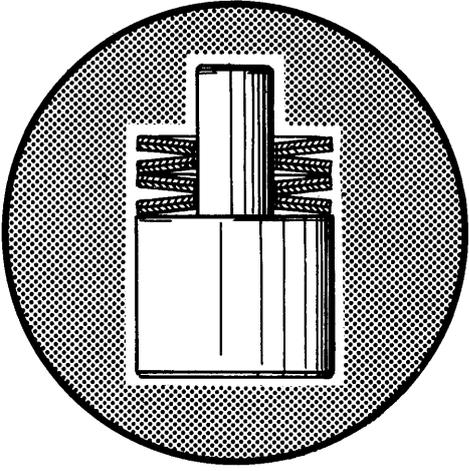
FIG.26 Exploded view of the hydraulic piston pump.



Bronze sockets.

Holes drilled in groove
to provide lubrication
of bronze sockets.

Piston



Thrust pin.

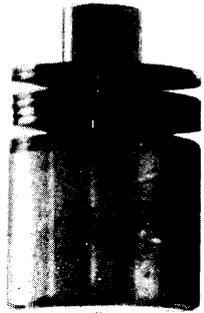


Fig.27 Piston and thrust pin

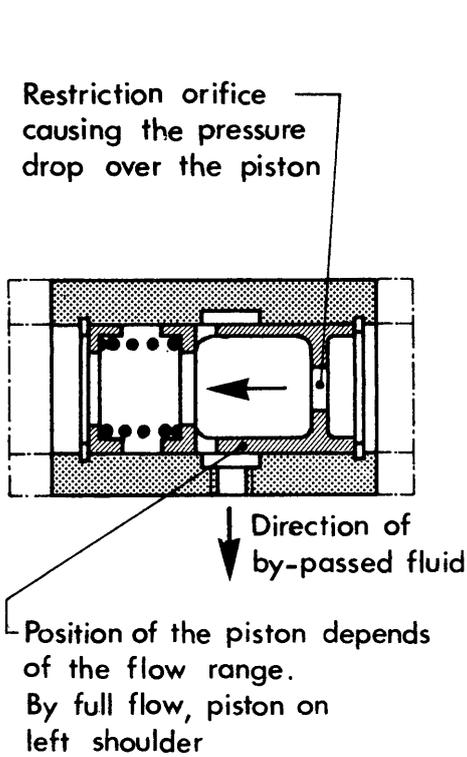


Fig.28 Principle of the automatic unloading valve

