

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VOIA"

TIMIȘOARA

FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. ANTON GARBACEA

TEZĂ DE DOCTORAT

MECANIZAREA INSURUBARILOR LA LUCRARILE
MOBILE DE MONTAJ

COORDONATOR ȘTIINȚIFIC

Prof. Dr. Ing. EUSEN LODON

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICĂ"
TIMIȘOARA

- 1987 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
526.227	
Volume	357
Dulap	Li. 11

C A P I T O L U L 1.

I N T R O D U C E R E

Tema tezei de doctorat cu titlul "Mecanizarea înşurubărilor la lucrările mobile de montaj" are drept scop, cercetarea proiectarea și realizarea unui agregat capabil a efectua aceste operații, în condiții mobile de montaj, caracteristice lucrărilor din șantiere.

Domeniul imediat al aplicării, este sectorul de construcții și montaje, în principal construcția liniilor electrice aeriene de înălțime și foarte înaltă tensiune (LEA).

În prezent în acest sector, operațiile de înşurubare sînt realizate majoritar manual, impunîndu-se mecanizarea și automatizarea proceselor de strîngere, în scopul creșterii productivității muncii, a economicității lucrărilor de construcții montaj și a obținerii unei capacități de producție sporite.

Caracteristicile agregatului sau ale ansamblului de înşurubat, trebuie să fie determinate de un grup de factori între care se remarcă mărimile șuruburilor necesare montării stîlpilor, precum și înșăși cerințele tehnologice ale operațiilor de strîngere. În mare se poate preciza :

- dimensiunile șuruburilor de strîns de la M 10 la M 36 mm. cu cupluri controlabile ale strîngerii pînă la 50 daNm
- schimbarea rapidă în procesul strîngerii, de la o mărime de șurub la alta
- cuplul de strîngere să fie controlabil în mod automat și instalabil rapid după mărimea șurubului. Durata strîngerii să se epuizeze într-un timp foarte mic. Comanda instalării să se transmită direct la capul de înşurubat portabil
- momentul de reacție de la capul de înşurubat, trebuie să fie preluat total de elemente ale soluției constructive adoptate
- sursă de energie a agregatului trebuie să se bazeze pe motor cu combustie internă (cu independență cunoscută), iar ansamblul pentru strîngere a șuruburilor, trebuie să aibă un randament energetic acceptabil, dar oricum superior randamentelor posibile la soluțiile actuale. Greutatea ansamblului în cauză trebuie să fie în limite largi admisibile pentru manevrare manuală și totodată să fie portabil manual, pe o rază de aproximativ 15 - 20 m
- agregatul, respectiv ansamblul de înşurubare integral, trebuie să

fie ușor transportabil de la un loc de montaj la altul, să lucreze în mod normal în condiții atmosferice diferite, iarna, vara, în ploaie, la temperaturile și în umiditățile din atmosfera liberă de la noi din țară și în cazul exportului în condițiile climatice respective

- capul de înșurubat portabil trebuie să corespundă operației de montaj, care conține actualmente (în condițiile de lucru fără mecanizare) următoarele faze :

- a) introducerea șurubului în alezajul îmbinării cu o durată de 5 la 15 secunde
- b) așezarea piuliței pe filet; deci este necesară o mișcare de potrivire (pășuire) și care durează 5-10 secunde
- c) înșurubarea de apropiere a piuliței pe tija șurubului la un cuplu redus, dar cu un număr mai mare de rotații; de ex.-la un șurub de M 20 mm-aceasta durează de la 0,5 la 3 minute, în condițiile de lucru manual, existente în prezent
- d) strângerea la momentul prescris, care reclamă deja un cuplu mare cuplu ce trebuie să fie controlabil; faza durează în medie de la 1 la 3 minute.

Se observă că la faza b este reclamată o conducere deosebită a piuliței, operație greu de mecanizat în șantier, iar fazele c și d impun unui cap de înșurubare portabil, condiții cu totul diferite decât cele utilizate în industrie.

Timpul total (efectiv și auxiliar) durează în medie, în prezent cca patru minute și douăzeci de secunde. Introducerea mecanizării trebuie să conducă la obținerea unui timp total la această operație, în medie sub un minut. Deci o reducere mai mult decât substanțială. Deoarece pentru prezenta lucrare interesează operațiile de montaj mobil, se relevă faptul că aceste procese sînt caracteristice numai în parte industriei constructoare de mașini, dar mai mult construcțiilor civile și industriale, construcțiilor mecanice speciale și anume celor de montaje energetice, petrolifere pentru foraj, de instalații hidrotehnice, a celor navale, pentru radio și televiziune, ș.a. precum și altor sectoare din sfera transporturilor, industriei grele, etc. Față de situația existentă pe plan mondial, se constată o dezvoltare inegală a automatizării și mecanizării în operațiile de prelucrare din construcția de mașini pe de o parte, și de asamblare, respectiv de montaj în domeniile de mai sus pe de altă parte. În procesele de asamblare (de montaj), abia în ultimul deceniu s-au abordat problemele mecanizării complexe și automatizării. Se remarcă deci existența încă a unui volum

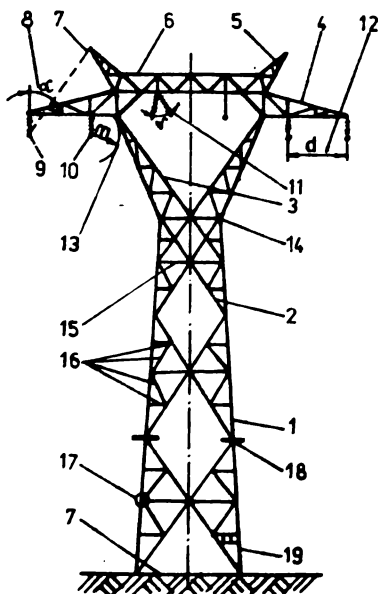
ridicat de operații manuale în procesele de asamblare sau/și montaj și aceasta datorită complexității deosebite a operațiilor, ca și parametrilor foarte variabili ce caracterizează operațiile respective, mai ales din p.d.v. al dirijării mișcărilor de lucru.

Totodată se remarcă faptul că în prezent, în industria prelucrătoare, operațiile de montaj constituie o parte deosebită, reprezentată de următoarele valori medii procentuale, din totalul manoperei de realizare a acestora /1.3/ și anume la :

- poduri rulante cca 42% - constr.de mașini grele-cca 65%
- industria de automobile-cca 23% - const.de mașini agricole-cca 20%
- industria electrotehnică-cca 40% - mașini unelte-cca 30%

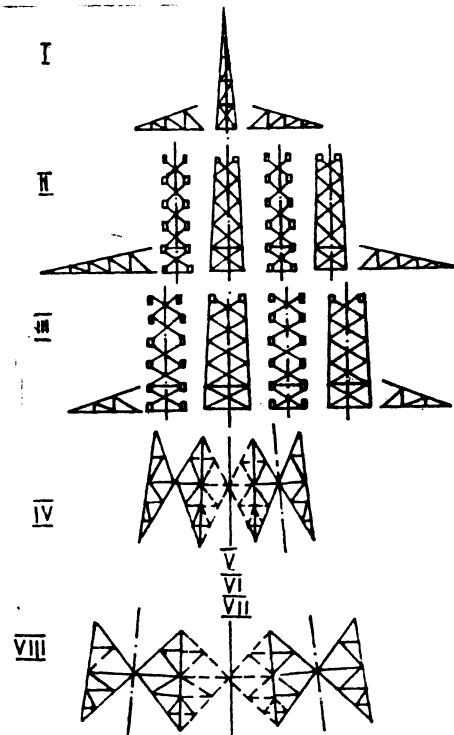
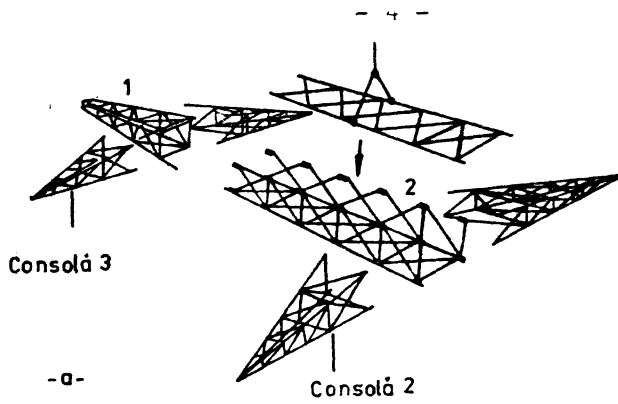
Se remarcă deci, volumul apreciabil al acestor lucrări și importanța economică a reducerii sale. În sectorul construcțiilor și montajelor energetice, pentru transportul și distribuția energiei electrice, operațiile de montaj reprezintă un volum și mai important - cca 78%. Aceasta pe lângă diversitatea mult lărgită față de alte sectoare a montajelor în acest domeniu.

Prezenta lucrare tinde să exemplifice mecanizarea și automatizarea numai a operației de îmbinare prin filet, specifică construcției liniilor electrice aeriene (LEA), și anume cu precădere, la asamblarea și montarea stâlpilor metalici, asamblare care se realizează cu șuruburi de diferite dimensiuni. În figura 1.1 este redată schema constructivă, a unui stâlp metalic (pt.LEA) care este realizat din oțeluri corniere și table de diferite dimensiuni.

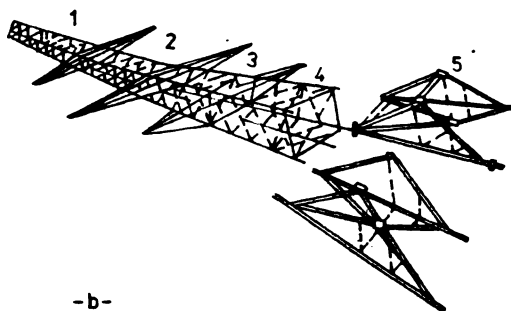


- 1-Montanț; 2-Diagonale; 3-Furcă;
- 4-Consolă; 5-Suport fir gardă;
- 6-Traversă; 7-Fir de gardă;
- 8-Unghi de protecție(α); 9-Lanț de izolare;
- 10-Conductor activ;
- 11-Unghi viu δ (balansul conductoarelor);
- 12-Distanța între conductoare (d);
- 13-Distanța la masă;
- 14-Centura; 15-Cadru; 16-Contra-vânturi;
- 17- Nod; 18-Dispozitiv contra urcării;
- 19-Placă indicatoare

fig.1.1. Stâlp metalic cu zăbrele-schema constructivă



VIII - Tronsoane componente ale stîlpului
C₁...C₃ Console



-b-

Stîlpul metalic, care este de mai multe tipuri, funcție de sarcina ce o realizează în cadrul ansamblului LEA /1.5/, în general se compune din subansamble spațiale realizate în prealabil, prin preasamblare la sol, deci înainte de efectuarea de

montare. Acestea sînt prezentate în fig.1.2.

Preasamblarea stîlpului, prin șuruburi cu ajutorul guseelor și a ecliselor, a tronsoanelor componente ale stîlpului, în ordinea și forma constructivă a tipului de stîlp, a consolelor care servesc la susținerea conductoarelor, prin care se transportă curentul electric și a restului de subansamble ale acestuia.

Detalii de montaj și structura construcției metalice a unui tronson de stîlp metalic al unei LEA este redat în figura A.1.1 din anexă.

Stîlpii sînt realizați din oțel de diferite mărci, și anume :

- OL 37, în două soluții a protecției anticorozive - vopsiți sau galvanizați
- OL 52, cu protecție anticorozivă prin galvanizare.

fig.1.2. Asamblarea stîlpului metalic

- OL Cichor - rezistent la coroziune aliat cu crom.

Execuția lor are loc în unități ale Min.Energ.Electrice (ICMP - București), precum și în ateliere de producție ale Trustului Antrepriza Generală Electromontaj-București. După confecționarea părților componente ale stâlpilor, acestea se coletizează și pachetizează, fiind trimise în șantiere pentru montaj.

Modul de proiectare și realizare a stâlpilor metalici, se face în două variante constructive principale, care însă determină și tehnologia de ridicare în poziție verticală a acestora, după cum urmează:

1. Stâlpi în soluție sudată. Aceștia au părți ale tronsoanelor, ale consolelor și subansamblelor necesare, solidarizate prin sudură, și care apoi între ele, pe șantier urmează a fi strânse prin șuruburi. Componente de stâlpi sudate se redau în fig.1.3.

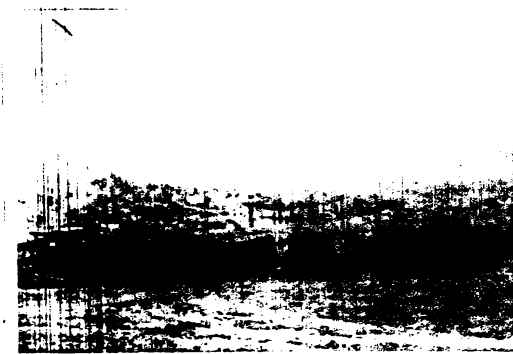


fig.1.3 Stâlpi metalici realizați prin sudură.

Acești stâlpi denumiți sudăți, se ridică în poziție verticală, prin basculare, respectiv prin tragere cu tractoare șenilate grele.

2. Stâlpi realizați în soluția așa denumită "pe repere libere", la care toate părțile componente sînt fabricate singular, urmînd a se îmbina cu ajutorul șuruburilor, mai întîi pe tronsoane

și apoi tronsoanele între ele. Tehnologia de ridicare a acestor stâlpi în poziție verticală, este posibilă prin cîteva metode și anume :

a) prin asamblarea completă a stîlpului la sol, într-un tot unitar și ridicarea lor, în două variante și anume :

1) prin aportul macaralelor de mare capacitate, care au acces în teren, configurația terenului permițînd acest lucru, după cum este redat în figurile 1.4 și 1.5

2) cu ajutorul elicopterelor, variantă recomandată în zone greu accesibile. În acest caz stîlpii se montează pe o platformă și se transportă la locul de montaj, după cum se redă în fig. 1.6. Soluția a fost concepută și aplicată /1.2/ prin activitatea în șantier a autorului, avînd în vedere condițiile din munții Banatului (LEA la Rușchița, Nădrag, Anina).

b) prin montarea stîlpului, bară cu bară. Metoda folosește o bi-gă, prin aportul căreia se clădește stîlpul pe verticală, după cum se prezintă în figurile 1.7 și 1.8.

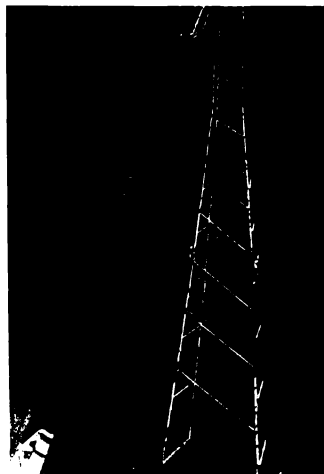
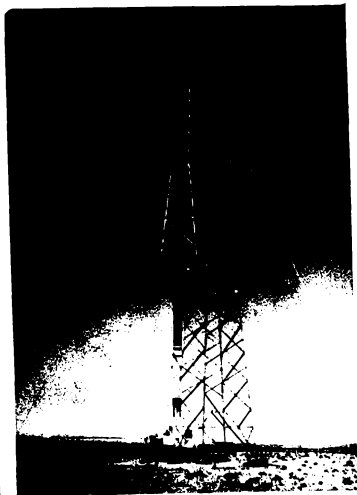


fig.1.4 și 1.5 Stîlp montat cu macara LEA 230 KV Romelectro
Iran



fig.1.6 Stîlp montat cu heli-
copterul LEA 110 KV -
Rușchița

fig.1.7 Stîlp montat bară cu
bară Romelectro
Iran

Structura stîlpilor încorporați în construcția LEA de la noi din țară, s-a modificat în ultimii ani, crescînd ponderea stîlpilor montați bară cu bară, de la cca 10% în anul 1972, la un volum de cca 80% în anul 1986.

Construcția LEA în străinătate, de către Antrepriza Generală Romelectro București, în colaborare cu Trustul Antrepriza Generală Electromontaj București (a căror volum a crescut an de an în țări

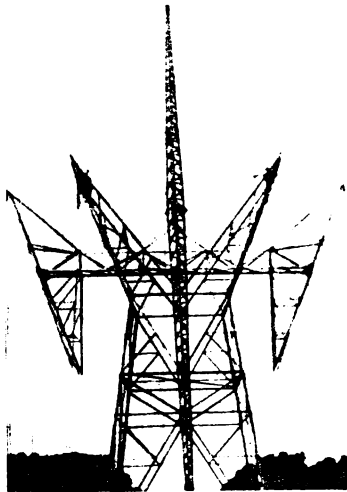


fig.1.8 Stîlp montat bară
cu bară LEA 500 KV-
U.S.A.

din Asia și Africa), prevede realizarea stîlpilor montați integral deci 100%, prin metoda de repere libere, dar strîngerea șuruburilor este impusă a se realiza cu moment de strîngere controlat.

Se menționează că datorită acțiunii agenților atmosferici, coroziunea ridică problematici majore, în duratele de exploatare a liniilor electrice aeriene, prin diminuarea vieții normale a construcțiilor metalice. În consecință la noi în țară, ponderea stîlpilor vopsiți a scăzut simțitor, fiind înlocuiți de cei protejați prin galvanizare. Pe plan mondial se remarcă, o creștere tot mai însemnată a stîlpilor realizați în diferite soluții constructive, confecționați din duraluminu, care însă se assemblează în șantier, prin înșurubare. În legătură cu figurile 1.9 și 1.10 se prezintă variante constructive de stîlpi realizați și montați din duraluminu, la construcția de LEA realizate în U.S.A /1.6; 1.7/.

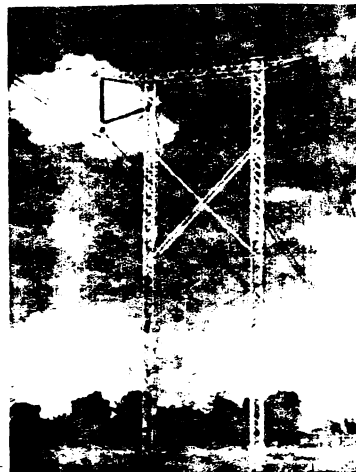
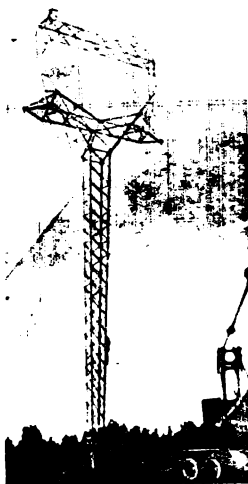


fig.1.9 și 1.10 Stîlp din duraluminu LEA 345 KV U.S.A.

Avînd în vedere caracteristicile și cerințele care se impun agregatului sau ansamblului de înșurubare în construcția LEA, se constată că industria noastră, nu a produs o astfel de mașină pînă

la prezent. Mașini de înșurubat la noi în țară, se produc în serie cu rezultate bune în industrie, de către următoarele întreprinderi:

- Electroargeș - cu acționare electrică, dar pentru șuruburi mai mici de M 10 mm. Ele însă nu au îndeplinit cerințele unui agregat de înșurubare pentru LEA și nici nu sînt destinate pentru astfel de lucrări.

- Independența - Sibiu - cu acționare pneumatică, realizate cu mecanism de impact, caracterizate de randamente energetice scăzute, deci un bilanț energetic deficitar. Modelele respective nu au ciclu automat, reglarea cuplului impus se realizează greu în șantier. Există dificultăți în utilizarea acestor mașini, iarna, în special iarna (din cauza givrajului) dar și toamna. Mașinile nu răspund decât parțial caracteristicilor cerute.

Pe plan mondial, construcția mașinilor de înșurubat, are forme și modele variate. Cele mai răspândite și extinse sînt mașinile cu acționare pneumatică și care se produc în USA, RFG, Suedia, Franța, Anglia, URSS ș.a., în primul rînd datorită faptului că în respectivele țări se pot asigura cu ușurință instalațiile necesare pentru furnizarea agentului de lucru la condițiile normale, respectiv a aerului comprimat. Utilizarea acestor mașini în procesele de strîngere în construcția LEA este redusă, neîntreținându-se decât în parte caracteristicile și cerințele unui ansamblu automatizat de strîngere, pentru înșurubare.

Mașinile de înșurubat cu acționare electrică, au o extindere mai redusă decât cele cu acționare pneumatică, în țări ca USA, RFG, Anglia, Franța, Suedia, URSS, ș.a., deoarece exploatarea și întreținerea lor este mult mai pretențioasă și costisitoare. Utilizarea lor precumpănește simțitor numai în industrie. Pe șantier și respectiv în construcția LEA, au o utilizare foarte redusă, datorită condițiilor grele de exploatare în aer liber. În USA, la firma "Tennessee Valley Authority" unde se utilizează la asamblarea stîlpilor numai șuruburi de 19,05 mm (3/4") în trei lungimi diferite, indiferent de tipul constructiv al stîlpilor în genere, se utilizează la strîngere aceste mașini cu acționare electrică /1.4/. Este de menționat însă faptul că, zona de lucru este cu un regim de precipitații foarte scăzut și umiditate redusă, ceea ce favorizează utilizarea.

Mașinile de înșurubat cu acționare hidrostatică, au apărut, în ultimul deceniu, și au o arie mică restrînsă, fiind procurate, după cum a rezultat din materialele documentare cercetate, numai în USA și RFG. Acționările hidrostatice se înscriu în prezent, ca mijloace

moderne și eficiente în procesele de mecanizare complexă și automatizare în acest domeniu. În toate sectoarele șantierelor, unde sînt necesare forțe mari, acționarea hidrostatică înlocuiește pe cea mecanică și electrică, lucru care este marcant inclusiv la LEA. Mașinile de înșurubat cu acționare hidrostatică, sînt utilizate, și în sectorul de activitate al construcțiilor și montajelor energetice, dar majoritar la realizarea stațiilor de transformare de înaltă și foarte înaltă tensiune. Tipurile constructive realizate, răspund numai în parte caracteristicilor și cerințelor unui agregat de înșurubare, conform celor menționate anterior în acest capitol.

Rezultă din cele prezentate, că soluțiile constructive utilizate pînă în prezent la noi în țară, și cele folosite pe plan mondial, nu rezolvă automatizarea ciclului de înșurubare, la momentul de torsione impus și necesar dimensiunii șurubului care se montează, nu asigură preluarea adecvată a întregului cuplu de reacție, nu realizează un bilanț energetic în exploatare satisfăcător. Aceste nerezolvări au impus trecerea la cercetarea și adoptarea unui ansamblu de înșurubare, care să răspundă corespunzător caracteristicilor și cerințelor impuse ce trebuie să fie conceput, proiectat și realizat, cu subansamble produse de către industria noastră națională.