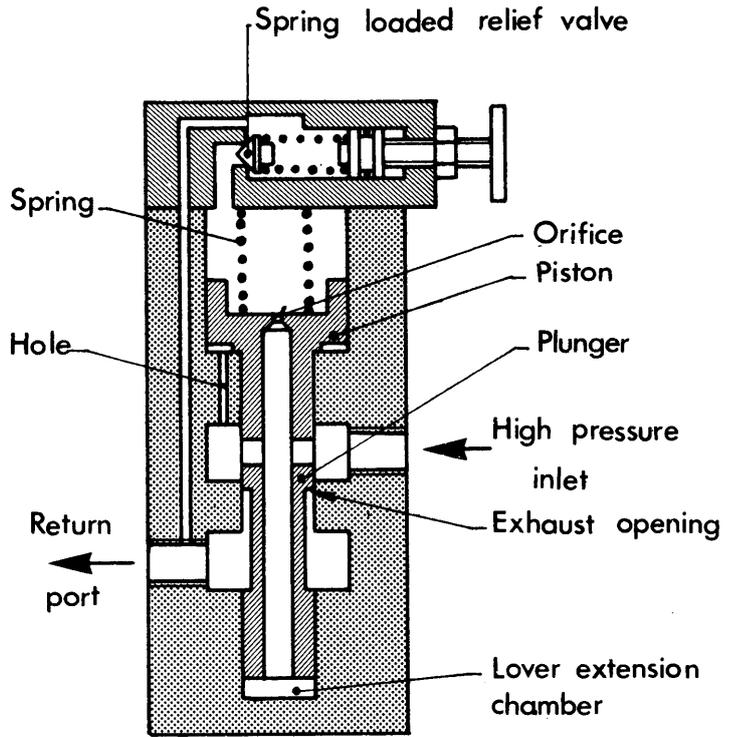


Fig.29 Principle of high pressure safety and back pressure valves

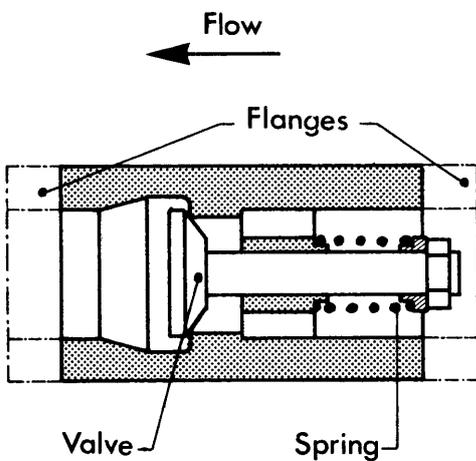


Fig.30 Principle of the checkvalves

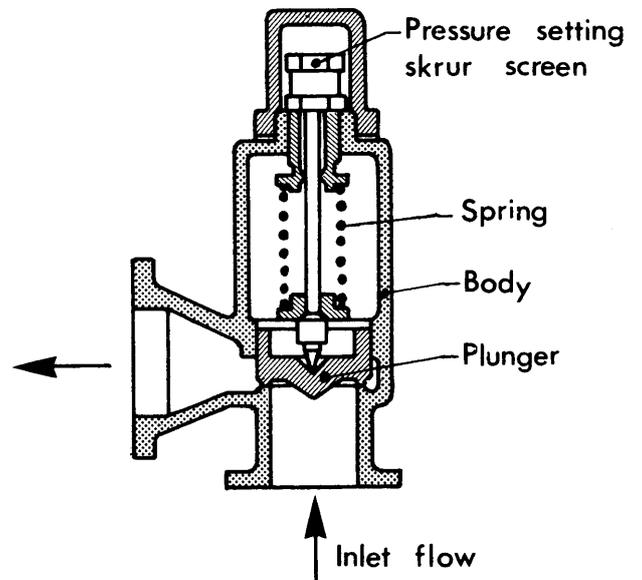


Fig.31 Principle of the by-pass relief valves

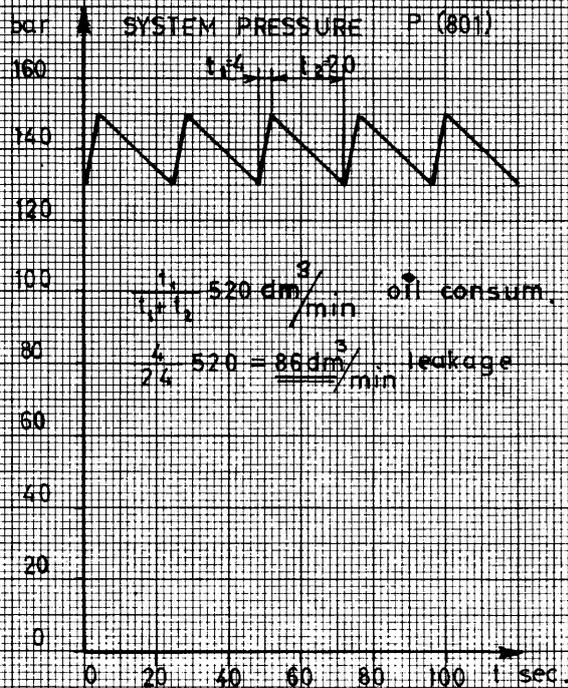


Fig. 33a PRESSURE CHARACTERISTIC OF THE SYSTEM (without moving actuators)