De asemeni se are în vedere, că în cadrul lucrărilor de construcții a LEA pentru operațiile de asamblare a unui stîlp, se folosesc uzual șuruburi din gama de la M 12 la M 36 mm. Acestea sînt, șuruburi brute dar mai ^{mult}semiprecise la stîlpii realizați prin sudură, la care momentele de strîngere sînt mai mari. Pentru montarea stîlpilor realizați în soluție "pe repere libere", se utilizează șuruburi semiprecise, la care mărimea momentelor de strîngere este mai redusă, datorită reducerii frecărilor. La construcția în străinătate a LEA de către constructorii români, momentele de strîngere a șuruburilor, se realizează la mărimile impuse de standardele USA și RFG. Deci la capul de înșurubat portabil, se impune realizarea unui cuplu de strîngere variabil, în funcție de dimensiunile și tipurile de șuruburi utilizate la montaj.

Lungimea de zeci de kilometri a traseelor LEA, care pentru tensiunile de la 110 KV la 750 KV ce se construiesc la noi în țară, majoritar pe terenuri neagricole, în zone fără drumuri de acces, cu montaje ce se execută numai în aer liber, se impun condiții severe caracteristicilor tehnice și tehnologice ale grupului de putere care furnizează energia de antrenare a mașinii, respectiv cuplului de înșurubat portabil.

În context cu cele prezentate anterior, teza redă cercetarea și realizarea ansamblului de înșurubare realizat astfel ca să corespundă celor de mai sus.

Mecanizarea și automatizarea proceselor de înșurubare ale asamblării și montării stâlpilor în vederea construirii LEA, va substitui strângerea șuruburilor care se realizează în prezent în majoritate manual.

Pe întreg ansamblul Trustului Antrepriza Generala Electromontaj-București incluzînd evident unitățile din țară ale acestuia, în construcția LEA, se estimează prin aplicarea în viitor în activitatea productivă, a ansamblului de înșurubare creșterea productivității muncii cu un procent mediu de 230% economii rezultate prin reducerea normelor de timp și prețuri unitare la operația de înșurubare, prin reducerea cheltuielilor de regie și a celor de transport, ca urmare a reducerii duratelor de execuție la operația de ridicare a stâlpilor metalici, economii ce se evaluează la cca 6 milioane de lei anual.

Este deosebit de important faptul că deși actualmente, ansamblul de înșurubare realizat, este destinat numai sectorului de construcții și montaje energetice, deci activităților lor de construire a LEA, aceasta constituie numai o primă utilizare în producție a soluției adoptate. Grupul de putere hidrostatic însă este destinat și realizat pentru a acționa în viitor o gamă largă de dispozitive cu acționare hidrostatică, grupate pe familii și care vor rezolva și alte activități, de ex. pe structuri de lucrări, după cum urmează :

- lucrări de fundații; ciocane demolatoare pentru spart roca dură, săpături în terenuri f.tari, pompe submersibile pentru evacuarea apei, compactoare de pământ la mecanizarea lucrărilor de burare,
- lucrări de montaj; ferăstrae cu discuri abrazive, polizoare portabile, dispozitive de curățat cu perii rotative, ferăstrae cu lanț pentru tăiat material lemnos, dispozitive de găurit cu poan-soane, tăere de profile laminate, foarfeci de tăiat conductori din Al și OL,
- lucrări speciale; prese de mufat conductori din AL, pentru LEA, cleme și armături pentru lucrări energetice aeriene și subterane, etc.

Rezultă că grupul de putere hidrostatic, avînd gabarit și greutate redusă, randament energetic superior, posibilitate de a lucra prin telecomandă de la distanță în conducerea automată a dispozitivelor de lucru, poate înlocui treptat în viitor acționarea pneumatică și electrică, avînd economicitate și fiabilitate.

Putem a concluziona, că domeniul de aplicabilitate al ansamblului este larg, putînd fi integrat cu succes în primul rînd în sectoarele de construcții și montaje ale lucrărilor mobile din șantiere cum ar fi construcțiile industriale, construcții ale schelelor petrolifere de foraj. Prin avantajele conferite de acționarea hidrostatică și printr-o etanșare corespunzătoare este posibilă și exploatarea lor în mediu acvatic, deci de o mare utilitate în construcția platformelor de forare petrolieră submarină. Totodată este aplicabil pentru construcții de drumuri și poduri, căi ferate, construcții hidrotehnice și de îmbunătățiri funciare, ș.a.

Lucrarea realizată se înscrie, în directivele și sarcinile tratate la Congresul al XIII-lea al Partidului Comunist Român, în care sînt fundamentate mărețele obiective de dezvoltare a economiei românești, de înaintare a României, pe calea progresului și civilizației socialiste și comuniste /1.1/. Așa cum se accentuează în documentele congresului, în realizarea mărețelor obiective prevăzute în materialele elaborate de Marele Forum al comuniștilor români, întregă cercetare științifică și tehnologică are înalta răspundere, în fața Partidului, a poporului, de a fi în primele rînduri ale progresului tehnic, de a elabora noi tehnologii moderne în toate domeniile de activitate pentru dezvoltarea intensivă a industriei, a tuturor sectoarelor economiei naționale.

Cercetarea, proiectarea și realizarea agregatului de înșurubare, care este creditat pînă în prezent, cu trei brevete de invenții ale RSR, avînd numerele 79569, 80724 și 80725, constituie o contribuție la efortul național, îndreptat pentru accelerarea progresului tehnic și economico-social al țării, pentru afirmarea cu putere, a revoluției tehnico-științifice, ca pîrghie de bază pentru transpunerea în viață a mărețului program al Partidului de făurire a societății socialiste multilateral dezvoltate. Totodată soluția constructivă adoptată, constituie realizarea unui angajament patriotic, care prevede ca produsele noastre noi realizate din cercetare, prin concepția lor tehnică, să fie la nivelul celor existente pe plan mondial. Diversificarea ansamblului realizat, în cît mai multe sectoare ale economiei noastre naționale, în mecanizarea și automatizarea a noi procese lucrative, poate conduce la obținerea de noi soluții și dispozitive, cu parametrii funcționali, tehnici și tehnologici, care să le situeze în primele locuri pe plan mondial.

Cap.2. STADIUL TEHNICII MONDIALE AL MECANIZARII INSURUBARILOR MOBILE.

2.1. Observații prealabile.

În acest cadru se urmăresc în principal, utilajele și instalațiile folosite în vederea mecanizării lucrărilor de înșurubare pe șantiere. deci cu mobilitate și sursa de energie independente. Interesează de asemeni tipurile constructive ale mașinilor de înșurubat (MI), considerându-se ca utilajul sau/și instalația în ansamblul său conține sursa de energie, inclusiv anumite mașini pentru transformarea a acesteia (chimică - mecanică - pneumatică, etc), precum și mașina de înșurubat (MI) care mai este denumită și tip "cap" de înșurubare. Mașina (MI) poate fi cu acționare pneumatică, electrică, hidrostatică, asemeni celor utilizate în industrie, construcții și montaje în general, precum și în alte sectoare. Se va urmări prezentarea caracteristicilor tehnice, constructive și funcționale ale acestora.

Referitor la utilajele și instalațiile de furnizare a energiei de lucru necesare (aer comprimat, curent electric, agent hidrostatic)s-au evidențiat numai acelea care sînt folosite în domeniul montajelor mobile, din șantiere, în condițiile de lucru caracteristice acestui domeniu adică, activitate în aer liber, tributara factorilor climatici. Mai în concret se acordă atenție în primul rînd utilajelor care se pretează construcțiilor și montajelor energetice specifice realizării liniilor electrice aeriene (LEA) de înaltă și foarte înaltă tensiune, evident și acestea obligatorii transportabile în șantiere.

Menționăm că datorită extinderii foarte mari, a tipurilor constructive realizate pe plan mondial ale MI cu acționare pneumatică, s-a efectuat un studiu amplu al acestora (lucru permis și de datele bibliografice mai complete, de care a fost posibil să se dispună în principal prin cataloage, prospecte tehnice, etc.) referitor la detalii constructive, parametrii funcționali, ș.a. Studiul s-a amplificat și datorită faptului că în țară se produc tipuri constructive de astfel de mașini, fiind posibilă astfel și documentarea mai corespunzătoare.

În cazul MI cu acționare electrică și hidrostatică, studiul întreprins s-a efectuat numai în baza documentațiilor constructorilor existenți pe plan mondial, neavînd posibilitatea de a reda, toate detaliile ca în cazul MI cu acționare pneumatică.

2.2. Mașini de înșurubat (MI) cu acțiune pneumatică

2.2.1. C o m p r e s o a r e l e și utilizarea lor. În situațiile menționate ale șantierelor în aer liber - pentru LEA - compresoarele pentru aer comprimat ajung să funcționeze cu parametri de intrare ce pot diferi cu valori sensibile. Reluându-se pentru presiuni, temperaturi, umidități și puteri consumate, se rețin cele ce urmează./2.1/

a) Presiunea atmosferică normală = 1,01325 bar, la 0°C și deci 760 mm col Hg, variază cu altitudinile la care se efectuează montaje a LEA, la valorile din tabelul alăturat. Se observă că scăderea cu cca 20% a presiunii

Altitudine [m]	0	1000	2000
Pres.atm. [bar]	1,013	0,888	0,794
Pres.barom. [torr]	760	674	596

influențează sensibil gradul de umplere al compresorului.

b) Volumul masei de aer, se știe că variază și cu temperatura. Pentru o diferență de cca 40°C (de ex. între -10°C și +30°C, valori moderate) acest parametru se schimbă cu cca 12%, deci realmente sensibil.

b) Volumul masei de aer, se știe că variază și cu temperatura. Pentru o diferență de cca 40°C (de ex. între -10°C și +30°C, valori moderate) acest parametru se schimbă cu cca 12%, deci realmente sensibil.

c) Umiditatea relativă a aerului, se schimbă și ea cu anotimpurile, astfel pentru extremele

Iarna	$\frac{\text{litri}}{\text{m}^3} \times 10^3$	6,79 ÷ 4,41
	punct de zonă °C	+5°; - 1°
Primăvara și Toamna	$\frac{\text{litri}}{\text{m}^3} \times 10^3$	12,74 ÷ 8,23
	punct de zonă °C	+15°; + 8°
Vara	$\frac{\text{litri}}{\text{m}^3} \times 10^3$	22,83; -
	punct de zonă °C	+25°; -

de 100 % și 60 % ale acesteia, se obțin respectiv variațiile din tabelul alăturat.

Este important că apa din aer, absorbită de compresor, se condensează în circulația sa prin sistemul pneumatic. După datele existente, majoritatea condensului apare la răcirea finală, deci la detenta din MI, iar restul în rezervor și conducte. Având în vedere compresia aerului,

cantitatea de apă în unitatea de greutate crește de, peste 20 de ori și deci la destindere în temperaturi scăzute - în deosebi iarna - această apă îngheață inevitabil, blocând MI.

Situația menționată impune necesitatea unor instalații complexe și sigure pentru eliminarea maximă a umidității, și care de asemeni să funcționeze în condițiile parametrilor de mai sus.

d) Puterea teoretică, pentru compresia adiabatică la diferite presiuni pentru MI, a unui m³aer/min aspirat la 1,013 bar și 20°C, este redată în tabel, inclusiv ca temperatură rezultată.

Presiunea care se obține [bar]	1	2,5	5	7	10
Raportul de compresie	1,987	3,467	5,934	7,908	10,867
Puterea teoretică necesară [Kw]	1,283	2,524	3,926	4,763	5,784
Temperatura finală (teoretică) °C	83	145	214	256	307

Se știe că practic mai trebuie acoperite și pierderi de putere, iar aerul comprimat pierde din temperatură prin răcire. Oricum se observă puterile relativ mari, numai teoretic necesare. Date fiind variațiile presiunii și temperaturii, numai ale aerului aspirat, evident că puterile consumate vor avea și ele variații importante.

Urmare a celor de mai sus, antrenarea compresoarelor trebuie prevăzută cu rezerve sensibile de putere, față de parametri considerați normali.

2.2.2. Compresoarele. Antrenarea acestora în condiții de șantier mobil, este corespunzătoare prin motoare cu combustie internă. Data fiind neadmisibilitatea suprasarcinilor la acestea, rezerva de putere trebuie asigurată integral. Se utilizează diverse construcții, pentru montajele mobile prezentând interes numai cele volumice, iar din acestea cele cu pistoane, care se produc și în R.S.România. În Anexa A2.1 sînt prezentate caracteristicile unor tipuri de motocompresoare (cu motor termic), iar în Anexa A.2.2 pentru electrocompresoare (cu motor electric), ambele din cele mai utilizate pentru lucrări mobile, pe șantiere. Un exemplu este redat prin fotografia din fig.2.1. Pentru a se putea corela caracteristicile compresoarelor cu consumul MI, în tabelele A 2.3, A 2.4 și A 2.5 din anexe, se redau caracteristicile celor mai reprezentative modele dintre MI, cu acționare pneumatică, incluzînd evident și consumul de aer.

Din acestea se observă că :

- Pentru strîngerea șurub-ilor pînă la M10, consumul este 0,15-0,9 $\frac{m^3}{min}$
- " " " " " M24 " " 0,4 -1,10 "
- " " " " de cca M39 " " 0,95-1,3 "

Puterile compresoarelor sînt respectiv în intervalele: 1,28 Kw-6,5 Kw; 3,5 kw - 8 kw și 6,5 - 14 kw. Deci puteri destul de mari care vor fi luate în considerare la bilanțul energetic.

În ceea ce privește electrocompresoarele, alimentarea motoarelor,

grupuri electrogene, deci tot cu motoare termice și două transformări intermediare ale energiei, evident cu pierderi importante.

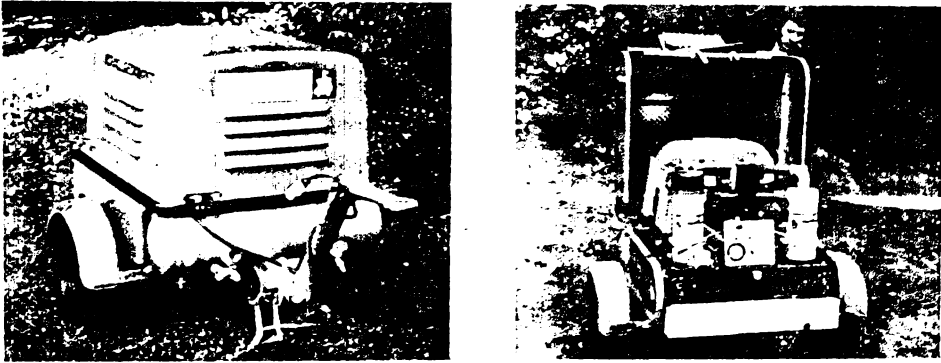


fig.2.1. Motocompresor tip K 1,4 SSG Lancier - R.F.G.

Pe lângă acestea se mai remarcă :

1. Dotarea motocompressoarelor cu două pînă la patru prize de furnizare a aerului comprimat, ceea ce satisface cerințele de montaj, ținînd cont că presiunile de refulare sînt identice cu presiunile de lucru ale mașinilor de înșurubat și anume 5-8 daN/cm² și permite implicit lucru simultan cu două pînă la patru MI.
2. Alimentarea motoarelor termice de antrenare este realizată în majoritate pe motorină, lucru economicos în exploatare.
3. Toate tipurile constructive prezentate sînt transportabile pe drumuri modernizate și în condiții de șantier.
4. Debitele furnizate de compresoare nu corespund cu consumurile unitare de debit ale MI. Se impune dintr-o instalație complexă, a se realiza (cu o rezervă evident) o acordare a debitelor de aer furnizat și consumat, în scopul obținerii unor pierderi minime. Acordarea impune funcționarea în paralel desigur, a cîteva MI.
5. Motocompresorul poate lucra numai cu intermitență, fiind necesar, la maxim 2 ore, opriri de cca 10-15 minute. Aceasta conform cu practica din șantier. În cazul lucrului în două schimburi se cumulează pierderi și mai însemnate.
6. Se înregistrează timpi auxiliari importanți, ocazionați de schimbarea tipurilor de mașini de înșurubat la fiecare din cele 4 posturi de lucru deoarece îmbinările pentru montaj se succed, prin șuruburi de diametre diferite de la M 12 - M 30 în general.
7. Randamentele energetice de utilizare ale motocompressoarelor sînt de cca 12% în medie, conform calculelor din cap 3 datorită timpilor auxiliari necesari tehnologic proceselor de lucru.

precum și faptului că nu se utilizează decît în parte puterea nominală a motoarelor termice de antrenare, dată fiind rezerva menționată anterior.

3. Motocompresoarele nu sînt dotate cu echipamentele necesare funcționării MI-lor (ungătoare, separatoare apă și altele) fiind necesare panouri suplimentare pentru a obține un agent pneumatic corespunzător exploatării, în special pe timp friguros.

2.2.2. MI pneumatice. Descriere, părți componente, funcționare.

2.2.2.1. Descrierea detaliată a celor cu mecanisme de impact care ocupă însă un spațiu prea important, datorită multitudinii de tipuri. De aceea se va efectua o grupare a acestor tipuri de mașini ținînd cont de diametrele maxime ale șuruburilor pentru care se realizează tehnic strîngerile impuse, grupare care corespunde stadiului tehnic actual atît ca producere cît și ca exploatare. Se vor deosebi 5 grupe constructive și anume:

- MI pînă la M.6 mm; - MI pînă la 10 mm; - MI pînă la 24 mm
- MI pînă la M.36-39 mm; - MI peste M.39 mm.

În prezenta se vor considera numai 3 tipuri constructive ale acestor mașini de înșurubat, din cele 5 grupuri enunțate mai sus și anume mașinile care realizează strîngeri pînă la diametrele maxime ale filetului de la M.10 la M.39 mm., și aceasta pe considerentul că ponderea mare a șuruburilor necesare lucrărilor de montaje mobile în șantier, o înregistrează șuruburile în gama de la M.10 mm la M.36 mm.

Analizînd, gama largă a tipurilor constructive ale acestor MI, ce realizează strîngerea prin mecanisme de impact, sub aspect constructiv putem conchide că ele sînt compuse în majoritate din următoarele părți componente : a) Corpul mașinii, b) Elementul de pornire și oprire c) Maneta de inversarea sensului d) Motorul pneumatic e) Mecanismul de impact f) Dispozitivul port-sculă g) Sistemul de ungere h) Opturatorul i) Reductorul de turație.

Din diversitatea modelelor studiate, s-au selectat, pentru fiecare grupare (de la M.10, la M.24 și de cca M.36 mm) MI și firme constructoare, consacrate în producția echipamentului pneumatic, pentru a se putea face în acest mod o analiză amănunțită a formelor constructive, și performanțelor tehnice, considerîndu-se totodată și aportul adus la mecanizarea proceselor de strîngere a șuruburilor și normal a performanțelor tehnice realizate, în respectiva strîngere. Se impune de asemenea considerarea aspectelor

exterioare ca formele constructive. Ultimele se pot observa, pentru exemple mai reprezentative, începînd cu figura 2.2, în continuare pînă la fig.2.7, ca și în anexele A.2.1 și A.2.2. Aspecte exterioare se redau de asemeni în fig.de la 2.8 la fig.2.20 și în anexele, de la fig.A.2.3 la fig.A 2.1c.

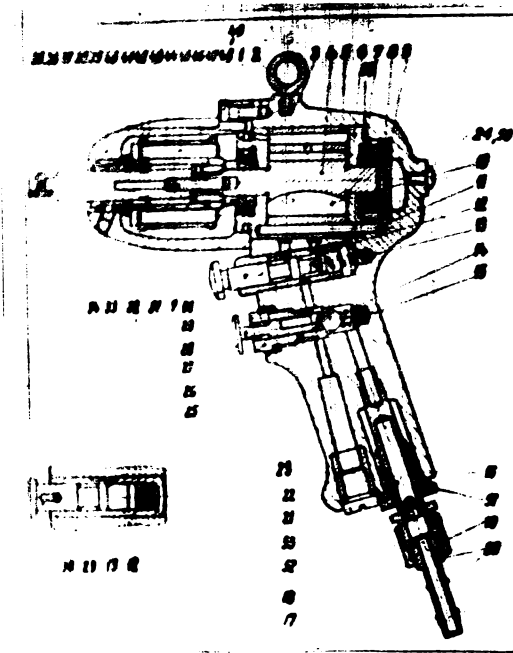


fig.2.2 MT tip TROPK Böhler, Austria - secțiune constructivă bolt ciocan; 46. antrenor canelat; 40.carcasă mașină; 51.bucșă obturator.

Mașinile de formă pistol, sînt utilizate cu carcasă din aluminiu, în general îmbinate prin șuruburi, și sînt destinate la strîngeri de șuruburi cu diametre mici maxim pînă la diametre de 10 mm. după cum reiese din figurile MI aparținînd firmelor Böhler - Austria,

fig.2.8 , Cleco U.S.A., fig.A 2.4, Flap-Italia, fig.A 2.3, Fama - Suedia, fig.2.9, Premag-R.F.G., fig.A 2.5, Ingersoll Rand -U.S.A., fig.2.11 ș.a. Cîteva firme realizează strîngeri de șuruburi mijlocii, pînă la M.24 mm, cum sînt mașinile firmelor rediate în figurile 2.14 (Skil Power U.S.A); 2.15 (Atlas Copco-Suedia), A 2.9 - 3130 -U.R.S.S).

În descrierea părților componente ale acestor mașini se vor face referiri la materialul grafic citat mai sus.

a) Forma exterioară și respectiv corpul mașinii, permite distingerea a 3 tipuri și anume :- mașini de formă pistol - mașini cu mîner în formă de ureche + mașini cu brațe laterale - în cruce.

Descriere părți componente:

1.corp mașină; 2.cîrlig susținere; 4. rotor; 5. stator; 10. paleta; 12.bucșă inversor; 16.obturator; 21,24 și 34 dop ungere; 26 bucșă sertar admisie; 27.sertar de admisie; 30 inversor de sens; 38.cama de impact; 39.bucșă cama impact; 44 ciocan impact; 45.

526-227
357 + 11.

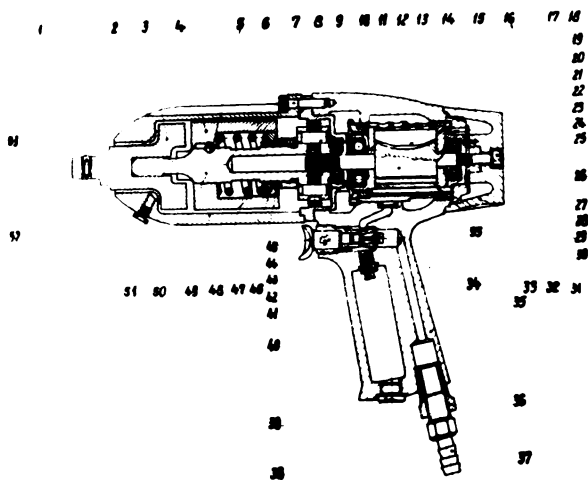


fig.2.3. MI -tip DS 31-R Pama Suedia
- secțiune constructivă

Descriere părți componente :

3. cama impact;
- 9.co-roana dintată;
- 10.sa-telit;
- 11.bucșă sa-telit;
- 12.ax sa-telit;
- 13 pinion sa-telit;
- 17,
- 19.capac motor pneu-matic;
- 18.paletă;
28. rotor;
- 33.ventil;
35. corp mașină înșurubat
- 38.dop rezervor ulei;
- 40.șurub obturare;
- 43.corp robinet
45. buton pornire;
50. port sa-telit;
- 51.un-gător cu bilă

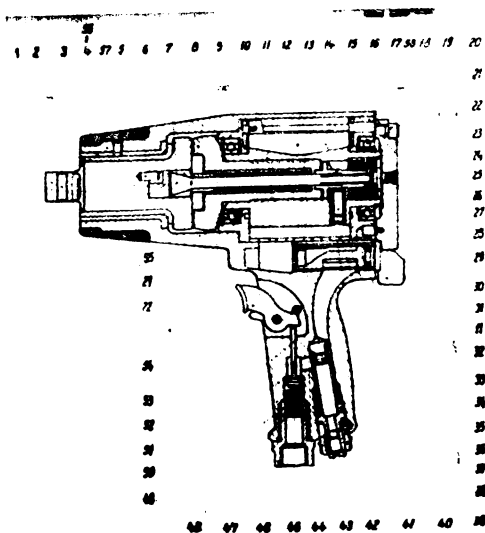


fig.2.4.MI -tip P - 372 Cleco - U.S.A.
- secțiune constructivă

Descriere părți componente ;

- 1.nicovală;
- 2.bucșă nicovală;
3. armătu-ră;
5. manșon;
6. știft distanțare ca-mă;
- 7.arbore camă;
- 8.bucșă ax camă ;
- 9.ciocan impacț ;
- 14.arc camă;
- 17.camă;
- 12 rotor;
- 13.paletă;
- 16.stator;
27. dop ungere;
- 33.inversor de sens;
- 39.arc obtu-rator;
- 42.buton obtu-rator;
- 45.obturator
- 51.clapetă ornire mașină

Strîngerile de șuruburi în gama M.10 - M.24 mm se realizează cu mașini avînd mîner în formă de ureche,care se montează prin șuruburi la carcasele mașinei (una sau două) realizate din oțel sau aluminiu - a se vedea figurile aparținîndu firmelor : 2.12-Cleco

U.S.A., A 2.6 - Fröhlich und Klüpfel, R.F.G; 2.13 -Ingersoll
Rand, U.S.A.

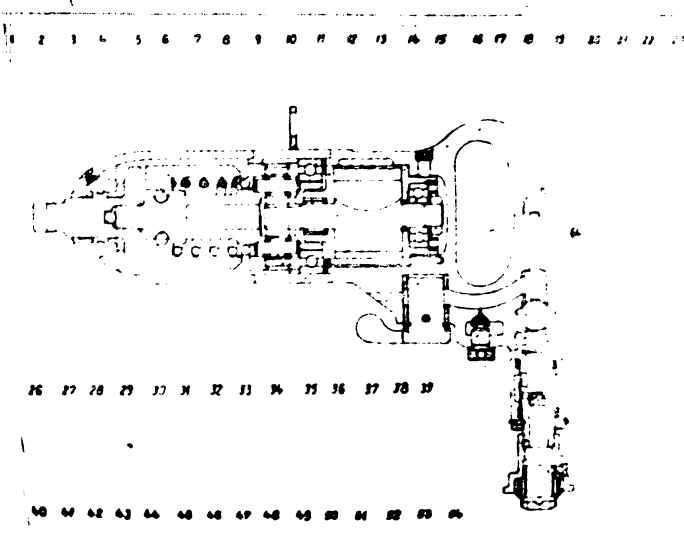


fig.2.5. MI-tip DSH 3 Fröhlich- R.F.G.
- secțiune constructivă

Descriere părți componente;

- 1.cama impact;
- 2.carcasa mașina înșurubat;
6. port satelit;
7. arc cuplaj impact;
- 14.stator;
- 15.rotor;
- 16.paleta;
- 23.clapeta inversor;
- 29.co-roana dințată;
28. satelit;
30. corp mașină;
38. bușon ulei;
- 41 bila ventil;
44. corp obturator;
- 52.corp cuplaj

In vederea mînuirii ușoare de către muncitori, unele MI sînt prevăzute cu cîrlig de suspendare în poziție orizontală sau verticală, altele sînt prevăzute cu mîner suplimentar înșurubat în corp- a se vedea construcțiile realizate de Atlas Copco Suedia, Premag R.F.G; Deprag, Globe Franța; Bosch R.F.G.

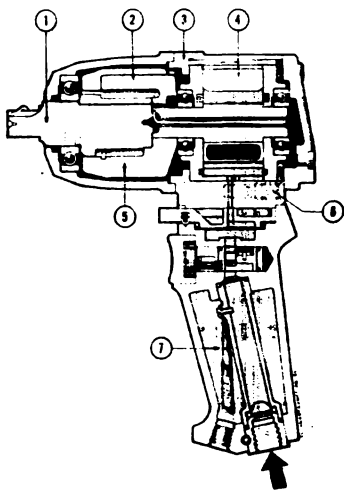


fig.2.6. MI tip LMS-34 Atlas
-Copco-Suedia sect. constructivă.

Descriere părți componente ;

1. cama impact;
2. dispozitiv (ciocan, antrenor);
3. carcasa mașina de înșurubat;
4. motor pneumatic rotativ reversibil ;
5. bolțuri impact;
6. dispozitiv inversare sens;
7. rezervor de ulei.

Pentru strîngerea șuruburilor cu dimensiuni mai mari, adică cuprinse în gama de la M.24 la M.76 mm, construcția mașinii este prevăzută cu brațe laterale în cruce pentru a permite o susținere corespunzătoare a ansamblului acestei mașini care ajunge pînă la

greutăți de 33 daN ca de ex. al firmelor Deprag R.F.G. fig.2.18 tip SC-5 și Consolidated pneumatic tool - Anglia tip 375 RS, MI ce ajunge la greutatea de 29 daN; Bosch, R.F.G.-fig.2.19, MI ce ajunge la greutatea de 27 daN.

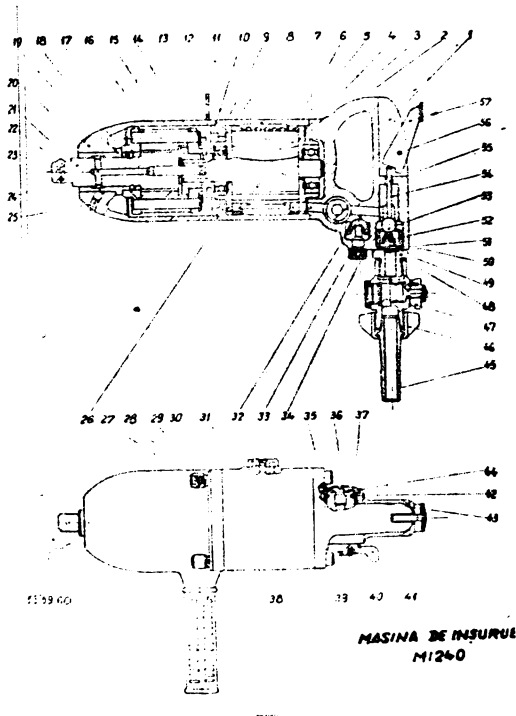


fig.2.7. MI-tip MI-24 al uzinei Independența Sibiu -secțiune constructivă.

R.F.G. (fig.2.5) modele la care elementul este acționat de un buton sau de o clapetă oscilantă, prin intermediul tijei de pornire. Bila este ridicată de pe scaunul ventil, eliberând intrarea aerului în mașină. La revenirea butonului respectiv al clapetei, sub acțiunea unui arc se opturează intrarea aerului.

O altă construcție este cea a firmei, Cleco - U.S.A. model tip P 372 redată în figura 2.4, care folosește în locul bilei și a tijei de pornire o singură tijă ventil, obținând prin capătul de formă tronconică închiderea și deschiderea admisiei aerului.

c) Maneta de inversare a sensului servește pentru schimbarea înșurubării în deșurubare. Prin ea se comandă de fapt sensul de rotație al motorului rotativ care este deci reversibil. Din punct de vedere constructiv și funcțional aceste elemente sînt foarte

Descriere părți componente:

- 1.corp miner; 4.paleta;
- 5.stator; 6.rotor; 7.corp mașină; 13.bolț ciocan ;
- 14.colivie impact; 15 antrenor; 17.ciocan impact;
- 19.bucșă camă; 20.carcasă mașină; 21.camă impact ;
- 34.dop rezervor ulei ;
- 41.manetă inversor; 47.obturator; 53.bilă admisie;
- 57.clapetă pornire.

b).Elementul de pornire-oprire este amplasat în mînerul mașinii. Principiul constructiv al mecanismelor diferă la diverse tipuri de mașini. Răspîndirea cea mai largă o au modele ca cel al firmei Böhler-Austria (fig.2.2),Cleco-U.S.A.tip P-o72 (fig.A 2.1) și Fröhlich und Klüpfel -

diferite, dar sînt amplasate în imediata apropiere a mecanismului de pornire-oprire, pentru a asigura o mîndire ușoară.

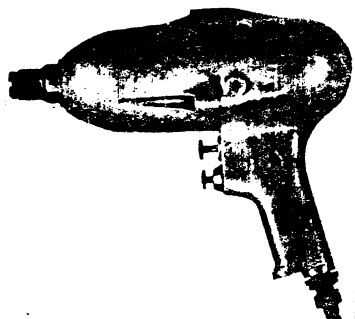


fig.2.8.MI-TFOPK Böhler
Austria



fig.2.9. MI-DS-31-R Fama -
Suedia

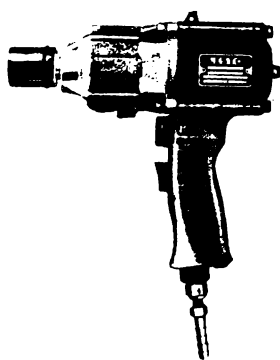


fig.2.10.MI-6o7-45o-582
Bosch - R.F.G.



fig.2.11. MI - 5o2o HA.1
Ingersoll - U.S.A.

La mașina Böhler - Austria tip TFOPK redată în fig.2.2 inversarea intrării aerului în motor este comandată de un ventil în trepte, manipulat la rîndul său de un buton. Prin cele două poziții limită ale ventilului, aerul este dirijat la motor, antrenîndu-l în sensul de rotație dorit.

La mașinile Cleco - U.S.A. tip P-o72 fig.A 2.1 tip P-372 fig. 2.4 și Fröhlich und Klüpfel, tip DSH-3 fig.2.5, se utilizează inversarea aerului la motor, comandată de un distribuitor cu mișcare rotativă. Prin rotirea capului în cele două poziții limită, se obține inversarea sensului. Acelaș sistem adoptă și construcția firmei Böhler - Austria la modelul tip TE-4K.

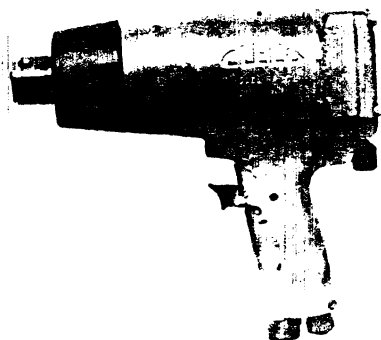


fig.2.12. MI - P-372
Cleco - U.S.A.

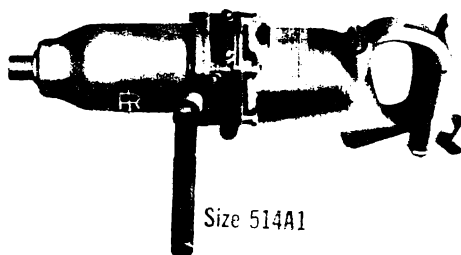


fig.2.13. MI - 514. A1
Ingersoll - U.S.A.

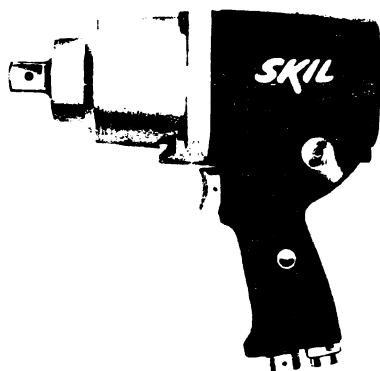


fig.2.14 MI- 1116
Skil-U.S.A.

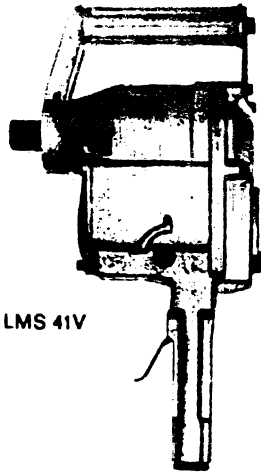


fig.2.16 MI - 24
Independența Sibiu

La construcția firmei Fiap-Italia tip n-37 fig.A2.2 inversorul de rotația acționează direct asupra motorului pneumatic crescând fluxurile de fluid.

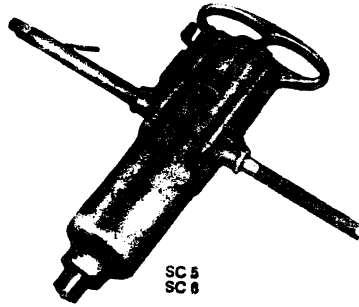
d) Motorul pneumatic, care antrenează MI, este de obicei un model rotativ, reversibil cu palete, montat în corpurile mașinii, ca în fig;2.2(firma Böhler-Austria), fig.A2.1 și fig.2.4(firma Cleco-U.S.A.)

Este cunoscută soluția motorului cu palete alunecătoare, care în cazul MI utilizează un număr între 5 și 6 palete. Intrarea aerului în motorul rotativ se face frontal, prin orificiile practicate în capacul posterior sau radial prin fantele statorului. De la arborele rotorului, mișcarea se transmite mecanismului de impact prin șocuri sau în prealabil și reductorului de turație.



LMS 41V

fig.2.15 MI-LMS41V Atlas
Copco Suedia

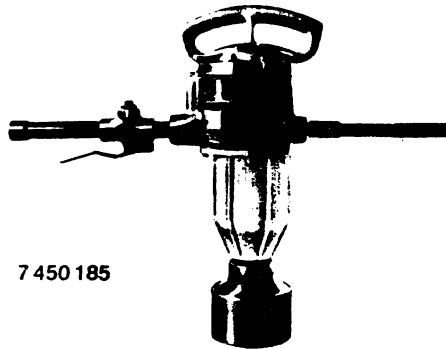


SC 5
SC 6

fig.2.18 MI-SC-5
Deprag-R.F.G.



fig.2.17 MI-S-572
Cleco U.S.A.



7450185

fig.2.19 MI-607-450-185
Bosch R.F.G.

Evacuarea aerului consumat în motorul rotativ, se face prin orificiile practicate în stator, sau în capacul anterior, unde prin peretele corpului, aerul părăsește mașina.

Un caz particular îl prezintă tipul constructiv model n-37 fig. A2.2 al firmei italiene Piap din Milano. Antrenarea mașinii este realizată cu motor oscilant, compus din arbore fix cu paletă, cilindru mobil cu peretele. Mișcarea de oscilare a cilindrului cu peretele este comandată de orificiile de evacuare din capacul inferior, prin opturarea și deschiderea lor alternativă, însăși de la cilindrul oscilant prin intermediul unei supape. Cilindrul oscilant este

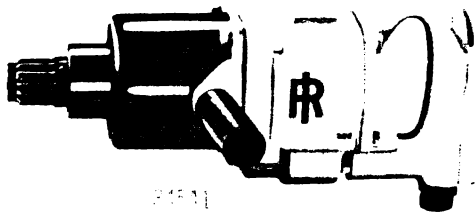


fig.2.2o MI- 845A1 Ingersoll-USA

prezentate în acest capitol, mecanismele de impact sînt rezolvate în mai multe moduri, .De ex:

= La mașina tip TFOPK al firmei Bohler Austria fig.2.2, impulsurile sînt realizate de un mecanism cu ciocănele și camă de impact. Rotațiile motorului sînt transmise printr-un arbore canelat, antrenorului și apoi ciocănelelor de impact. La rîndul lor ciocănelele de impact sînt montate cu joc între două flanșe colivia de impact, pe bolțuri în jurul cărora oscilează. Cama de impact, piesa comună cu port sculă fiind montată între ciocane, va fi antrenată de ele în mișcarea de rotație intermitentă. La o MI tip P-072 al firmei Cleco USA fig.A2.1, mecanismul de impact este asemănător celui din figura 2.2.

= La mașina tip DS 31 R, a firmei Fama Suedia fig.2.3 și la tipul DSH 3 al firmei Frölich und Klupfel RFG fig.2.5, mecanismul de impact se compune dintr-un arc elicoidal de compresiune, prețensionat aflat într-o carcasă, care la partea inferioară are două proeminente pentru antrenarea port-sculei. Carcasa la rîndul ei primește rotațiile de la port-satelit prin intermediul a două bile. În carcasă, bilele se rostogolesc într-un canal-camă de formă semisferică. Rezistența opusă la un moment dat la operația de înșurubare, impune bilelor mișcarea pe camă, ceea ce comandă totodată impacturile carcasei asupra port-sculei.

= La mașina tip Cleco 372-USA fig.2.4, mecanismul de impact este montat în axa rotorului, ceea ce conferă o soluție aparte, compactă, ce utilizează spațiul judicios. Rotațiile sînt transmise port-sculei prin două proeminente ale ciocanului. Ciocanul, care formează totodată axa rotorului, este antrenat de rotor prin intermediul unei role care se plimbă într-un canal camă. Rezistența opusă

montat pe 2 rulmenți și liber în interiorul corpului pentru a putea executa mișcarea de oscilare.

e) Mecanismul de impact primește mișcarea rotativă continuă de la motorul pneumatic mișcare pe care o transformă în impulsuri sau impacturi intermitente. Constructiv după cum rezultă din secțiunile MI

la înșurubare imprimă mișcarea rolei pe canal, ceea ce produce rotația intermitentă cu impacturi a port-sculei.

= La MI tip W 37 al firmei Fiap-Italia, fig.A2.2, mișcarea de rotație intermitentă generată de motorul oscilant este transmisă port-sculei prin intermediul ciocanului, cărui a se imprimă totodată și impacturile necesare înșurubării sau deșurubării.

f) Dispozitivul port-sculă, sau capătul arborelui de ieșire, are un cap pătrat, blocarea sculei realizându-se cu o bilă menținută de un arc în poziție de blocare, sau cu știft.

g) Sistemul de ungere, constă din ungătoare montate în minerele mașinilor, în imediata vecinătate a elementului de pornire. Rezervorul de ulei al ungătorului se află într-o cavitate a mînerului și se umple periodic. Din rezervor particule mici de ulei pătrund în aerul care alimentează mașina, amestecîndu-l. Trecerea particulelor de ulei, în conducta de alimentare a mașinii se face prin orificii mici, practicate în piesa care desparte rezervorul de ulei de conductă sau prin dopuri. Pentru ungerea rulmenților și a lagărelor de alunecare (bucșile portsculei) sînt montate ungătoare cu bile în locurile accesibile.

h) Opturatorul este un element anexă a MI-ei, atașată în vederea reglării debitului de aer, necesar antrenării motorului pneumatic. În funcție de debitul de aer, variază și puterea motorului, după mărimea filetelui de înșurubat. Constructiv, obturarea debitului de aer, se face prin niște bucși obturatoare, care prin manevrarea lor variază secțiunea orificiului de admisie, ca de ex. la fig.2.2 Böhler-Austria, A2.1 Cleco-USA, A2.2 Fiap-Italia și 2.3 Fama-Suedia.

i) Reductorul de turație, nu este necesar la toate modelele deoarece scăderea turației și creșterea forțelor, sînt necesare numai pentru anumiți parametri funcționali. Exemple se găsesc la modelele firmelor Fama-Suedia la tipul de mașină DS 31 R fig.2.3 și al firmei Fröhlich und Klüpfel-RFG la tipul DSH-3 fig.2.5. Reductoarele montate sînt planetare, antrenate de un pinion ce este corp comun cu rotorul motorului. Prin intermediul a doi sateliți^{care} se rostogolesc într-o carcasă dințată, turațiile reduse se transmit port-satelitului. În vederea reducerii uzurii, sateliții sînt montați pe bucși de bronz sau pe rulmenți cu ace.

2.2.2.2. Funcționarea MI cu mecanisme de impact.

Principiul de funcționare al MI este similar la diferitele modele deoarece mecanismele componente, deși de construcții diferite,

îndeplinesc aceleași funcțiuni în ansamblul mașinilor. Prin apăsarea butonului sau clapetei, elementul respectiv este deschis, permițând intrarea aerului în mașină. După trecerea prin mecanismul de inversare al motorului, aerul va pătrunde în ultimul.

Intrarea aerului în motor se face radial prin găurile și fantele statorului sau axial prin orificiile practicate în capacul posterior. Sub acțiunea aerului comprimat, asupra paletelor, rotorul este pus în mișcare de rotație. Prin arborele rotorului, mișcarea se transmite mecanismului de impact.

Port-scula pusă în mișcare de rotație, efectuează prin intermediul cheii tubulare fixate pe ea înșurubarea sau deșurubarea. Evacuarea aerului consumat în urma antrenării mașinii se face prin orificiile practicate în stator sau capacul anterior.