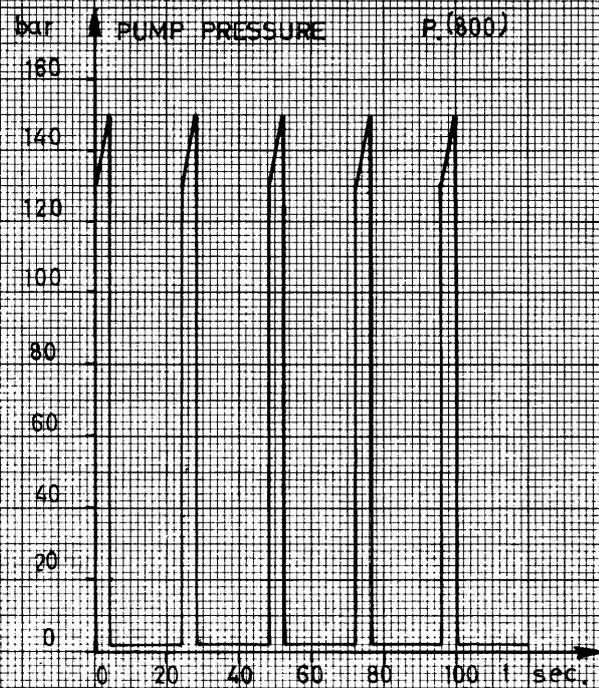


Fig. 33b PRESSURE CHARACTERISTIC OF THE PUMP (without moving actuators)

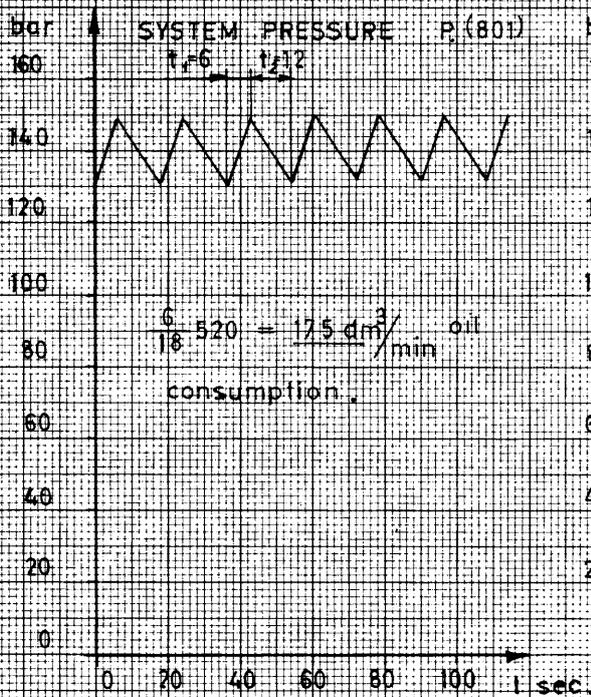


Fig. 33c PRESSURE CHARACTERISTIC OF THE SYSTEM (when both actuators are running 23 cps)