Pentru realizarea reglajului momentului de strângere ale înșurubării, rolul principal îl deține obturatorul. Acesta are în general nouă poziții de comutare în mașina de înșurubat MI-24 Independența Sibiu (fig.2.7 și 2.16), precum și variante până la 18 poziții la tipul P-072 Cleco-USA (fig.A2.1 și A2.4), poziția nr.1 corespunzând momentului minim de înșurubare.

Momentul de înșurubare realizat, este funcție de timpul de acționare asupra piuliței ce urmează a se strânge și de asemenea funcție de poziția obturatorului, aceasta bineînțeles când se impune obținerea în procesul respectiv a unui moment de strângere indicat anterior. Obturatorul, după cum s-a indicat la descrierea mașinilor cu acționare pneumatică, influențează direct asupra debitului de aer admis în motor. Reglarea obturatorului, se face în funcție de momentul de strângere dorit și indicat, care înșă, în scopul realizării lui efective, se reglează prin încercări preliminare, determinându-se poziția corespunzătoare a obturatorului și timpul de acționare asupra piuliței de strâns, în vederea obținerii momentului prescris. Acestea sînt indicate în instrucțiunile de utilizare a tipurilor de mașini MI-10,24 și 42 ale Uzinei Independența Sibiu (fig.2.7 și 2.16). Metodica constituie un inconvenient important la procesele de montaje mobile, unde gama șuruburilor la un punct de montaj, cuprinde 4-5 tipuri de filete, impunînd în consecință efectuarea a mai multor reglaje, ce necesită timp și chiar utilizarea a două sau trei tipuri de mașini de înșurubat ce constituie în multe cazuri cum este și cel al construcțiilor de LEA un dezavantaj important.

2.2.2.3. Mașini pneumatice continue.

Sînt caracterizate de faptul că realizaz  strîngerea  urubului într-un proces continuu, av nd două faze distincte  i  nume :

- faza de apropiere a piuliței de tija  urubului, realizată cu un moment redus de str ngere
- faza de str ngere propriu-zisă la momentul prescris, care impune realizarea unei valori ridicate a momentului de torsiune.

 n figura 2.21 sînt redată două modele de MI, cu acționare pneumatică, cu str ngere continuă  i  nume Reactamatic tip RM 701  i tipul RM 2400 (produse de firma Hi-Shear Corporation din USA).

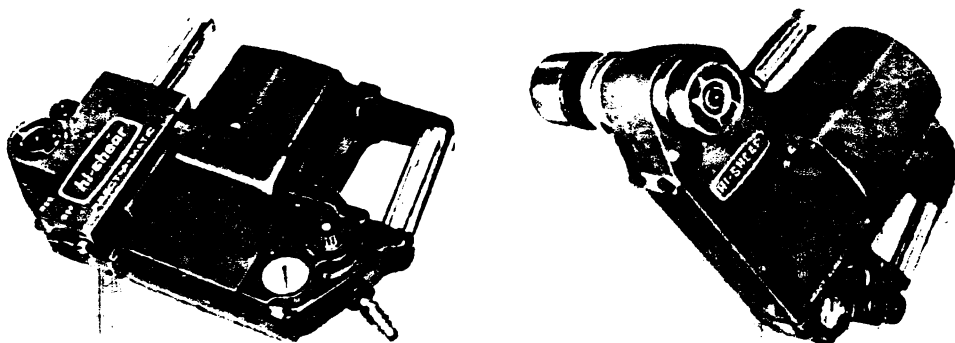


fig.2.21. MI - RM 701  i RM 2400 Reactamatic - U.S.A.

Aceste MI denumite "Reactamatic", constituie o familie departajat  de valoarea momentului de str ngere capabil a fi realizat,  i sînt creditate de brevetul de invenție U.S.A.nr 3.759.119.Se menționează că gama momentelor realizate de aceste mașini este de la 2,76 la 1383,2 daNm. Schema de construc ie a acționării se prezintă în cap.3. Corpul ma inii la exterior dispune de două m nere de sus inere și instalare în pozi ia de lucru. M nerul dispus în partea st ng  a ansamblului vertical, corespunz nd m inii st ngi a operatorului, are amplasat pe el dispozitivul de pornire  i oprire. Se mai dispune de un torsiometru, care indică permanent, vizibil pentru operator, valoarea momentului de str ngere, realizat în exploatarea ma inii. Un alt model este MI-PCG-1-URSS care realizează str ngeri p n  la 70 daNm.

2.2.2.4. Performanțele MI pneumatice.

Caracteristicile tehnice ale MI cu impact, rezultate din documentațiile firmelor constructoare, sînt prezentate sintetizat în tabelele A2.3, A2.4  i A2.5, din anexe  i  nume :

Tabela A2.3 - Performanțele MI cu str ngere maximă până la diametrul de M 10 mm.

Tabela A2.4 - Idem pînă la diametrul de M 24 mm.

Tabela A2.5 - Idem pînă la diametrul de M 39 - 42 mm

Complementar, avînd la bază performanțele măsurate pe ștanduri și în exploatare ale MI fabricate de către uzina "Independența" Sibiu, pentru tipurile MI 10,24 și 42, s-a putut analiza pe bază de diagrame în comparație cu alte tipuri similare existente pe plan mondial, unele din caracteristicile tehnice de funcționare a produselor Independența și anume :

- variația frecvenței de impact în funcție de consumul de aer și în funcție de presiunea de lucru
- variația frecvenței de impact și a consumului de aer în funcție de deschiderea obturatorului. Concluziile și diagramele comparative se vor prezenta în capitolul 3. Revenind la anexe, din analiza caracteristicilor tehnice redată în tabele, se pot desprinde următoarele concluzii :

a) Din tabela A2.3 pentru grupa mașinilor pînă la M 10

- Ca formă exterioară, toate mașinile sînt realizate constructiv sub forma de pistol cu greutatea proprie în jur de 2,5 daN în afară de tipul MI-10 "Independența" care are forma constructivă mîner cu ureche și are greutate de 3,65 daN.

- Motoarele pneumatice utilizate sînt rotative, cu paletă, excepție fiind mașina tip W 37 Fiap-Italia, care are prevăzută o construcție specială cu motor pneumatic oscilant cu mișcare de ieșire intermitentă.

- Mărimea șurubului strîns, diferă de la M8 (maxim la tipul TPOPK-Böhler-Austria) la M10, caracteristic majorității firmelor, cu excepția celor din U.S.A. și Suedia, care realizează strîngeri după sistemul de unități americane pînă la 9,525 mm (3/8 inch).

- Consumul de aer diferă de la 0,2 m³/minut (la tipul SS-0-RTS-Premag-R.F.G) la 0,9 m³/minut (la tipul MI-10 Independența-România) la o presiune de lucru în majoritate de la 4 - 6 daN/cm², cu excepția firmei Cleco-U.S.A., care utilizează presiuni între 6-9 daN/cm².

- Momentele de strîngere în jur de 9-11 daNm la firmele americane și suedeze, satisfac procesele de mecanizare a înșurubării. Se reprecizează că mărimea momentului se reglează greoi, prin încercări succesive cu obturatorul, fără a se obține totuși un moment precis de strîngere.

b) Din tabela A2.4 pentru grupa mașinilor pentru maxim M 24

- Ca formă exterioară se observă construcții de 2 variante:
 - pistol simplu, pistol cu mîner și ureche;

- motoarele pneumatice sînt rotative cu palete avînd admisia laterală. Modelul DSH-3 (al firmei Fröhlich und Klüpfel-R.F.G.) are în plus un reductor de turație, (figura 2.5 și A2.6).

- Diametrul maxim strîns diferă de la M-19 la firma Bosch - R.F.G., M-20 și M-22 la firmele Copco-Suedia, excluzînd însă construcțiile americane care realizează strîngeri pînă la W 25,4 mm (un inch).

- Consumul de aer este diferit la firmele europene care înregistrează consumuri cu cca 60% mai mare de aer în exploatare față de tipurile americane. Mărirea momentului de strîngere se stabilește de asemeni prin încercări succesive la obturator deci iarăși greoi, imprecis și cu timpi auxiliari mari.

c) Tabela A2.5 pentru grupa mașinilor pînă la maxim M-36 și chiar mai mari.

- ca formă exterioară sînt utilizate două variante constructive și anume pistol cu mîner în formă de ureche și pistol cu brațe laterale în cruce, pentru a permite susținerea, manevrarea lor și, inclusiv preluarea momentului de reacție.

- Șuruburile ce pot fi strînse, pornesc de la 31,7 mm (1 1/4 inch) la firmele americane și depășesc valorile de 39 la construcțiile europene.

- Se impun dispozitive ajutătoare de susținere și manipulare în exploatare deoarece se ajunge la greutateți apreciabile ca de ex. 33 daN la tipul SC-5 (Deprag-R.F.G. fig.2.18).

- Consumul de aer la M 39 este evaluat în jurul a $1 \text{ m}^3/\text{minut}$, la presiuni de lucru în general curpinse între 4-6 daN/cm³: Se mențin aceleași dezavantaje pentru stabilirea momentului de strîngere (greoi, imprecis etc).

Performanțele MI cu strîngere continuă, se referă în principal la familia "Reactamatic" ca ultimele de care s-a dispus în acest gen. Din tabele anexe A2.4 și A2.5, rezultă că la mașinile de înșurubat cu strîngere continuă din punct de vedere tehnic și constructiv se pot remarca :

- Forma constructivă, importantă pentru un utilaj portabil la modelele "Reactamatic" are lățimi de 165 mm la tipul RM 700, de 277 mm la tipul RM 2400, și lungimi respectiv de la 350 mm la 506 mm MI tip PCG-1, din URSS, are lungimea 540 mm și lățimea de 295 mm.

- Primele Reactamatic-le, realizează momente de strîngere pînă la 96 daNm la tipul RM 700, și pînă la 330 daNm la modelul RM 2400. Mașina PCG-1 asigură un cuplu de 70 daNm. Primele dau un moment

mult mai ridicat, deoarece au cilindru de lucru cu ϕ mai mare, deci și o lățime mărită.

- Greutățile acestor tipuri sînt cuprinse între 6,8 daN (la tipul RM 700) și 22,68 daN (la tipul RM 2400). PCG-1 cîntărește cca 10 daN.

- MI de tipul Reactamatic preiau integral momentele de reacțiune, prin intermediul port sculei, care se fixează pe o rondea crestată dispusă sub șurubul de strîns.

- De asemeni primele au afișat optic valoarea momentului curent de strîngere (la un moment dat), prin manevrarea presiunii în cilindru cu un manometru gradat direct la un torsiometru. Acesta realizînd "control activ" al desfășurării fazelor de strîngere, reprezintă o bază inclusiv pentru automatizarea operației.

- Funcționarea acestor MI continuă este silențioasă.

- Avînd în vedere că la Reactamatic este preluat mecanic momentul de reacție, nu sînt necesare dispozitive de fixare sau susținere speciale-

- Din literatura tehnică inclusiv date ale producătorilor nu au reieșit volumele în $\%$ ale utilizării înșurubării continue, față de cea în impact.

2.2.2.5. Considerații finale privind MI pneumatice.

Din analiza efectuată rezultă că mașinile de înșurubat prin impact, cu acționare pneumatică prezintă o mare diversitate de construcții, atît funcție de capacitatea mașinilor cît și de firmele producătoare pe plan mondial. Mașinile cu înșurubare continuă au apărut mai recent și practic diversificarea lor este la început.

După cum reiese din tabelele cu caracteristicile tehnice, sînt redade informații reduse de ordin constructiv, necesitînd aprecieri suplimentare pentru a se completa. Se remarcă o asemănare constructivă și funcțională între MI și cele de găurit acționate pneumatic.

Privit sub aspect economic, pentru utilizarea în exploatare a MI pneumatice prin impact la lucrările de montaj pentru construcții LEA, rezultă că o oră de utilizare a unei asemenea mașini și a utilajului de furnizare a aerului comprimat, corespunde unor costuri ce totalizează 55 lei/oră, deci pentru un schimb de 8 ore revenind costuri de 440 lei.

Elementele de calcul pentru o oră funcționare sînt următoarele:

- Tarif orar motocompresor tip MC-5
 - cu motor de 65 CP-Dllo UTB - lei. 18,50
- Amortisment aparataj auxiliar - lei. 2,50

- Carburanți și lubrefianți	- lei.	10,29
- Amortisment două mașini de tip MI-24 cu echipamentele necesare	- lei.	9,00
- Material de întreținere, reparații-lei	1,20
Total parțial- lei		41,49
- Retribuția operator	- lei	12,10
- Regia 10. %	- lei	1,21
Total general pentru una oră		- lei 54,80

Se poate conchide că MI cu acționare pneumatică prin impact, datorită însăși condițiilor de exploatare, analizate în amănunt cu avantajele și dezavantajele utilizării lor, nu și au o largă aplicabilitate în mecanizarea proceselor de înșurubare la lucrările mobile din șantiere și implicit la realizarea LEA. Tipurile numeroase ale acestora, provin de la utilizarea lor în procese similare din industrie, unde există posibilități reale de asigurare a condițiilor necesare pentru aerul comprimat și microclimat, după cum rezultă și din Cap.3.

Pentru MI continui, nu există în RSR date sigure pentru stabilirea unor costuri de exploatare, acestea practic neutilizându-se încă în țară. Comparativ, se poate aprecia că se menține majoritatea costurilor pentru aerul comprimat și retribuții, consumul fiind însă întrucâtva mai redus la înșurubarea continuă iar precizia momentului este superioară.

2.3. MI cu acționare electrică

2.3.1. Grupuri electrogene.

Sursa de acționare a acestora o constituie motoarele cu combustie internă. Faptul, că numai grupurile electrogene transportabile se pot utiliza, pt.MI datorită cerințelor necesare în cadrul montajelor pe șantiere mobile, exclude, alimentările prin racorduri electrice de la sistemul energetic și în special la construcția LEA.

Construcția grupurilor, diferă cu destinația. La MI fiind utilizate electromotoare de curent alternativ, ale căror dimensiuni și greutatea sînt mai mici decît ale celor de c.c., interesează numai grupurile pentru c. a. Acestea conțin : motorul cu ardere internă, generatorul electric, tabloul electric de comandă, manevră și control, șasiul transportabil, montat pe o axă prevăzută cu roți pe pneuri.

Pe plan mondial sînt realizate în general de la puteri de 1 KVA la 1800 KVA. In tabela A2.6 din anexă sînt concentrate date tehnice pentru asemenea utilaje realizate în U.S.A., Japonia, RFG., URSS

și R.S. România. În figura 2.22 . este prezentat grupul electrogen tip 4612 al firmei Milwaukee Tool Corporation din U.S.A.

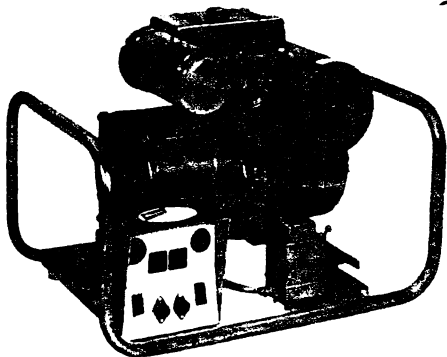


fig.2.22 Grup electrogen 4612
Milwaukee- U.S.A.

diferite (tensiuni de la 72 V la 265 V și frecvențe de la 150 la 300 Hz).

Din caracteristicile acestor grupuri electrogene se pot desprinde următoarele observații :

- a) Cele cu puteri de la 1 la 24 KVA, permit alimentarea în exploatare a numărului necesar de MI pentru operațiile de montaj. Maximum de mașini utilizate este de 4 bucăți în general.
- b) Alimentarea motoarelor cu ardere internă se face cu benzină CO 75 sau motorină. Cu ultima, eficiența este întrucâtva mai bună în exploatare.
- c) Toate tipurile prezentate sînt transportabile pe autogăsturi portabile sau pe roți pneuri.

Se mai observă că :

- a) Puterile anumitor tipuri constructive/produse de firmele Deutz-Atlanta, Porsche-Industrie, din R.F.G. și GTE 30-U.S.A. București) depășesc cu mult puterile absorbite de către MI în exploatare, conducînd la pierderi energetice importante, deoarece la un punct de montaj se utilizează maximum 4 MI care absorb în totalitate max.circa 5 KVA.
- b) Caracteristicile nominale, ale grupurilor indicate în tabela A2.6, sînt posibile de obținut numai în următoarele condiții de mediu și temperatură în exploatare :
 - temperatura mediului ambiant 40°C maxim
 - umiditatea relativă maximă a aerului la temperatura de 20°C 65% ± 15%

- altitudinea maximă față de nivelul mării 1.000 m.

Rezultă anumite dezavantaje la utilizarea MI.

- a) Astfel pe timp cu umiditate excesivă există pericolul scurtcircuitelor, trebuind în paralel luate măsuri severe de respectarea normelor de tehnica securității muncii la locurile de montaj amplasate pe terenuri mocirloase.
- b) Sînt necesare echipamente electrice suplimentare care să poată furniza curentul electric la tensiunile și frecvențele necesare funcționării mașinilor (conform tabelelor A2.7, A2.8 și A2.9) deoarece acești parametri diferă frecvent la grupuri față de MI.
- c) Condițiile de utilizare sînt pretențioase sub aspectul întreținerii necesare și a costurilor ridicate înregistrate pentru revizii și reparații.
- d) Randamentul energetic al grupurilor electrogene este în medie de cca $\eta = 0,75$. (A se vedea cap.3)
- e) Se cumulează timpii auxiliari importanți prin operațiile necesare de schimbare a tipurilor constructive de MI, care permit strîngeri la un număr limitat al șuruburilor în special la cele cu strîngeri continue, la care acest interval depinde de posibilitățile eventualului cuplaj de siguranță montat în lanțul acționării mecanice, evident după reductor.

2.3.2. MI cu acționare electrică.

Sînt realizate pe plan mondial într-o gamă apreciabil mai redusă în comparație cu mașinile de înșurubat acționate pneumatic prin impact. Se produc în U.S.A., R.F.G., Olanda, U.R.S.S.ș.a, fiind utilizate în mecanizarea strîngerii șuruburilor în industrie, dar mai ales pentru utilizări în atelierele de reparații și de întreținere a autoutilajelor. Gama strîngerilor acestora interesează montajele mobile din șantier.

Tipurile MI electrice realizate pe plan mondial, considerate în raport cu diametrele maxime la care modelele constructive realizază strîngerile, se pot grupa în : Mașini de înșurubat cu strîngere pînă la -M4; -M6; -M8; -M10; -M16; -M24; -M30. Rezultă deci că tipurile constructive de MI electrice, se realizează pentru strîngerea a 7 diametre maxime distincte, luînd ca bază de grupare modelele realizate de către firmele - Robert Bosch din R.F.G și Ingersoll Rand din U.S.A., care de fapt din bibliografia disponibilă, sînt și cele mai reprezentative pe plan mondial.

Deoarece la lucrările de montaje mobile (LEA) se utilizează numai gama șuruburilor de la M10 la M36, prin ponderea însemnată a acestora la asemenea lucrări, reiese că din cele 7 tipuri constructive ale acestor mașini, interesează numai 4 tipuri constructive și anume modelele cu strângeri maxime pînă la M10, M16, M24 și M30.

Constructiv, (după cum rezultă și din fig.2.23 și 2.24) în general ele sînt compuse din următoarele părți :

- a) Corpul mașinii;
- b) Motorul electric;
- c) Mecanismul de strîngere după caz);
- d) Dispozitivul port-sculă;
- e) Reductorul de turații;
- f) Aparatajul de comandă și protecție electrică.

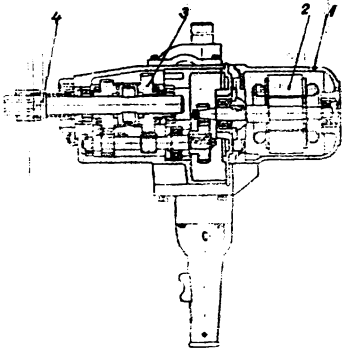


fig.2.23 MI-EP1262 URSS
-secțiune constructivă

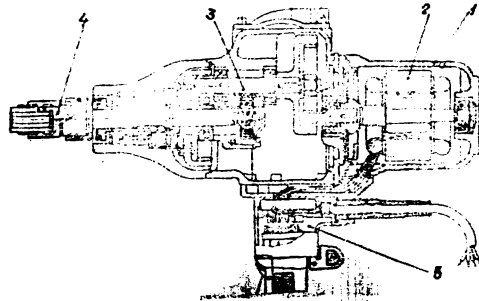


fig.2.24 MI-EP1240 URSS
-secțiune constructivă

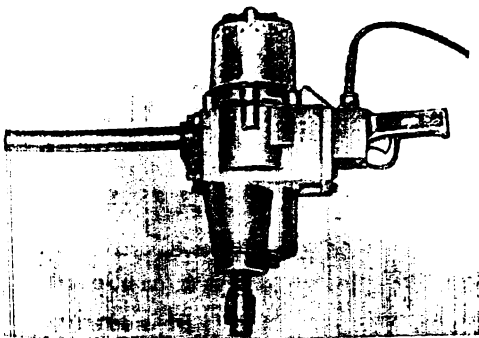


Fig.2.25 MI - EP 1262
URSS

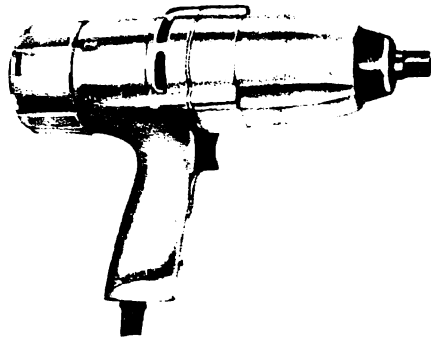


fig.2.26 MI - 9051
- Milwaukee - USA

Pentru analiza din cele ce urmează s-au selectat cele mai reprezentative modele. Se menționează că dimensiunea maximă de strângere capabilă a mașinilor acționate electric este de 30 la firma Bosch - R.F.G. și 31,75 mm (1 1/4 inch) la firma Ingersoll Rand, neexistînd pe plan mondial alte modele cu posibilități de strîngeri mai mari.



fig.2.27 MI - EP1240-JRSS

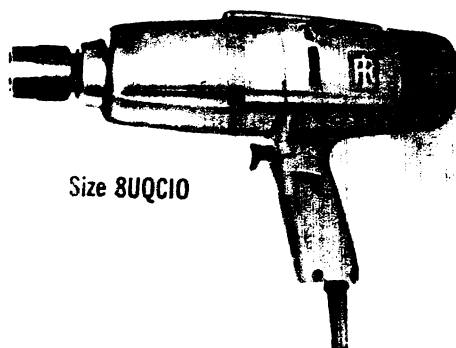


fig.2.28 MI-8UQ10 Ingersoll-USA

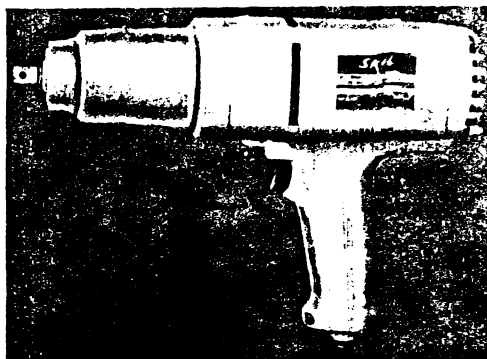


fig.2.29 MI-471 Skil-Olanda

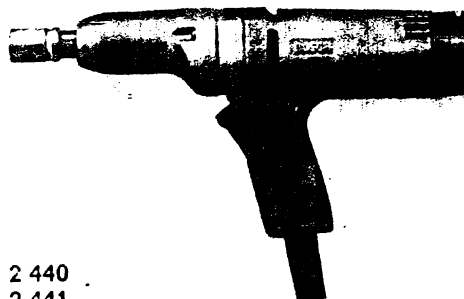
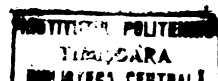


fig.2.30 MI-2441 Bosch-RFG

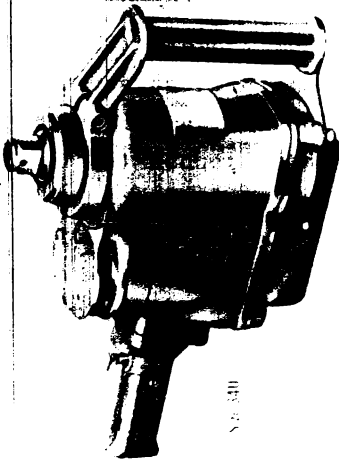
a) Corpul mașinii, respectiv carcasa este realizată în exclusivitate din masă plastică cu inserție de fibre de sticlă pentru asigurarea rigidității, iar ca formă exterioară se disting trei tipuri constructive :

- mașini cu formă pistol; - mașini cu mâner în formă de ureche ;
- mașini cu două mânere laterale în cruce.