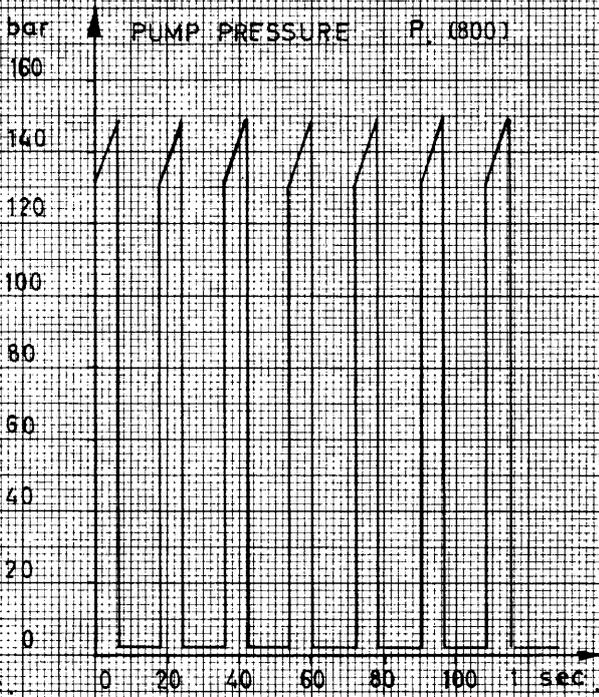


Fig. 33d PRESSURE CHARACTERISTIC OF THE PUMP (when both actuators are running 23 cps)

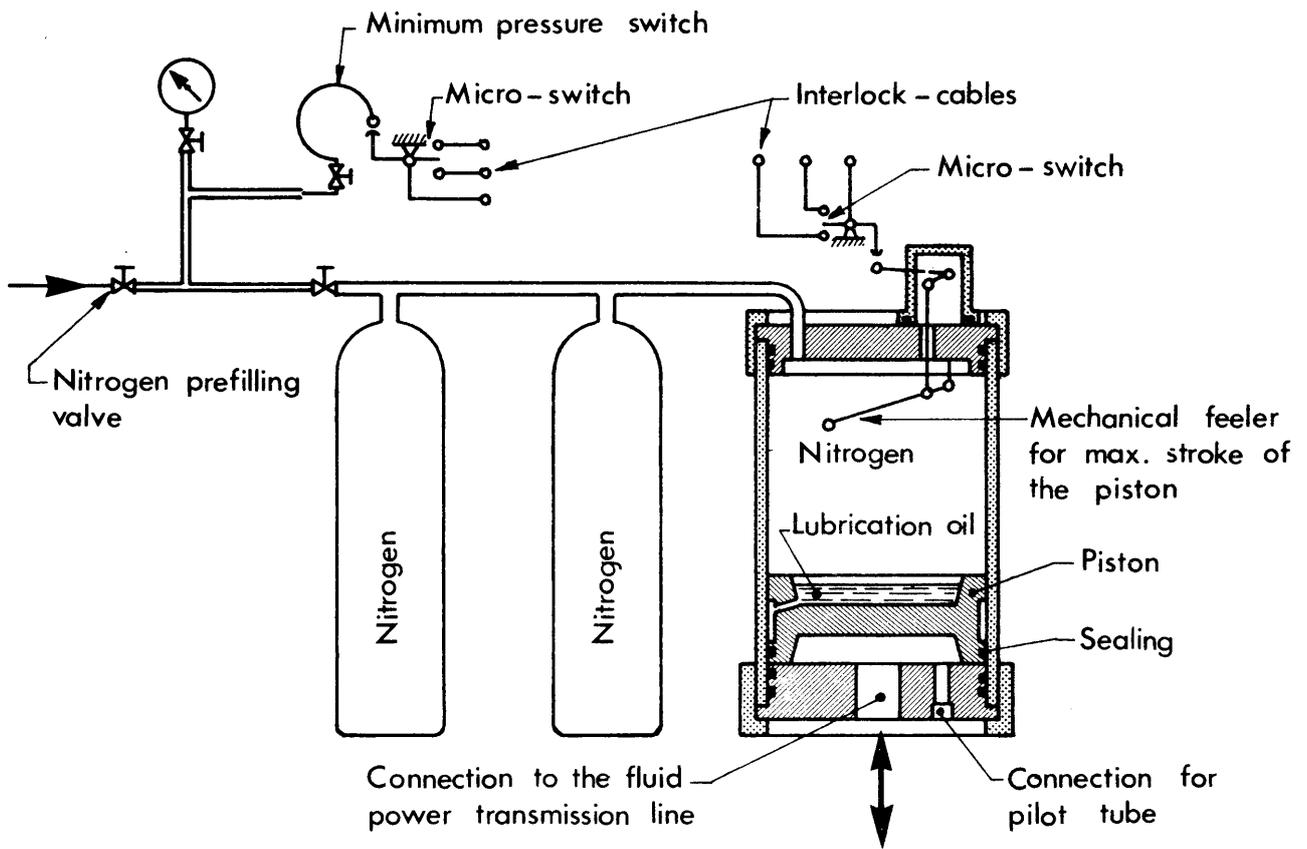


Fig. 34 Principle of the Accumulators (cellar and ring)

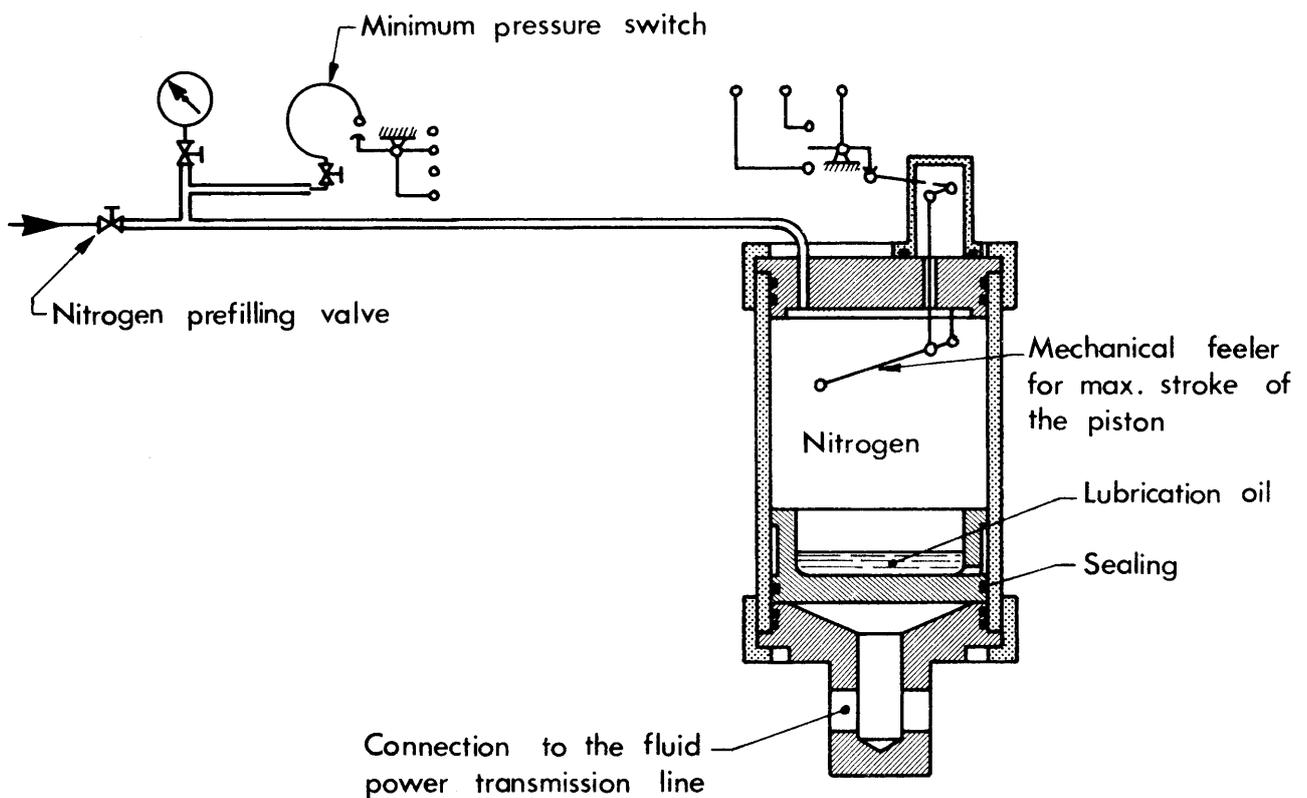


Fig. 35 Principle of the Accumulators (storing)