Mașinile cu formă pistol, sînt destinate la strîngeri de șuruburi



mici și mijlocii de la M10 la M25,4, după cum reiese din figurile 2.26 (Milwaukee- U.S.A), 2.28 (Ingersoll Rand - U.S.A), 2.29 (Skil Power - Olanda), 2.30 (Bosch - R.F.G). Există și firme, a căror mașini au carcasă cu mâner în formă de ureche, pentru strângeri de șuruburi mici și mijlocii, cum este cazul firmei Bosch la tipul 2435, pentru șuruburi pînă la M22, redată în figura A2.13.



Pentru strângerea șuruburilor între M24 și M30 se utilizează, datorită creșterii momentelor de reacțiune, forma constructivă cu două mânere în cruce, după cum reiese din figurile 2.32 (al firmei Bosch R.F.G.), 2.31 (al firmei Ingersoll Rand-U.S.A) și 2.27 (model EP-1240-U.R.S.S.)

Pentru mînuire ușoară, unele mașini sînt prevăzute cu cîrlige, în scopul utilizării lor cu dispozitive ajutătoare, cazul din fig.2.32 mașina tip 2439 al firmei Bosch - R.F.G.

Fig.2.31 MI-34U Ingersoll-U.S.A.

b) Motorul electric nu prezintă particularități deosebite față de

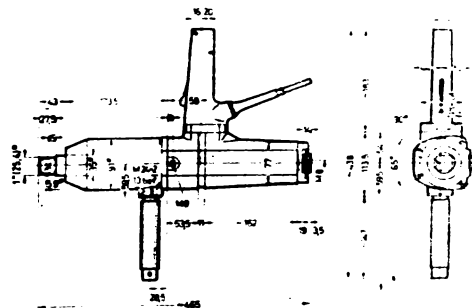
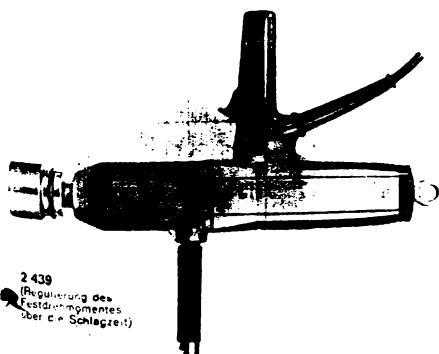


Fig.2.32. MI - 2439 Bosch - R.F.G.

alte tipuri industriale. Se deduce că cel mai indicat ar fi electromotorul de moment, al cărui cuplu este maxim la oprirea rotorului prin momentul rezistent exterior. Producătorii precizează parțial.

tipurile de electromotoare utilizate, respectiv asincrone trifazate (de ex. model EP1240-din URSS - fig.2.24 și 2.27).

c) Mecanismul de strângere poate fi prin impact, de regulă la cele produse în America (fig.A2.11-Milwaukee tip 9070; Fig.A2.12-Ingersoll tip 8U; fig.2.29 Skil Power tip 471). Constructorii din Europa realizează MI electrice cu strângere continuă și de regulă cu reductoare și cuplaj de siguranță reglabil (fig.2.27 tip EP1240.URSS; fig.2.30 și fig.2.32-Bosch tip 2441 și resp.2439).

d) Dispozitivul port-sculă se fixează de obicei pe un cap pătrat, blocarea realizându-se cu o bilă menținută de un arc în poziție de fixare, sau cu un știft.

e) Reductorul de turații intervine în scopul creșterii cuplului și totodată a reducerii turației de ieșire cum este cazul modelului tip 2409 al firmei Robert Bosch care adoptă strângerea prin intermediul reductorului de turații și a unui cuplaj reglabil pe role, sau al modelelor EP1240 și EP1262 - din URSS (fig.2.27 și fig.2.25), care au cuplaj de siguranță, prin forță axială.

f) Aparatajul de comandă și protecție este compus în principal din : - butonul de pornire și menținere a mașinii în funcționare prin apăsarea lui permanentă (deci fără automenținere). - relele termice, care protejează motorul la suprasarcini de durată; - Blocul de condensatoare și rezistențe pentru protecția antioscilație la deconectare. Montajul acestora, este normal să fie în însăși MI, pentru eficiență maximă, iar în cazul butonului este evident și obligator pentru posibilitatea comenzii.

2.3.3. Performanțele MI electrice.

Prezentarea acestora se bazează pe criteriul strângerii maxime, posibile de realizat, pentru fiecare grupare constructivă după cum s-a prezentat în subcapitolul 2.3.2. În consecință, tipurile constructive cu strângeri maxime până la M10, M16, M24 și M30, sînt prezentate cu caracteristicile tehnice de funcționare, rezultate din documentațiile firmelor constructoare, sintetizat în tabelele A2.7, A2.8 și A2.9. Mai precis în tabela A2.7 - Performanțele MI cu strângere maximă până la M10-M12, în tabela A2.8. Idem, până la M16, și în tabela A2.9 - Idem până la M24 și M30.

Analizînd caracteristicile tehnice rodite în aceste tabele pentru cele din A2.7 se remarcă :

- Cu formă exterioară toate mașinile sînt realizate în formă de

pistol cu o singură excepție, tipul 2409 al firmei Bosch R.F.G. care este cu mîner în formă de ureche.

- Suruburile maxime strînse diferă la firmele americane, care au tipuri cu strîngere pînă la 9,525 mm ($3/8$ inch) și 12,7 mm ($1/2$ inch), deci conform sistemului de unități (produse Milwaukee fig.2.26, și a filialei din Olanda a firmei Skil Power fig.2.20).

- Caracteristicile electrice sînt foarte diferite. Tensiunea variază de la 115 V la firmele americane, la 72,135,200 și 265 V la firmele europene, iar frecvența de la 150 la 300 Hz, lucru ce necesită aparataj corespunzător grupurilor electrogene de alimentare a acestor mașini.

- Strîngerile la tipurile de mașini din USA, se realizează prin mecanisme de impact, iar cele europene lucrează cu strîngere continuă și prin aportul reductorului de turații, cu cuplaj reglabil, pentru oarecare reglare a momentului.

- Puterile sînt cuprinse între 300 W și 575 W iar greutatea între 2,4 daN și 4,4 daN pe unitate.

Pentru, cele din tabela A2.9, se observă de asemenea :

- Ca formă exterioară, toate mașinile sînt realizate constructiv sub formă de pistol, cu excepția celor din URSS, care sînt cu două mînere laterale (fig.2.25).

- Puterile mașinilor sînt cuprinse între 500 W (la tipul 2438 Bosch - R.F.G.) și 650 W (tipul 9060 al firmei Milwaukee - U.S.A.), iar greutatea respectiv de la 3 daN la 20 daN pe unitate (model EP1262-URSS, fig.2.25).

Pentru tabela A2.9, în acelaș sens, se remarcă :

- Ca formă exterioară apare adoptarea soluției cu două mînere laterale în cruce, ca de ex. la modelele tip. 2439 Bosch fig.2.32 și model 8 U Ingersoll Rand (fig.A2.12). Se menționează că modelele MI electrice cunoscute pe plan mondial nu sînt capabile a realiza strîngeri mai mari decît M30.

- Puterile ating max.1.000 W, în cazul modelului 34 U al firmei Ingersoll Rand fig.2.31, iar greutatea ating 14,5 daN, la acelaș tip de mașină, cea mai grea fiind EP1240-URSS (fig.2.27-13 daN).

- Momentul de strîngere maxim realizat - 30 daN, în cazul mașinei tip 2439-Bosch (fig.2.32) la un maxim de M30 este o performanță foarte bună.

2.3.4. Considerații finale privind MI electrice.

Din analiza efectuată, rezultă o arie de existență mult mai redusă a acestor mașini, comparativ cu mașinile acționate pneumatic, datorită costului mai ridicat, condițiilor pretențioase de exploatare, de respectare a normelor de tehnica securității muncii, întreținere și reparare ^{iar în cazul} suprasarcinilor apar frecvente arderi ale motoarelor electrice de antrenare.

Caracteristicile electrice de alimentare, sînt foarte diverse, adică tensiuni și frecvențe, ceea ce implică echiparea grupurilor electrogene cu aparatajul de comandă și control corespunzător, ridicînd în acest fel tehnicitatea exploatării și implicit costurile realizării proceselor de mecanizare a operațiilor de strîngere, mai ales în condiții de șantier. Echipament suplimentar de alimentare a mașinilor se necesită și în cazul alimentării prin racorduri, electrice. Acestea argumentează în plus, greutatea care ridică utilizarea acționării electrice pentru strîngere la lucrările mobile, caracteristice construcțiilor LEA și explică totodată extinderea lor mult mai redusă pe plan mondial, la asemenea lucrări.

Privit sub aspect economic pentru utilizarea în exploatare a MI cu acționare electrică, la lucrări de montaj pentru LEA, rezultă că o oră de utilizare corespunde unor costuri ce se ridică la cca 68 lei și în consecință pentru utilizarea la un schimb de 8 ore se cumulează costuri în valoare de cca 544 lei.

Aceste costuri pentru una oră de funcționare, rezultă din :

- Tarif orar chirie grup tip GTE. 30, UME București..... lei: 18,30
- amortisment echipamente de comandă și control..... lei: 4,10
- carburanți și lubrefianți 4,2 l/h..... lei: 10,29
- amortisment pentru 2MI plus prize și cabluri de alimentare..... lei: 13,00
- materiale pentru întreținere și reparații curente... lei: 8,70
- Total parțial..... lei: 54,89
- retribuție operator ctg. 5B..... lei: 12,10
- regie 70 %..... lei: 4,21

Total pentru o oră de funcționare..... lei: 68,20

Deci practic 68 lei pentru costurile componente înregistrate la "Electromontaj", dar care prin așezarea pe parcurs a unor prețuri are o sensibilă mărire.

2.4. MI cu acționare hidrostatică.

2.4.1. Grupuri mobile de putere hidraulică.

Normal, pe plan mondial sistemele cu acționare hidrostatică au devenit în ultimele decenii tot mai importante, în cele mai variate domenii ale tehnicii, datorită unor avantaje deosebite față de acționările electrice și pneumatice, fiind utilizate tot mai frecvent în utilaje de construcții; miniere, de foraj, extinzându-se și la șantiere mobile.

În cadrul montajelor mobile din șantier, unde problema majoră a utilizării acționărilor hidrostatice, o constituie mobilitatea ridicată, s-a impus realizarea de grupuri hidraulice transportabile în care sursa de putere mecanică este dată de către motoare termice sau electrice. În tabela A2.10 din anexe, sînt prezentate tipuri constructive de asemenea utilaje, realizate pe plan mondial, iar în figura 2.33 se redă fotografia modelului HG 3500 B produs de către firma Fairmont Hydraulics - U.S.A, fabricație 1975, cu antrenare de la motor cu combustie internă. În general aceste grupuri, au în construcția lor - rezervorul de ulei, filtrul, sorbul, pompa de alimentare, aparatul de comandă control și distribuție, precum și motorul de antrenare. Se menționează că în scopul realizării construcțiilor LEA interesează numai grupurile de putere cu motoare termice, grupuri montate pe șasiuri prevăzute cu roți avînd pneuri, pentru a le permite o mobilitate cît mai mare în șantier.

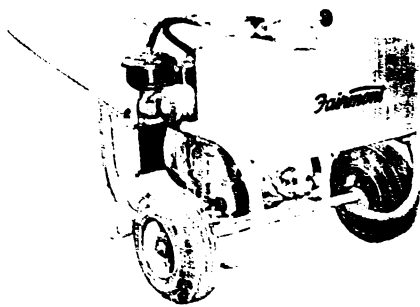


Fig. 2.33 Grup hidrostatic HG3500B
Fairmont - U.S.A.

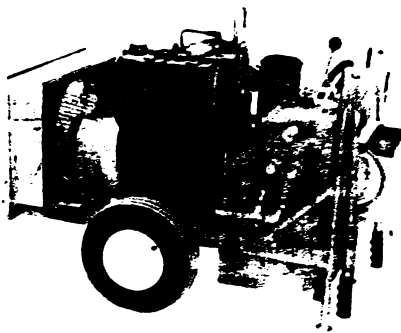


Fig. 2.34 Grup hidrostatic HG
3500 Fairmont-U.S.A.

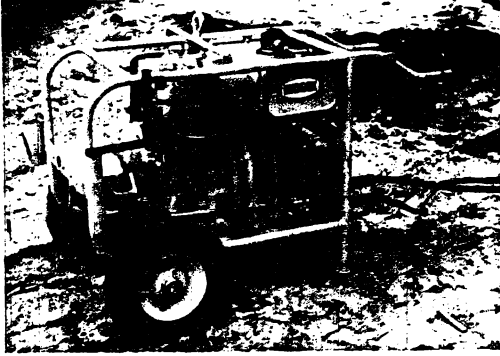


fig.2.35 Grup hidrostatic
DAH/75 Hydrox R.F.G.

In fotografia din fig.2.34 se redă ultimul model al grupului de putere hidraulică, fabricat în anul 1985, de firma Fairmont Hydraulics - USA, și anume modelul HG 3558, iar în fotografia din fig.2.35, este redat grupul de putere al firmei Condor- Handelgesellschaft RFG - model Hydrox DAH/75. In anexe-Fig.A2.17, este redat grupul produs în Franța (Hydroville 40 -Montabert).

Se remarcă diversificarea tipurilor constructive ale Grupurilor de putere hidraulice, dar asta numai în USA, RFG și Franța. După cum rezultă din literatura tehnică de care s-a dispus până în prezent, numai aceste țări produc astfel de unități.

Analizând soluțiile de construcție ale grupurilor de putere hidraulice ale firmei Fairmont Hydraulics se remarcă :

a) Modelul HG 3558 produs în anul 1985, nu prezintă îmbunătățiri esențiale față de modelul HG 3500 produs în anul 1975. Noul model are răcirea forțată a uleiului din instalație, față de construcția inițială care la forma paralelipipedică a rezervorului de ulei, avea răcirea naturală a acestuia.

O a doua îmbunătățire se referă la șasiu. Noua construcție este mai întărită printr-o formă cadru, mai rigidă, pentru a susține mai corespunzător subansamblele grupului. Parametrii hidrostatici s-au îmbunătățit: presiunea de lucru a crescut de la 10^5 daN/cm^2 la 200 daN/cm^2 , puterea motorului a crescut de la 10 CP la 16 CP . Se relevă faptul că forma constructivă a grupului a rămas în general aceeași. In acest sens se observă că :

- trenul de rulare, compus dintr-o axă prevăzută cu 2 roți pe pneuri, are o suspensie care nu răspunde în mod corespunzător condițiilor de mobilitate pe drumuri neamenajate, în care se desfășoară activitatea din șantier pentru LEA.
- subansamblele grupului la partea exterioară nu sînt protejate prin capotaje, fapt ce constituie un cert dezavantaj la exploatarea în aer liber.

- aparatajul hidrostatic de comandă și control, nu a suferit modificări și îmbunătățiri substanțiale, comenzile efectuându-se manual, lucru care nu permite telecomanda sau automatizarea ciclurilor de lucru.

Grupurile de putere produse de firma Ackley Manufacturing Corporation - USA, sînt mai apropiate cerințelor pentru montajele mobile din șantier. Modelul PU 1.10 - 1050 este realizat a funcționa la presiune nominală de 105 daN/cm^2 , iar debitul este de 37 l/min . Modelul PU 2.14 - 2200 are două pompe de alimentare cu lichid, deci două circuite separate ale acționării hidrostatice. Soluția permite antrenarea a două MI, de la acelaș grup de putere hidrostatic, dar în acest mod ajunge la o greutate proprie de 1130 daN .

Construcțiile menționate au un dezavantaj : nu dispun în componență de un acumulator hidrostatic, avînd în consecință un randament energetic mai scăzut.

Un alt grup de putere hidrostatică, este activat de un motor electric. Este grupul model Dymax-PAHI din RFG, care face parte dintr-o familie ce poate acționa MI inclusiv cu strîngere continuă. Presiunea sa maximă este de 700 daN/cm^2 . Construcția acestuia însă, nu este destinată lucrărilor sau/și montajelor mobile, specifice realizării LEA.

Considerîndu-se caracteristicile prevăzute, cu mecanisme de impact, tehnica de funcționare ale mașinilor cu acționare hidrostatică, realizate pe plan mondial, sintetizate în tabela A2-11 din anexă se remarcă, că debitele optime necesare funcționării sînt de cca $11,4 \text{ l/minut}$ pentru strîngerea șuruburilor pînă la $11,12 \text{ mm}$ și apoi de cca $30,4 \text{ l/minut}$ pentru strîngerea șuruburilor pînă la $31,75 \text{ mm}$. Presiunile sînt cuprinse între 70 și 140 daN/cm^2 . Acești parametri sînt comuni pentru cei doi producători de astfel de mașini mai reprezentativi din U.S.A., adică firmele Fairmont Hydraulics și Ackley Manufacturing Co.

Față de datele indicate în tabela A2.10 din anexă care conține grupurile de putere hidrostatică cunoscute pe plan mondial se poate observa :

a) Debitul furnizat sînt cuprinse între 4 l/min . (la firma Greenlee Tool Co. U.S.A. model 797 G-SA) și 53 l/min (la modelul PU. 2.14-2200 al firmei Ackley U.S.A). Din 10 modele recenzate, numai 6 satisfac parametri de funcționare ale MI, dar cu

asigurări parțiale ale presiunilor.

- b) Presiunile obținute sînt cuprinse între 10^5 daN/cm² (la modelul HG 3500 B al firmei Fairmont și PU 1.10.1500 al firmei Ackley), 600 daN/cm² (la model GR 18013 al firmei Peter Lancier KG-R.F.G.) și 700 daN/cm² la firma Dymax R.F.G., modelul PAHI. Toate cele 10 modele obțin presiunile necesare funcționării MI.
- c) Acționarea cu motoare termice o realizează din 10 modele numai 7 fiind însă transportabile pe roți cu pneuri iar consumul este realizat majoritar cu benzină CO 75.
- d) Grupurile de putere utilizează uleiuri hidraulice pentru temperaturi 85°C cu schimbul de ulei la 3.000 ore de funcționare.
- e) Se poate lucra, în procesele de mecanizare în orice anotimp, nefiind tributari factorilor climatici, avantaj foarte important, nerealizabil decît parțial de acționarea electrică și pneumatică.
- f) Randamentul energetic (calculat prin prezenta teză) obținut de grup este de cca 0,80 (a se vedea cap.3), fiind cel mai ridicat, în comparație cu acționările pneumatice sau/și electrice.
- g) Intreținerea este relativ ușoară.

Se mai pot observa următoarele aspecte negative :

- Din 10 grupuri analizate numai 6 sînt utilizabile în construcția LEA. Prin parametri de funcționare rezultați pentru aceste grupuri numai un model ale firmei Ackley (tip PU) permite lucru simultan a două mașini de înșurubat fiind echipate cu două circuite dotate cu pompe de antrenare, dar fără acumulator hidrostatic. Se cumulează timpi auxiliari importanți la schimbarea MI datorită limitării gamelor de strîngere. Utilajul trebuie bine protejat contra pătrunderii impurităților, inclusiv a aerului în condițiile de lucru de pe șantier.

2.4.2. MI prin impact cu acționare hidrostatică.

Sînt realizate pe plan mondial numai în U.S.A., cu utilizare în domeniile platformelor petroliere submarine, construcțiilor extraatmosferice, a celor de căi ferate, a podurilor, etc.

Analizînd modelele realizate se observă că acestea pot lucra în sistem cu circuit deschis sau în sistem cu circuit închis. Există modele destinate a fi utilizate în medii subacvatice, iar strîngerile sînt realizate prin mecanisme de impact.

MI cu acționare hidrostatică se construiesc pentru a realiza un anumit domeniu al strîngerii maxime. Din acest p.a.v. se

poate efectua următoarea grupare (după datele din SUA, în inch):
Mașini de înșurubat cu strângere maximă pînă la 12,7 mm (1/2 inch),
pînă la 19,05 mm (3/4 inch), pînă la 31,75 mm (1 1/4 inch), pînă la
37,9 mm (1 1/2 inch) și pînă la 50,8 mm (2 inch).

Din cele 5 tipuri constructive realizate interesează, pentru
lucrările de montaj mobile din șantier, numai 4 tipuri și anume ce-
le cuprinse în gama strîngerilor de la 12,7 mm la 37,9 mm, corespunzînd la M12 și M39 (ev.M36). Sub aspect constructiv, ele se compun din următoarele părți :

- a) Corpul mașinii; b) Elementul de pornire-oprire c) Motorul hidrostatic rotativ; d) Mecanismul de impact; e) Dispozitivul port sculă; f) Reductorul de turație.

Literatura (cataloge, prospecte, etc.) nu oferă detalii sau principii de construcție. S-au dedus însă cele ce urmează :

- a) Corpul MI poate fi categorisit în 3 tipuri sau forme: de pistol, - de pistol cu două mînere în cruce, - cu două mînere în cruce și un mîner posterior (dispus pe corpul mașinii).

Mașinile cu formă de pistol sînt destinate pentru strîngeri de șuruburi mici și mijlocii, adică de la 11,112 mm (1/16 inch) la 19,05 mm (3/4 inch) (fig.2.37, tip H1003ool Limb-Lopper, fig.2.36 tip H651o Fairmont, fig.2.38 tip 13H+S (3-cu utilizare subacuatică Ackley-care este un model utilizat și în mediu subacuatic) .

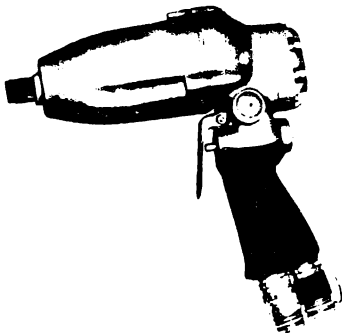


fig.2.36 MI-H651o Fairmont
U.S.A.

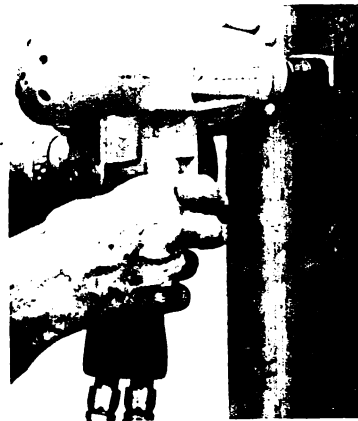


fig.2.37 MI-003ool Limb-
Lopper - J.S.A

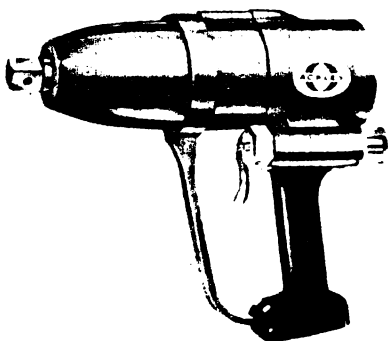


fig.2.38 MI - 13H+S
Ackley - U.S.A.



fig. 2.39 MI - IW23
Stanley - U.S.A.

Mașinile de formă pistol cu două mânere în cruce sînt destinate pentru strîngeri de șuruburi mijlocii și mari pînă la diametrul de 31,75 mm (1 1/4 inch)(fig.2.39 tip IW23 Stanley -U.S.A) (fig.2.41 tip H 5500 Fairmont)(fig.A2.16 Ackley tip 22H+S - U.S.A).

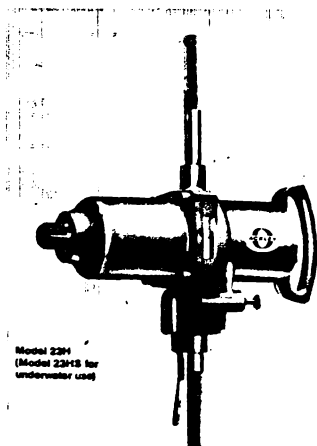


fig.2.40 MI - 23H+S
Ackley - U.S.A.

MI cu două mânere în cruce și un mâner posterior de împingere și susținere, sînt destinate strîngerilor de șuruburi mari de la 31,75 mm (1 1/4 inch) la 50,8 mm (2 inch) (fig.2.40 tip 23H+S al firmei Ackley) Mînerul posterior are și rolul de susținere în timpul procesului de lucru, deci facilitează preluarea momentului de reacție.

b)Elementul de pornire-oprire este plasat, solidar cu mînerul pistolului, asigurînd astfel o mînuire mai comodă. Frecvent elementul de pornire oprire se construiește ca un distribuitor hidrostatic acționat de către o clapetă manuală.

c) Motorul hidrostatic rotativ, sînt specifice modelelor, deci diferitelor firme constructoare. De ex.Ackley Manufacturing Co

utilizează un motor rotativ construcție proprie și brevet al USA, denumit "Ackley Hyrevz" (motor hidrostatic cu viteză și cuplu ridicat) în diferite variante de mărime, pentru a putea răspunde momentelor de strângere funcție de diametrele șuruburilor după cum urmează :

Model nr.	Tip motor	Debit optim	Presiune
5H	34.223-35	18,9 l/min	70,3 daN/cm ²
13H+S	34.253-38	14,4 l/min	-140 daN/cm ²
22H+S	63.553-22	30,4 l/min	70,3 -
23H+S	76.723-23	60,5 l/min	140,6 daN/cm ²
32H+S	76.723-23	60,5 l/min	

Din bibliografie nu reieș detalii constructive ale modelului "Hyrevz", totuși rezultă o diferențiere a tipurilor de motoare în funcție de momentul necesar.

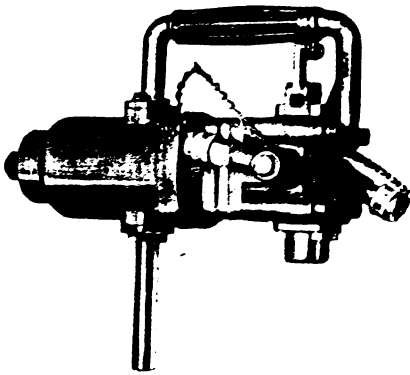


fig.2.41. MI - H5500 Fairmont
U.S.A.

In tabela A2.11 din anexe se redau dimensiunile pătratului de antrenare ale acestor tipuri de mașini, dimensiuni cuprinse între 7,9375 mm (5/16 inch) și 25,4 mm (1 inch).

f) Reductorul de turație nu are specific față de cele utilizate la MI electrice sau pneumatice continui.

Performanțele MI cu acționare hidrostatică se face în baza caracteristicilor tehnice de funcționare ale acestora având la bază sintetizările din tabela A2.11, existentă în Anexe. Se desprind următoarele concluzii :

- Presiunea de lucru a mașinilor este cuprinsă între 70,3 și 140,6 daN/cm².

d) Mecanismul de impact nu s-a relevat, a avea deosebiri constructive specifice în cazul antrenării cu hidromotoare rotative, față de cazul cu pneumotoare.

e) Dispozitivul port sculă, fixează capetele de înșurubat pe un cap pătrat, blocarea realizându-se cu o bilă menținută de un arc în poziția de blocare.

- Debiturile se pot grupa în raport cu filetele maxime ce pot fi înșurubate : Surubul maxim de la 11,112 mm la 19,05 mm Debitul de la 11,4 la 20,6 l/min. Surubul maxim de la 19,5 mm la 37,9 mm Debitul de la 20,6 la 60,5 l/min.

- Greutățile mașinilor sînt cuprinse în următoarele intervale : 2,4 daN pentru strîngeri pînă la 12,7 mm, 5,9 daN pînă la 19,05 mm, 15,89 daN pînă la 31,75 mm, și 36,2 daN pînă la 57,9 mm. Sînt deci necesare dispozitive-ajutătoare de manevrare și susținere în funcționarea acestor MI, datorită momentelor de reacție relativ mai mari.

- Lungimile modelelor realizate, funcție de șuruburile maxime de strîns, se prezintă astfel:

pînă la 12,7 mm lungime 228,6 mm pînă la 19,05 mm - 286 mm;

pînă la 31,75 mm - 425 mm; pînă la 37,9 mm - 546 mm.

2.4.3. MI cu acționare hidrostatică și strîngere continuă.

Sînt produse numai de către firma DYNAM - Maschinenbau - und Handelgesellschaft - Bonn RFG, care a și editat unica documentație cunoscută pentru astfel de mașini. Parametrii funcționali ai familiilor respective corelați cu schema constructivă a tipurilor în cauză sînt prezentate în tabela anexă A2,12, din Anexe. Familia cuprinde mai multe grupe constructive și anume :

- Grupa DYNAM PH și PH-1 la care acționarea se realizează de către un hidromotor liniar, obținînd strîngerea șuruburilor de ex.de la exagon de 27 mm (corespunzător la M18) la un moment maxim de 100 daNm. Strîngerea maximă care corespunde unui exagon de ex. de 75 mm, și unui moment maxim de 1500 daNm se realizează cu modelul de mașină PH 1501, etc.

- Grupa DYNAM PH-2 la care acționarea strîngerii este realizată de către două hidromotoare liniare, și care obține strîngeri de ex. de la un exagon de 115 mm la mărime maximă a momentului de strîngere de 2500 daNm, prin utilizarea modelului PH-2501. Strîngerea maximă se face la un exagon de 250 mm corespunzîndu-i un moment de 30.000 daNm, prin utilizarea modelului PH-3001.

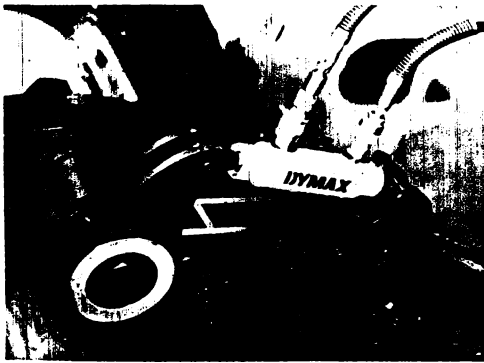
- Grupa DYNAM PH-F, care realizează acționarea strîngerii cu un singur hidromotor liniar dar de forță sporită, prin modelul 351 F-PH cu un moment de 350 daNm, sau altă mărime cu un moment maxim de 5000 daNm.

- Grupa DYNAM PH-SR, care este utilizat la strîngeri prin modelul

PH-500 SR de valoarea momentului pînă la 500 daNm, dar care cu modelul PH-30.000 SR ajunge la strîngerii maxime de 30.000 daNm.

Se menționează că forma constructivă a mașinilor de înșurubat din familia DYMAX, nu este adecvată pentru construcția LEA, datorită însăși modului de construcție și realizare a strîngerii. Se observă că momentele de strîngere au valori deosebit de ridicate, deci cu precădere pentru strîngerea șuruburilor de înaltă rezistență și dimensiuni mari. În fig.2.42 este redată o fotografie a mașinii de înșurubat DYMAX, cu acționare hidrostatică și înșurubare continuă, model PH.

Construcția acestei mașini, se compune dintr-un braț fix, care



la un capăt are dispusă portscula, cu posibilitatea de rotire la antrenare, iar la marginea posterioară este prevăzut cu o articulație de care este solidarizat cilindrul unui hidromotor liniar. Acesta la rîndul său, are partea opusă solidarizată cu o articulație de forma semicirculară, care are rolul ca la acționarea cilindrului hidromotorului liniar să efectueze o mișcare rectilinie alternativă ce asigură înșurubarea sau desșurubarea.

fig.2.42. MI - PH Dymax - R.P.G.

Agentul hidrostatic, necesar acționărilor este primit de la un grup de putere model Dymax, prezentat la subcapitolul 2.4.1.

În figura A2.14 din Anexe este redată mașina de înșurubat, din aceeași familie DYMAX, model PH-SR. Constructiv se utilizează un hidromotor hidrostatic liniar, similar cu cel al grupei PH, dar în plus este prevăzut un sistem de trei pîrghii articulate, pe care se sprijină întreg ansamblul, în vederea realizării strîngerii. Articulațiile sînt terminate în 3 port-scule, care fixează mașina pe trei piulițe din ansamblul de strîns.

Principala diferență a MI DYMAX, din p.d.v. al utilizării la înșurubări pentru LEA, constă în schimbarea greoaie a mașinii și instalării (așezării) de la un șurub la altul, de regulă diferite pe un stîlp al, LEA.

2.4.4. Considerații finale.

Din analiza efectuată rezultă o răspîndire restrînsă a MI cu acționare hidrostatică, în comparație cu mașinile acționate pneumatic, care sînt foarte extinse și ale acelor acționate electrice, și ele mai reduse comparativ cu cele pneumatice.

Totuși se desprind multiplele avantaje conferite de acționarea hidrostatică la mecanizarea strîngerilor, mai ales în condiții de șantier mobil, recomandînd-o ca cea mai eficientă acționare din p.d.v. al perspectivei.

Calculul economic nu s-a efectuat deoarece, nu se utilizează la noi în țară strîngerea cu astfel de mașini avînd acționarea hidrostatică, și neexistînd grupuri de putere mobile care să furnizeze agentul de lucru.

Referiri privitoare la avantajele tehnice și economice ale MI cu acționare hidrostatică sînt prezentate în capitolul 3 și capitolul 5 al prezentei lucrări.

Notă :

Referirile bibliografice ale cap.2 sînt prezentate în anexe tabelele A2.1 - A2.11.

Cap.3. ANALIZA ACTIONARILOR MI

3.1. Caracteristici necesare ale MI pentru lucrările mobile de montaj.

MI pentru lucrările mobile din șantiere, indiferent de modul de acționare, trebuie să îndeplinească o serie de condiții, necesare în scopul mecanizării complexe și a automatizării operațiilor de înșurubare, precizate în cele ce urmează :

a) Posibilitatea strângerii la moment controlat a piulițelor din gama M12 - M36, cu o singură MI, eventual maxim două mărimi de MI.

b) Utilizarea lor în exploatare la procesele de montaj, să fie posibilă la condițiile de lucru în aer liber, adică în intervalul de temperaturi de la -20°C la $+35^{\circ}\text{C}$.

c) Manevrarea în exploatare trebuie să fie posibilă de către un singur operator, în raza de 15 - 20 m, avînd asigurată sursa de alimentare necesară la parametrii corespunzători. Ansamblul capului de înșurubat (CIS), să dispună de accesorii prin care să se preia în întregime momentul de reacțiune rezultat la înșurubare, respectiv la strîngere.

d) Randamentul energetic obținut să fie competitiv și economic.

e) Capacitatea de producție să fie corespunzătoare întregii operații de înșurubare, realizată cu un singur tip de mașină și în ciclul de lucru cu următoarele faze :

faza 1 -apropiere a piuliței cu turație mare și cuplu redus

faza 2 -strîngerea propriu zisă la momentul prescriș, cu turație mică și cuplu limitat corespunzător mărimii șurubului.

f) Ansamblul de înșurubare să fie ușor transportabil, și pe drumuri neamenajate, să aibă dimensiuni de gabarit minime. Soluții constructive corespunzătoare transportului, greutate proprie redusă, în vederea remorcării facile de către orice mașină de transport terestru.

g) Cuplul de strîngere, să fie controlabil și deci limitat în mod automat. Schimbarea lui în procesul de înșurubare să se realizeze rapid, prin telecomandă, avînd prevăzute comenzile la capul de înșurubat portabil.

Analiza comparativă a soluțiilor.

Conform celor prezentate în cap.2, acționarea se face prin trei tipuri de sisteme: pneumatic, electric și hidrostatic.

Tratarea și soluționarea unui caz concret cum este cel ales pentru strângerea șuruburilor în vederea asamblării stâlpilor metalici necesari construcției LEA, cu lucru în aer liber, impune evident analiza posibilităților și dificultăților pe care le aduce fiecare din aceste sisteme, în condițiile precizate mai sus la 3.1. . Analiza comparativă a acestor acționări, va stabili soluția cea mai avantajoasă, pentru realizarea unui ansamblu de înșurubare, care să răspundă caracteristicilor menționate.

3.1.1. .Acționarea pneumatică ridică mai întâi problema asigurării în condiții satisfăcătoare a necesităților funcționale pentru întreg ansamblul utilajului respectiv, deci în primul rând a asigurării aerului comprimat la parametri corespunzători MI-ilor. Obținerea caracteristicilor care să corespundă condițiilor menționate (în 3.1.) ,este o altă problemă, mai ales în situația reală a mai multor dimensiuni de șuruburi, chiar la un guseu al stâlpului LEA, cu atât mai mult la o întreagă lucrare; adică variația cuplului de la un șurub la altul. Acesta este de altfel cazul general și aproape exclusiv, atât în diferite lucrări mobile pe șantiere cât și în construcții și montaje energetice respectiv la construcția LEA.

Se cunosc câteva cazuri și anume în U.S.A., unde la stâlpi metalici, indiferent de tipul constructiv și de tensiunea liniei electrice se utilizează numai șuruburi de 19,05 mm adică de 3/4", în trei lungimi diferite. Situația ar facilita introducerea, respectiv a MI existente (cap.2), dar totuși nu rezultă că s-ar fi fructificat eficient această facilitare, decât în zonle cu climă subtropicală din sudul Statelor Unite, în care există numai două anotimpuri, fără variații mari de temperatură și umiditate pronunțată a atmosferei. Adică acolo unde asigurarea aerului este mult mai ușoară.

Pe plan mondial există, o varietate largă a MI pneumatice mai ales în industrie, unde sînt foarte extinse, datorită posibilităților de a asigura instalațiile necesare pentru furnizarea agentului de lucru - aerul comprimat, ca și datorită întreținerii mai ușoare, mai puțin costisitoare a acestora în exploatare. În industrie (U.S.A., Franța,) în anumite orase există întreprinderi specializate pentru furnizarea energiei pneumatice, de la uzine de preparare a aerului, printr-o rețea specială la care se racordează consumatorii interesați. O asemenea instalație pentru

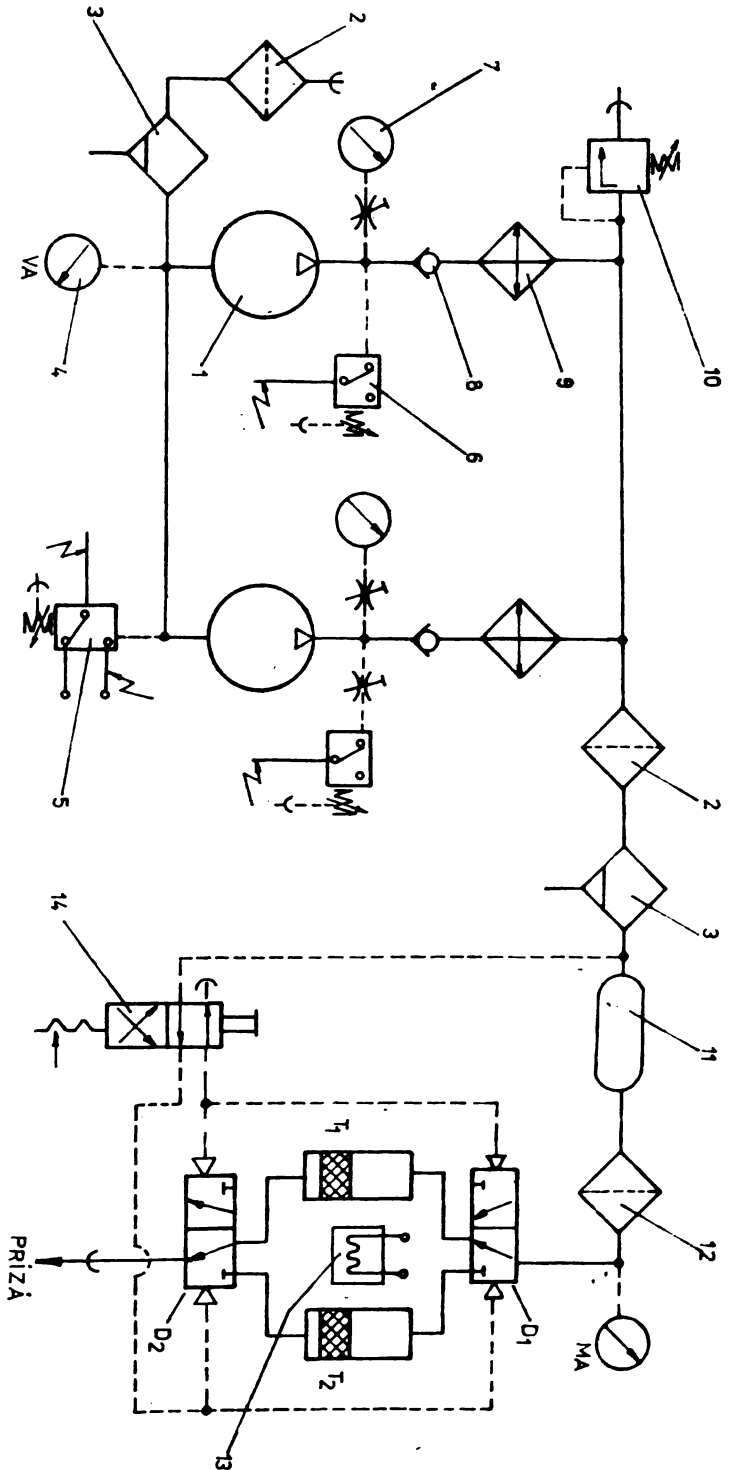


Fig. 3-1 Instalatie industrială de alimentare cu energie pneumatică

- 1. Compresor
- 2. Filtru
- 3. Separator apă
- 4. Vacuometru
- 5. Relu de vacuum

- 6. Relu de presiune
- 7. Manometru
- 8. Supapă de sens
- 9. Racitor
- 10. Supapă de siguranță

- 11. Acumulator
- 12. Filtru
- 13. Cupitor regenerativ oxid de siliciu
- 14. Distribuitor pilot D1-D2
- T1-T2 Coloane de uscare
- D1-D2 Distribuitor coloane T1-T2

industrie, care are schema prezentată în figura 3.1 /3.4/. Această instalație permite curățirea aerului de impuritățile mecanice și eliminarea picăturilor, precum și a vaporilor de apă pentru a se obține în final un aer cât mai curat și uscat, admisibil pentru utilajele de mecanizare și automatizare acționate pneumatic. Presiunea de utilizare a aerului, se realizează prin compresoarele 1, care aspiră prin filtrul uscat 2 și separatorul de apă 3. Pentru protecția aspirației a fost montat în circuit un vacuometru 4 și un releu de vacuum 5. Aerul de la compresoarele 1, trece prin răcitoarele 9 la acumulatorul 11. În prealabil este montat un filtru uscat 2 și un separator de apă 3. Presiunea aerului în acumulatorul 11 are două limite, în funcție de care releele de presiune 6, comandă oprirea și repornirea compresoarelor. Pe conducta de la răcitoarele 9 la acumulatorul 11 se află dispusă o supapă de siguranță 10, care protejează rețeaua de suprasarcini. După acumulatorul 11, aerul comprimat este supus unei filtrări cu filtrul de ceramică 12, care asigură reținerea particulelor solide, în suspensie.