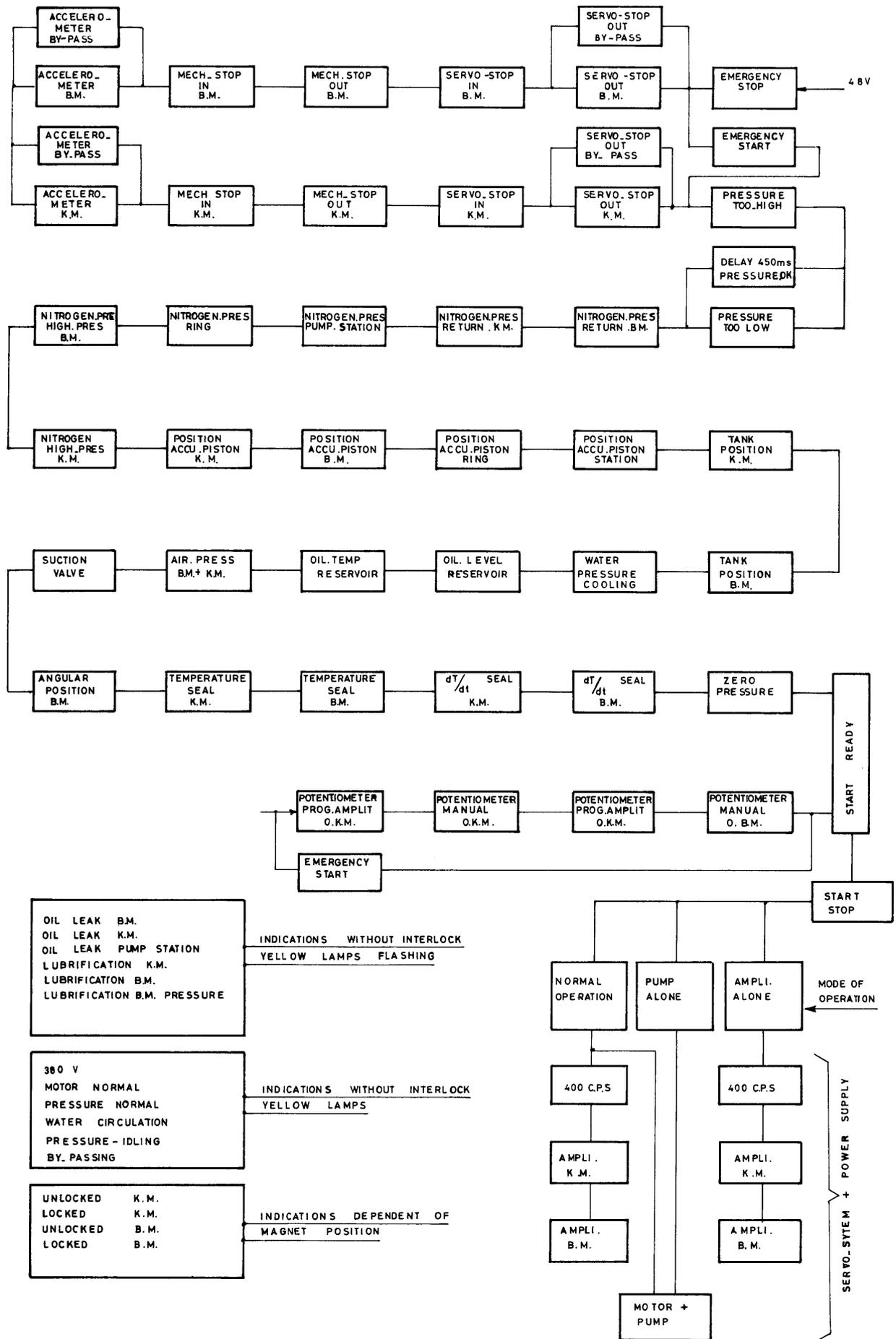


Fig 36. INTERLOCK SYSTEM