Eliminarea vaporilor de apă din aerul comprimat se rezolvă prin diferite metode ca : eliminarea prin expandare sau sistem ciclon, eliminarea prin schimbător de căldură, eliminarea pe cale chimică prin utilizarea unor substanțe absorbante cum ar fi oxidul de siliciu (silicojenul) sau alumina. Cea mai eficientă soluție este cea chimică, adoptată în instalația prezentată. Soluția utilizează două coloane de absorbție a apei, T1 și T2, dintre care una este în funcțiune - de ex. T1 și a doua în repaus T2. Pentru regenerarea oxidului de siliciu din fiecare coloană, în scopul creerii condițiilor permanente de absorbție, se utilizează un cuptor regenerativ 12 prevăzut cu distribuitorii D1 și D2 cuptor în care aerul se încălzește pînă la temperatura de 200°C. Coloanele de uscare, se comutează la cca 8 ore cunoscînd că sînt necesare 8 ore de încălzire ca să se regenereze oxidul de siliciu într-o coloană. Comutarea se realizează de la distribuitorul pilot 14. Normal o asemenea instalație, destul de complexă, asigură o sursă de aer comprimat corespunzătoare acționărilor pneumatice, în orice anotimp și ea este utilizată în unitățile industriale care pot amplasa instalația în spații fixe din perimetrul unității respective.

Situația în cadrul lucrărilor de montaje mobile din șantier, în aer liber, este diferită deoarece nu se poate asigura o asemenea instalație care să fie transportabilă la locurile de montaj al stîlpilor metalici și să asigure în acest mod agentul de lucru necesar MI pneumatice. O asemenea instalație cu posibilități de a fi transportabilă, necesită costuri ridicate și personal pentru întreținere și menținerea instalației la condițiile impuse de exploatare, ceea ce evident nu este convenabil.

Se reține din cap.2 (par.2.2) că aerul comprimat conține mai mulți vapori de apă, care la răcirea sub punctul de rouă se separă ca picături de apă, iar sub 0°C ca zăpadă ori gheață. La destinderea bruscă în motoarele pneumatice scăderea temperaturii ajungînd pînă la -20 -30°C, formarea gheții este foarte frecventă. La vitezele mari de curgere din interiorul camerelor de lucru, depunerile de gheață (de ex. la un amortizor fonic) închid treptat canalele de evacuare și deci puterea motorului scade, pînă cînd aceasta e ruptă și aruncată, însă depunerea se repetă permanent. Uscarea parțială a aerului comprimat, înainte de utilizarea sa nu împiedică, ci întîrzie numai apariția fenomenului de jivraj. Soluția pentru înlăturarea acestor neajunsuri este uscarea completă a aerului. Cheltuielile necesare realizării acestei eliminări a apei sînt mari și deci exploatarea MI în mediu deschis, este evident, inoportună.

O altă soluție pentru a se înlătura fenomenul de jivraj, o constituie aducerea de aer cald în zona de evacuare a mașinii, soluție greu de realizat în șantier.

Normal pentru lucrările mobile de montaj, care din alte considerente se impune a fi cu motoare pneumatice se poate admite o instalație mai simplificată, cu posibilități mai largi de transport care este prezentată în figura 3.2. Ea necesită totuși condiții metereologice mai bune. Se compune dintr-un motocompresor 4, care are acționare cu motor termic diesel. Înaintea aspirației se montează filtrul 1 și separatorul de apă 2. De la motocompresorul 4, aerul comprimat trece în acumulatorul 6. Pentru reglarea presiunii și protecției acestuia, este prevăzut un releu de presiune dublu 5. Pentru a permite trecerea agentului de lucru la mașina de înșurubat 11, se manevrează distribuitorul 7. Aerul trece din nou printr-un separator de apă, o supapă de reducere pentru protecție 8, ungătorul 9 și amortizorul fonic 10.

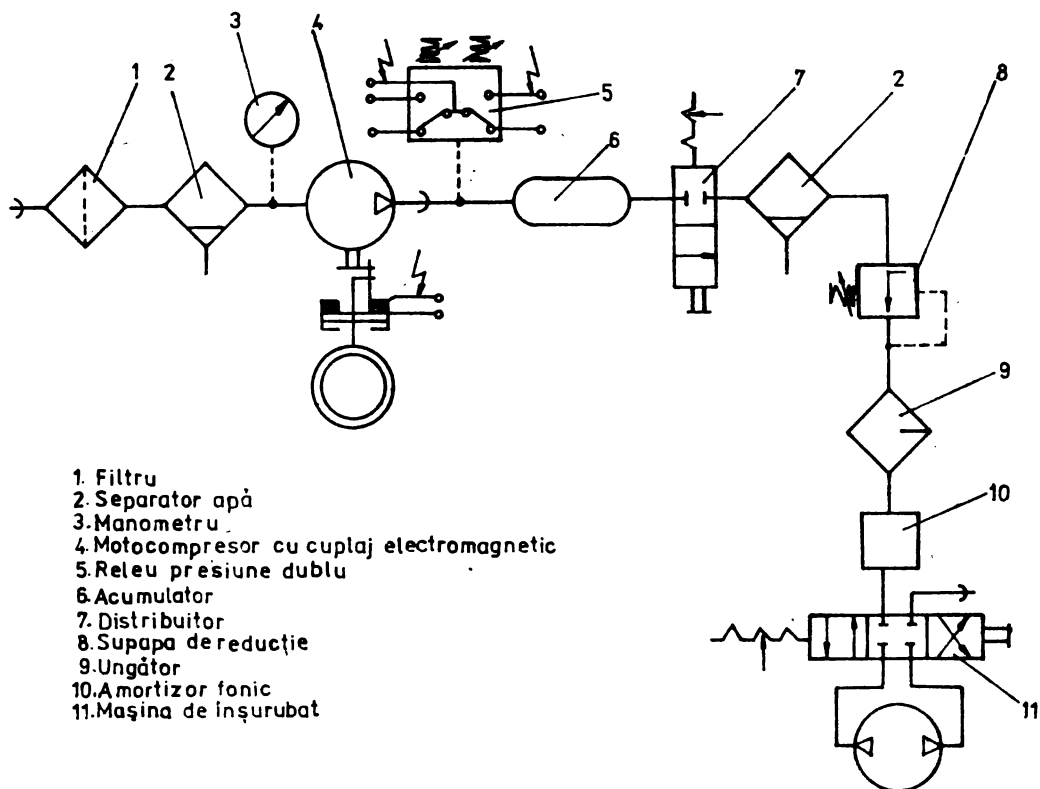


fig.3.2. Instalație necesară în șantier pentru acționarea MI pneumatică.

Pe plan mondial, există asemenea instalații /3.13/, care se utilizează însă în aer liber numai pe timp cu condiții meteorologice bune cu umiditate scăzută, pentru a permite exploatarea corespunzătoare a MI, cum este cazul firmei "Tennessee Valley Authority" - U.S.A./3.13/. Aceasta are montate pe autocamioane speciale o asemenea instalație utilizată numai în zone geografice bine delimitate.

Pe lângă cele de mai sus, prin natura proceselor de producere, stocare și utilizare a energiei pneumatice, ea este cea mai costisitoare formă de energie - în comparație cu cea electrică sau hidrostatică. Situația se datorează în mare parte randamentului total al compresorului -destul de redus-, iar, prin stocarea aerului în recipiente, în care se răcește de la temperatura rezultată în

urma comprimării pînă la temperatura mediului ambiant, se pierde mult din energia sa internă, ceea ce reprezintă o cotă importantă.

Randamente relativ slabe, prezintă și motoarele pneumatice. Pe ansamblu deci sînt pierderi mari în compresor, prin răcirea aerului stocat, în conducte și în motorul pneumatic.

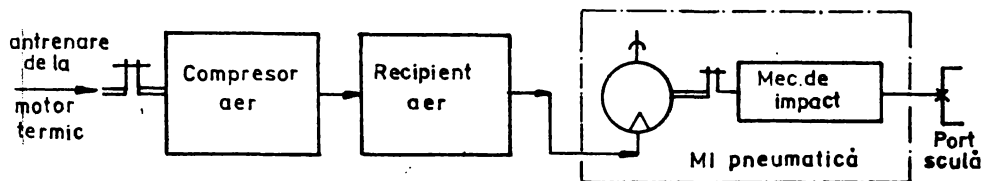


fig. 3.3. Schema bloc cu utilizare pentru înșurubare pneumatică.

Calcululele arată că, într-o instalație de acționare pneumatică, după cum se prezintă în fig.3.3, pierderile de energie se repartizează astfel /3.2/. In compresor după cum urmează :

- frecări a pieselor în mișcare relativă : 20%
- pierderi de aer prin neetanșeități : 8%
- pierderi prin răcire în recipient : 19%
- pierderi prin destindere adiabatică : 36%
- pierderi prin neetanșeități la aparataj și conducte: 5%
- Total pierderi de energie în compresor: 88%
- Energie rămasă disponibilă. 12%

Deci randamentul părții în compresor și răcitor este de numai cca 12%.

Acest randament de cca 0,12 este în continuare micșorat de către MI al cărei randament, redus în general, depinde și de felul construcției ca și de modul de lucru, cu impact sau continua.

Astfel la modele cu cele mai bune performanțe pe plan mondial (firmele - "Ingerssol Rand" -U.S.A./3.22/; "Atlas Copco" Suedia /3.17/; "Robert Bosch"- R.F.G.) se constată pe lângă pierderile energetice în motorul pneumatic, cu mecanism de impact prin șocuri, pierderi și prin neetanșeități la conducte, articulații, percutor etc.

Estimativ acestea se repartizează astfel:

- pierderi prin neetanșeități în furtune lungi cca 20 m. . . 10%
- pierderi la motorul rotativ pneumatic 40%

- pierderi prin articulații, percutor, obturator etc. . . . 5%

La motorul pneumatic s-au însumat pierderile datorate randamentului izotermic, volumetric, mecanic și hidraulic. Ca urmare randamentul total al MI pneumatice ar fi: $\eta_{Mip} = 0,9 \times 0,6 \times 0,95 = 0,51$; Considerînd $\eta_{inst} = 0,12$, rezultă că randamentul total al utilajului - η_{ut} , la acționarea pneumatică fără a considera motorul termic (deci de la antrenarea compresorului) va fi aprox:

$$\eta_{ut} = \eta_{inst} \cdot \eta_{Mip} = 0,12 \cdot 0,51 = 0,06, \text{ deci cca } 6\%$$

Pe lângă η_{ut} , la funcționarea cu mecanism prin impact (de fapt cea mai răspîndită soluție actuală pe plan mondial în acționarea pneumatică) trebuie ținut cont și de un randament mediu

η_{med} al fenomenului respectiv de strîngere cu lovire prin șocuri (continue). În consecință randamentul energetic al întregului utilaj de înșurubat va fi diminuat și cu pierderile, realizate de către mecanismul de impact, apreciate în paragraful următor. Dealtfel chiar și numai randamentul de 6% este foarte mic, ridicînd problema serioasă a consumului specific de energie în procesele de înșurubare.

Trebuie luat în considerare, suplimentar față de cele menționate și pierderile specifice datorită tipului de utilaj folosit în instalație, respectiv datorate necorelării parametrilor constructivi. Astfel la noi în țară, motocompressoarele sînt de tipul MC 5 (cea mai mică unitate mobilă pe care o furnizează industria) produse de către Uzina Timpuri Noi-București, prevăzute cu motoare diesel tip D110 UTB de 47,8 kW, care asigură un debit de $5 \text{ m}^3/\text{min}$. Luînd în considerare cea mai eficientă utilizare în șantier, cu 4 MI de tip MI 24 Independența, care au un consum de $1 \text{ m}^3/\text{min}$, rezultă un consum mediu în exploatare de $3 \text{ m}^3/\text{min}$ din aerul comprimat. În consecință o parte din puterea motorului, de cel puțin 10 kW, nu este utilizată constituînd o pierdere energetică importantă deoarece grupul nu are comandă pentru oprirea motorului cînd rezervorul de aer este la P_{max} . Adică ^{debitul} de aer furnizat este excedentar, dar în țară nu sînt alte tipuri de motocompressoare care să fie corespunzătoare, acestei acționări, respectiv să permită fie o reglare fie o corelare a parametrilor de lucru.

Pe lângă situația energetică examinată în cele de mai sus, este necesar să se menționeze și alte aspecte legate de utilizarea MI cu acționare pneumatică.

Astfel, practic toți constructorii de MI pneumatice prin impact, își realizează modelele pentru intervale mici de strângeri (conform Cap.2 de ex. pînă la M10, -M14, -M19 și -M32-M 40). Deci în șantier, unde cel mai frecvent șuruburile variază în afara acestor intervale parțiale dictate de tipurile disponibile, va fi necesară schimbarea repetată a mărimii MI-ei ca și reglarea unor mărimi diferite ale momentelor de strîngere. La toate MI-le, ce funcționează cu mecanisme de impact după cum s-a arătat în subcapitolul 2.2.2.2. această reglare a momentului maxim este greoaie și necesită o durată de timp sensibilă, deci se micșorează eficiența exploatării acestor mașini.

Cele menționate au fost verificate prin încercări pe șantier ale MI pneumatice încercări efectuate în cadrul prezentei teze la lucrările executate de către Grupul de Santiere Electromontaj Timișoara.

A.- S-au utilizat mai întîi două mașini pneumatice produse ale uzinei Independența Sibiu, și anume tip MI 24 cu strîngere pînă la maxim M24 mm și tip MI 42 cu strîngere pînă la maxim M42 mm. Aceste mașini sînt constructiv portabile și pot fi utilizate cel mai bine în condiții de atelier. Detalii constructive și funcționale sînt prezentate în capitolul 2. Pentru ca mașina tip MI 24 să funcționeze la caracteristicile sale este necesară alimentarea la o presiune constantă de cca 5 daN/cm^2 , iar agentul pneumatic să fie lipsit de impurități, vapori și picături de apă. S-a utilizat un motocompresor de tipul MC5 produs de către Uzina Timpuri Noi București, care este un agregat mobil monobloc, format dintr-un motor Diesel D110-UTB de (65 CP)-47,8 kW și compresorul C5 de capacitate 5 mc/min. Motocompresorul este susținut pe două roți cu pneuri. La instalația de alimentare au fost incluse pe un panou, filtre, ungătorul de lubrefiere, separatorul de apă, regulatorul de presiune, montaj realizat în conformitate cu figura 3.2. Experimentarea s-a efectuat la construcția unei LEA de 220 kV Reșița Oțelul Roșu în anul 1976. În urma încercărilor în condiții de producție s-au constatat cele ce urmează :

a) Pentru realizarea momentului prescris necesar strîngerii, a fost necesar a se realiza următoarele faze de lucru utilizînd o mașină de tip MI24 :

- S-a înșurubat o piuliță M16 și s-a strîns manual la momentul

prescris de 9 daNm cu o cheie dinamometrică cu cadran.

- Sa deşurubat aceiaşi piuliţă căutînd a fixa poziţia obturatorului maşinii alimentată cu o presiune de 5 daN/cm^2 , la poziţia realizării strîngerii la momentul de 9 daNm. După trei încercări succesive, s-a obţinut o valoare apropiată, a mărimii strîngerii.

- S-a procedat la restrîngerea piuliţei, mecanizat.

- S-a trecut la verificarea momentului de strîngere realizat cu cheie dinamometrică s-a constatat realizarea unui moment de strîngere mai mic decît cel prescris.

- S-a operat strîngerea definitivă a 16 piuliţe din cadrul lotului, cu mărimea M 16. Deoarece la un stîlp metalic, gama şuruburilor necesare este dimensiunea de M 12 la M 30, conform tehnologiei de asamblare, schimbarea dimensiunilor filetelor este continuă (a se vedea capitolul 1) nu s-a reuşit să se obţină strîngeri la momentul prescris de 9 daNm. Aceasta datorită fazelor ce au trebuit parcurse, faze impuse de însăşi construcţia MI. În final, s-a recurs la realizarea strîngerii de 9 daNm cu cheia dinamometrică acţionată manual. A rezultat că timpul utilizat la strîngerea mecanizată a fost de două-trei ori mai mare decît cel care s-ar fi consumat la strîngerea cu chei manuale. Momentul realizat cu MI a fost de cca 3,2 daNm, deci cu o abatere de 9/10 faţă de cuplul impus a se realiza de către această maşină. Este important de observat că presiunea de lucru trebuie să fie f. constantă, adică 5 daN/cm^2 în mod permanent, orice variaţie afectînd parametrii maşinii. Totodată s-au evidenţiat, dificultăţile în stabilirea mărimii momentului la obturator şi însăşi la maşină, ciclul pentru această determinare durînd aprox. 5 minute.

b) Al doilea lot de testuri s-a efectuat cu MI produse de către firma "Drukov-Brno" Republica Socialistă Cehoslovacă, de tipul PU-30, prevăzute cu mecanisme de impact. Încercările au fost efectuate în luna Decembrie 1976, la lucrările de construcţie a LEA şi în cadrul Întreprinderii de Construcţii Metalice Bucureşti, (I.C.M.P) unitate care confecţionează în majoritate stîlpii metalici la noi în ţară. În interior, adică în ateliere la ICMP, rezultatele au fost acceptabile, ca funcţionare (fără jivraj), dar nu ca strîngere. În şantier însă, rezultatele au fost necorespunzătoare, deoarece în primul rînd s-a depus gheaţa permanent pe orificiile de evacuare a maşinii, parţial şi la admisia acustela,

datorită umezelii și a înghețului din luna Decembrie. Instalația mobilă de furnizare a aerului comprimat a cuprins un motocompresor de tip MC 5 Timpuri Noi; fără a avea prevăzută instalație de preparare a aerului. În aceste condiții MI nu a fost capabilă de (umiditate excesivă, a temperaturii de la -4 la $+2^{\circ}\text{C}$) funcționare corespunzătoare apărând fenomenul de jivraj la motoarele pneumatice de antrenare și drept consecință, turații instabile ale mașinii. Momentele de strângere au fost măsurate în acelaș mod, și a rezultat că la șuruburile de M 16, s-a obținut o medie a momentelor de strângere de 7,5 daNm, față de 9 daNm care era cuplul impus. A reieșit un coeficient de 83% a realizării strângerilor, datorate în mare parte colmatărilor de gheață, a scăderii permanente a puterii motoarelor pneumatice, condiționate de aerul luat direct din atmosferă.

Se menționează în mod deosebit, o caracteristică a MI pneumatice de tip MI 24 Independența și Drukov-RSC, în ceea ce privește realizarea momentelor de strângere. Astfel aceste modele sînt prevăzute la reglarea momentului de strângere cu obturatoare, care dispune de 9 poziții pentru reglare. Momentul realizat este în funcție de timpul de acționare asupra elementului de strîns. Rolul obturatorului este de a acționa asupra debitului admis în motorul pneumatic, stabilind puterea necesară acestuia. Momentul de strângere se stabilește prin încercări succesive determinîndu-se poziția obturatorului și, timpul de acționare la strângere. Rezultă că stabilirea a doi parametri variabili, a căror schimbare în șantier la asamblarea stîlpilor are o mare frecvență conform tehnologiei montajului (ce prevede șuruburi de la M 12 la M 30), deci cu momente de strângere diferite, este greoaie și mai ales neprecisă. Ca orice reglare (și încă de 2 parametri) reclamă și un operator mai calificat.

Faptul că definitivarea strîngerilor, a fost efectuată manual cu chei dinamometrice, la ambele modele, reflectă precizia scăzută a acestor mașini în realizarea cuplului indicat. Cauzele rezidă în însăși existența mecanismelor de impact a mașinilor respective și care au precizie scăzută, dar care este afectată și de parametrii agentului, în condițiile de lucru în aer liber.

Față de cele de mai sus, rezultă dezavantajele care urmează a-
le MI pneumatice, prevăzute cu mecanisme de impact, în special

la utilizarea în construcția LEA. Adică :

- În randamentul scăzut, la utilajul de înșurubat = 0,06, (respectiv compresor + MI) Se menționează că randamentul mecanismului de impact nu este inclus în această valoare.

- Timpi auxiliari mari pentru stabilirea momentului de strângere impus, care se obține prin încercări succesive, la fiecare tip de mașină, tipul fiind funcție de dimensiunea filetelui. Pentru un stîlp LEA sînt necesare 4 tipodimensiuni de MI, deci la restul stîlpilor lotului se adaugă timpi de schimbare a MI, care este necesară frecvent după fiecare tronson al stîlpului (cap.1)

- Instabilitatea momentului reglat, adică precizie redusă a strîngerii realizate față de cuplul de strîngere impus. Din încercări a rezultat o abatere de la valoarea indicată a cuplului de cca 10 %.

Necesitatea unei instalații complexe pentru furnizarea aerului comprimat la parametrii necesari funcționării; absolut obligator pe timp nefavorabil, la lucru în aer liber cel mai tîrziu din luna Nov., pînă în luna Aprilie.

- Destinderea bruscă a aerului comprimat în motorul pneumatic este însoțită fenomenului de jivraj. Numai uscarea aerului înlătură acest dezavantaj. Pe timp friguros apar colmatări de ghiață, care conduc la scăderea puterii motoarelor.

- Utilizarea în gama de la M 12 la M 36 a 4 tipodimensiuni de mașini de înșurubat, cu implicații organizatorice și pentru consumul de timp necesar strîngerii.

- Strîngerea se realizează cu mecanisme de impact, care la rîndul lor au o serie de inconveniente ca : zgomot ridicat ce revendică material de protecție pentru operator precum și dotări în vederea încadrării nivelului sonor al motoarelor sub 95 dB. Apoi lipsa unor dispozitive de control a mărimii momentului realizat ; limitatoarele de moment (soluție mai modernă adoptată la aceste mașini) au o greutate proprie ridicată, ca de ex. pînă la 25% din greutatea mașinii, neaducînd îmbunătățiri substanțiale preciziei strîngerii. Ca urmare strîngerea la cuplul necesar trebuie să se realizeze cu chei dinamometrice acționate manual. Pe lîngă acestea mecanismul de impact solicită la oboseală și capetele de chei pentru înșurubat, scăzîndu-le considerabil durabilitatea. Totodată și durata a însăși mecanismelor de impact, este limitată.

Există și unele avantaje ale acestor MI și anume :

- Intreținere ușoară și puțin costisitoare,
- Greutate redusă a motoarelor pneumatice (cu 1,5-3 ori) în comparație cu cele electrice, dar nu și cu cele hidrostatice.
- Pericol de accidentare redus al personalului de deservire.
- Momentul de reacție, este mai redus decât cel de strângere, poate fi preluat de operator, mai ales cu dispozitive ajutătoare (mînere în cruce, laterale, cîrlige).

Mașinile acționate pneumatic cu strângere continuă, sînt construite în URSS /2.20/, USA și constituie familia denumită în USA (de către firma Hi-shear /2.21/, producătoare a acestora) "Reactamatic", (cap.2) caracterizate prin valori mari ale momentelor de strângere, Este relevant și faptul că momentul de reacție la cele din USA este preluat integral de către accesoriile a acestora respectiv de către o rondea crestată par.2.2.2.3 și par.3.2 care o înlocuiește pe cea plată. (soluție reluată și în cap.5).

MI cu strângere continuă au următoarele avantaje :

- Realizează ciclul de strângere, continuu pînă la atingerea momentului prescris cu o precizie de $\pm 5\%$ de la o mărime de șurub la alta și cu $\pm 1\%$ de la un șurub la altul de aceeași dimensiune.
- Au prevăzute torsionometre care indică permanent valoarea momentelor realizate.
- Randamentele lor sînt superioare celor ale mașinilor prevăzute cu mecanisme de impact. Nu solicită la oboseală sculele de strîns, care astfel pot avea o durabilitate mărită.
- Utilizarea în gama de la M 12 la M 36 mm a numai două tipodimensiuni de mașini de înșurubat.
- Timpii auxiliari sînt reduși, datorită stabilirii mai operative a momentului de realizat la mașină, torsionometrul (un manometru gradat direct) asigurînd un control activ al strîngerii.
- Momentul de reacție este preluat complet prin rondea crestată.
- Celelalte avantaje ale acționării pneumatice (redate mai sus).

Dezavantajele MI pneumatice cu strângere continuă sînt cele relatate pentru MI cu impact însă evident eliminînd pe cele datorate numai impactului, respectiv rămînînd cele datorate acționării pneumatice în general.

Comparația MI pneumatice cu impact și continuu relevă un grup de caracteristici, care se rețin în cele ce urmează.

Datele și caracteristicile care se vor include pentru comparație, se notează cu numere conform tabelului care urmează, respectiv 3.1.

Tabelul 3.1.

Modul de strângere	Firma producătoare	Modelul mașinei selectate	Caracteristici comparate			
			moment str. daNm	Debit m ³ /min	Greutate daN	lungime mm.
o	1	2	3	4	5	6
A. Surubul strâns 19,05mm(3/4")-25,4mm(1"), sau de la M19 la M24.						
Mecanism cu impact	Cleco	P 372	32,8	0,5	5,40	318
	Ingersoll	514 A 1	26	0,45	5,8	430
	Independența	MI 24	30	1,10	12	360
	U.R.S.S.	P 3130	20	1,1	24	212
	Medie realizată			54,7	0,78	11,8
Strângere continuă	Reactamatic	RM 700	66	0,8	6,8	350
Raport continuu/impact; %			+20	+2	-73	-9

obs. (+) sau (-), au sens de avantaj sau dezavantaj care poate diferi la fiecare coloană.

B. Surubul strâns 31,75mm(1 1/4")-32,1mm(1 1/2"), sau de la M32 la M42 mm.						
o	1	2	3	4	5	6
Mecanism cu impact	Bohler	TF-4K	145	0,95	12,4	450
	Premag	SS 4 K	175	1	13,5	483
	Independența	MI 42	60	1,3	22	428
	U.R.S.S.	PG 1	30	2,0	14	575
	Medie realizată			115	1,3	15,4
Strângere continuă	Reactamatic	RM 701	36	1,13	9,5	350
Raport continuu/impact; %			-19	-15	-62	-38
Total Raport continuu/impact în %			+0,5	-6	-67	-23

În concluzie, ^{MI} din patru parametri analizați, trei sînt superiori la strîngerea continuă și anume: greutatea mai redusă cu 67%, lungimea mai redusă cu 23%, iar consumul de aer mai redus cu 6%, iar un parametru - momentul maxim la strîngere - este aproximativ egal. Momentele maxime realizate de modelele "Independența", s-au stabilit la încercările din șantier (nu sînt date de către producător).

3.1.2. . Acționarea electrică, necesită evident o sursă de alimentare - rețea sau generator electric. Deaceia aceste MI au o extindere mai mare în industrie, însă mult mai redusă decît cele cu acționare pneumatică, și aceasta pe considerentul că întreținerea lor în exploatare este mai costisitoare și mai pretențioasă.

În montajele mobile pe șantier, se cunosc foarte puține utilizări pentru domeniul energetic (în U.S.A., R.F.G.) ale acestor mașini. De ex. în U.S.A. firma "Central Illinois Public Service Co." le utilizează la asamblarea stîlșilor din duraluminu pentru LEA de 345 kV /3.9/ și anume tipuri produse de către firma "Milwaukee Electric Tool Corporation". Montează însă numai șuruburi de 17,4625 mm (11/16 inch), la diferite lungimi. În șantiere mobile nu se poate realiza alimentarea cu energie electrică, decît de la grupuri electrogene portabile acționate de motoare și care au anumite caracteristici impuse de condițiile lor constructive (cap.2)

MI electrice sînt realizate de majoritatea producătorilor pînă la M25,4 mm (1"), cu o singură excepție a firmei "Robert Bosch" (R.F.G.). Aceasta produce un singur tip pentru strîngeri pînă la M30, anume modelul 2439 cu: $f=200$ Hz, $U=265, -135, -120, -72, -42$ volți, $n=600$ rot/minut, $P=950$ W și greutatea = 8,3 daN. Diferite alte tipuri au $f=150 - 300$ Hz, pentru strîngeri de la M3 la M30, însă într-un număr de 5 grupe pentru strîngeri pînă la M6, -M12, -M16, -M22 și -M30, deci mai multe decît remarcate în cap.2. Este deci evident necesară o corelare între caracteristicile acestor MI electrice și cele ale grupurilor electrogene. Grupurile care se produc la noi în țară au însă puteri mult mai mari, decît cele necesare în cazul utilizării MI electrice. În U.S.A. firma "Milwaukee Electric Tool Corporation" produce 14 tipuri de grupuri electrogene, cu caracteristicile :

Tip	Motor termic kW	Generator kW	Tensiune (V)	Greutate daN	Preț, în dolari
4452	3,67	1,75	115	54,4	350
4642	5,88	3,50	115/230	81	548
4792	11,76	7,00	115/230	117	1.208

Se observă că chiar și cu aceste modele numeroase, corelarea puterilor MI electrice cu cele ale generatoarelor din grupuri, este realizabilă numai cu "rezerve" nedorite, care provoacă pierderi. La dificultățile grup -MI electrică se mai adaugă că trebuie lucrat numai în medii uscate, nefiind recomandată utilizarea în medii reci, cu umiditate mare sau îngheț. Aceste condiții severe, necesare unei exploatare raționale, sînt greu de realizat la lucrările de montaj în aer liber.

Eficiența energetică a acționării electrice, se poate estima analizîndu-se repartizarea pierderilor pe "lanțul energetic", similar celor procedate pentru cea pneumatică, adică plecîndu-se de la arborele de antrenare al generatorului electric, conform deci schemei-bloc din Fig.3.4. După diverse date estimative, se poate considera (pentru situații favorabile randamentelor) următoarele pierderi : /3.26/ (fig.3.4)

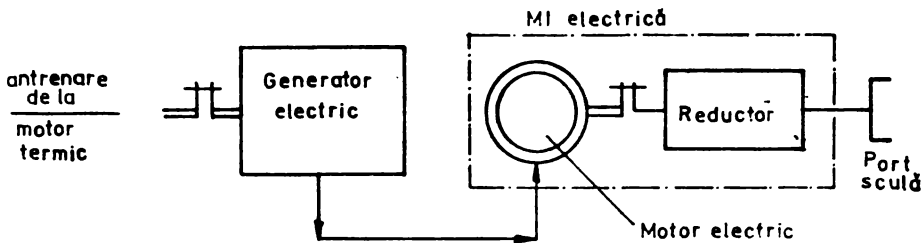


fig.3.4 Schema bloc a utilajelor pentru înșurubarea electrică

- pierderi energetice la generator inclusiv consumuri în accesorii și aparataj de comandă și reglare 35%
- Randamentul electromotorului $P \leq 1$ kW și încărcări medii de cca $4/5$ din nominal, relevă ca pierderi cca 32%
- pierderi energetice în reductorul cu roți dințate 8%

Aproximînd deci randamentul total (generator-motor-reductor) rezultă $\eta_e = 0,65 \times 0,68 \times 0,92 = 0,407 \approx 0,41$. Deci cca 41%. Acesta fără eventualul mecanism cu impact, care provoacă diminuarea

celor 41%. Oricum eficiența energetică este mult mai ridicată decât la pneumatice.

La noi în țară, grupurile electrogene (produse numai de I.M.E. Buc.) au puteri mari: motorul termic - 47,8 kW, generatorul - 39 KVA. Deci neadekvate pentru MI electrice, pe șantiere mobile. Se menționează că în literatură nu se găsesc aprecieri a acestor randamente, pe lângă faptul că lipsa MI electrice, nu a permis experimentări în condiții de producție, pe șantiere mobile.

Față de cele analizate acționarea electrică la MI duce la următoarele dezavantaje :

-Dificultăți în asigurarea grupurilor electrogene la parametri necesari funcționării în șantiere și pentru puterile mici ale MI electrice.

- Dificultăți majore la utilizarea acestor mașini pe timp cu umiditate excesivă, îngheț, în terenuri mlăștinoase, datorită pericolului scurtcircuitelor și deci a necesității unor măsuri complexe de protecție.

- Necesitatea utilizării mai multor tipuri de mașini de înșurubat și anume a minim 4 tipodimensiuni pentru a efectua strângeri de la M12 la M30, capacitatea maximă de strângere a acestor mașini.

- Intreținere pretențioasă (costisitoare) la exploatare în aer liber.

- Momentul de înșurubare se stabilește greu, prin încercări, și nu există un control sigur al momentului realizat, precum nu se cunoaște nici o construcție de torsionometru aplicat pe MI electrice.

În cazul utilizării mecanismelor de impact, apar în plus dezavantajele acestora, menționate la acționarea pneumatică.

Ca avantaj al acționării electrice, comparativ cu cea pneumatică, se remarcă randamentul mai ridicat. Ar mai fi un avantaj, dacă eventual se poate utiliza alimentarea de la rețea, eliminând deci grupul electrogen.

MI cu strângere continuă, ^{ou} avantajul unor timpi auxiliari mai reduși și evident și cel al evitării dezavantajelor impactului, totodată însă, momentul lor de reacție - la construcțiile existente - trebuie preluat integral de către operator. Se poate însă recurge la accesorii din cele utilizate la MI pneumatice, menționate în paragraful precedent.

Sintetizarea comparativă a parametrilor MI electrice cu mecanisme de impact și cu strângere continuă, este redată în tab.3.2.

Tabelul 3.2.

Model de strângere	Firma produc.	Model mașinii	Caracteristici comparate				
			Putere Watt	Greutate daN	Moment daNm	Lungime mm	Turația rot/min
A. Diametru șurub strâns			12,7(1/2")-19,05(3/4") dela M16 la M22				
Impact	Milwaukee	9070	-	5,88	-	279	1700
	Ingersoll	8.U	650	6,3	-	310	1700
	Medie realizată		650	6,05	-	294	1700
Continuu	Bosch	2435	750	5,5	35	510	600
Raport <u>continuu</u> în % <u>impact</u>			+15	-14	-	+73	-183
B. Diametru șurub strâns			25,4(1")-31,75(1 1/4") dela M24 la M30				
Impact	Ingersoll	34 U	1000	14,50	-	360	800
Continuu	Bosch	2439	950	8,3	80	365	600
Raport <u>continuu</u> în % <u>impact</u>			-5	-74	-	+1,3	-33
Media în %			+5	-44	-	+37	-103

Din analiza datelor tabelului, rezultă o oarecare superioritate a acționării electrice cu strângere continuă. Adică la o greutate mai redusă cu cca 44%, poate asigura prin cuplaj de siguranță plasat după reductor (neprecizate în tabel) un control al momentului de strângere maxim, moment care la impact nici nu este precizat (tabel 3.2). Lungimea (un gabarit) mai mare la cele continue, nu este decisivă, față de greutate.

3.1.3. . Acționarea hidrostatică este utilizată (conform celor din par.2.4.) la MI cu impact și de cele cu strângere continuă.

Se remarcă faptul, că acționările hidrostatice, se înscriu în prezent ca mijloace moderne și eficiente în procesele de mecanizare complexă și automatizare ale utilajelor din șantier. Mașinile cu parametri superiori sînt echipate aproape integral cu aparatură hidrostatică, înlocuind în acest mod acționările mecanice, electrice, pneumatice sau combinate, astorite rezervoarelor

avantaje pe care le conferă acest sistem de acționare și anume :

- gabaritul și greutatea redusă pentru aceleași forțe și momente;
- raportul dintre momentul de torsiune și cel de inerție al motorului hidraulic este de cca 1.000 și mai mult, în timp ce la un motor electric asincron, acelaș raport are o valoare de 4-6;
- puterea pe unitatea de volum este mai mare ca cea a motorului electric, ceea ce permite micșorarea dimensională a elementelor unei unități de înșurubare;
- posibilitatea largă de realizare a diferitelor cicluri de lucru și de schimbare ușoară a caracteristicilor acestor cicluri;
- uzuri minime ale elementelor active, ce contribuie la o durată mai mare de funcționare (10.000 ore pentru pompe și motoare hidrostactice);
- protecția ușoară și sigură împotriva suprasarcinilor, frecvente în șantiere;
- evacuarea sigură a căldurii prin însăși circulația lichidului, respectiv a uleiului, în sistem și rezervor, evacuare facilă în aer liber.
- Prin reglarea presiunilor nominale se poate realiza utilizarea la nominal a puterii motorului termic, deci randament maxim a acestuia și respectiv o corelare corespunzătoare a parametrilor grupurilor de putere hidro cu mașinile de execuție.

În domeniul montajelor mobile în șantier, din datele cunoscute pînă în prezent nu rezultă utilizarea acestor mașini de înșurubat, pe plan mondial la asamblarea stîlpilor metalici necesari construcției LEA, ci numai la montaje energetice de aparatură de comutație primară în stațiile de transformare.

În scopul utilizării mașinilor de înșurubat cu acționare hidrostatică la lucrările de montaje mobile în șantier (obiectiv al prezentei teze), fără a exista referiri în literatura de specialitate, se consideră că instalația cea mai simplă, este compusă din elementele hidrostactice redată în figura 3.5. Deci este constituită din :

- rezervorul de ulei, sorbul 2, pompa cu debit constant 3, filtrul 4, supapa de descărcare 5, avînd scopul de a trimite uleiul la rezervor în perioada cînd motorul rotativ nu lucrează efectiv la operația de înșurubare propriu-zisă și de asemenea pentru asigurare la suprasarcină.

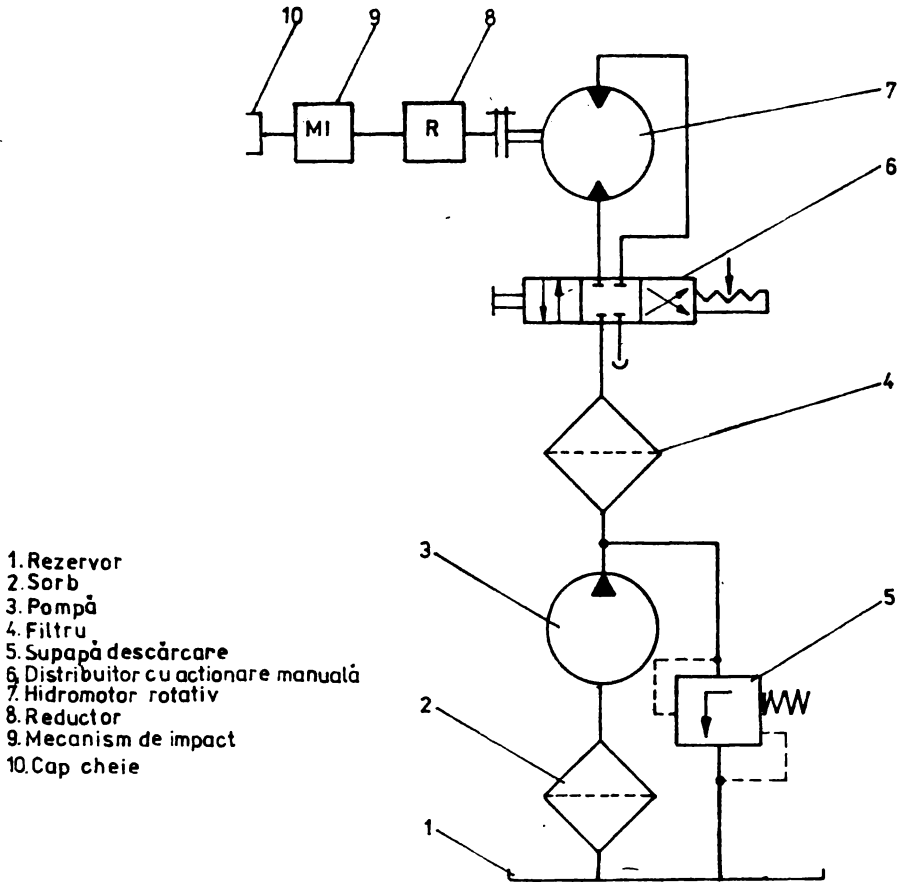


fig.3.5. Schema de acționare și comandă a MI hidrostatică.

Instalația este comandată de la un distribuitor cu 3 căi 6 cu comandă manuală, (la acest caz simplist), și acționează MI propriu-zisă, compusă din motorul rotativ 7, reductorul cu roți dințate 8, mecanismul de impact 9, ce realizează strângerea și cheia tubulară 10. Analizînd pierderile de energie în instalație de acționare hidrostatică, după cum reiese din schema dată în fig.3.6, a unei MI /3.1, 3.3/ situația se prezintă astfel :

- pierderi totale în pompă (mecanice, hidraulice, volumice) cca 20%
- pierderi în aparatajul de comandă și reglare cca 8%
- pierderi în motorul rotativ (volumice, mecanice, hidraulice) : cca 20%

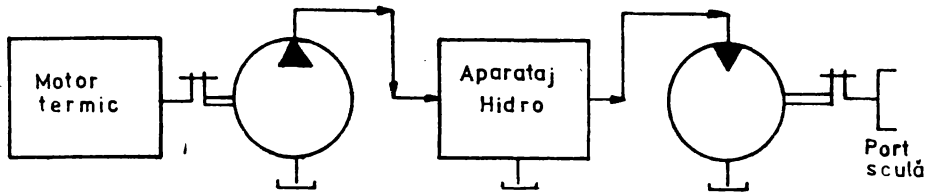


fig.3.6. Schema bloc a utilajelor pentru înșurubarea hidrostatică

- pierderi energetice prin faze auxiliare, în medie . . . cca 5%
- pierderi în aparatajul auxiliar și consumuri în comanda electrică. cca 5%
- Total pierderi energetice, aprox. 58%

În consecință randamentul energetic total al mașinii de înșurubat cu acționare hidrostatică este egal cu 0,42 respectiv $\eta_{th} = 42\%$. Se menționează că nu a fost considerate pierderile în mecanismul de impact (acesta urmînd a fi analizat în paragrafele ce urmează - 3.2), deoarece se utilizează și strîngere hidrostatică continuă. Se mai observă că estimările conduc aprox. la aceeași eficiență energetică a acționării electrice. În ceea ce privește MI cu acționare hidrostatică pentru utilizarea sa în șantierile mobile, în speță pentru LEA, se pot formula dezavantajele care urmează :

a) Ca dezavantaje, în stadiul actual pe plan mondial :

- Necesitatea mai multor mașini de înșurubat pentru a rezolva strîngerile piulițelor în gama de la M12 la M36. (Ex. firma Ackley Co - are 3 tipodim.- Tab.A2.11);
- Toată instalația hidrostatică trebuie bine protejată contra pătrunderii corpurilor străine inclusiv prin aer pentru condițiile de lucru în aer liber;
- În cazul MI cu impact se adaugă dezavantajele acestui mecanism, asemeni situației de la alte acționări (pneumatice, electrice).

b) Avantajele se pot concretiza, pe lîngă cele generale, enumerate mai sus:

- Posibilitatea de lucru în orice anotimp, exploatarea putînd fi efectuată în limitele de temperatură de la cca -15°C la $+35^{\circ}\text{C}$

(cu lichide multigrad-sintetice, aditivate).

- Posibilitatea asigurării sursei de alimentare în șantier (pe lângă grupuri hidrostatice) prin acționarea chiar de la un alt utilaj tehnologic, ca de ex. de la un tractor sau altă sursă de acest gen.
- Eficiență energetică superioară altor acționări și în deosebi cu posibilități de îmbunătățire, prin soluția adecvată a sistemului hidrostatic.
- Siguranță mărită pentru personalul de deservire.
- Posibilitatea de reglare a vitezelor organului de lucru ale MI.
- Posibilitatea adoptării unor cicluri convenabile operației de înșurubare, funcție de necesitățile pe faze ale acesteia.
- Posibilitatea automatizării ciclurilor de lucru prin comanda electrică a sistemului hidrostatic.

Utilizarea în șantierul mobil a MI hidrostatice cu impact sau cu strângere continuă, este dependentă de compararea posibilităților celor două metode. Fiind amintită mai sus, menținerea dezavantajelor mecanismelor cu impact, se impune deci analizarea comparativă a celor două metode. Strângerea continuă cu MI hidrostatice asigură :

- momente mari (ex. 30.000 daNm - par. 2.4), cu precizie ridicată;
- funcționare liniștită, practic lipsită de zgomot;
- eficiență energetică mai bună decât impactul, datorită simplei înlăturări a acestuia
- durabilitate mai bună la piesele care încep și urmează după impact.

Asemeni MI cu alte acționări (pneumo, electrice) și strângere continuă sînt și unele inconveniente :

- necesitatea prelucrării momentului de reacție, care necesită accesorii speciale, însă relativ simple,
- Modelele cunoscute actual (ex. familia "Dymax" - par. 2.4) nu au construcții adecvate pentru lucrările la LEA, sau necesită utilizarea a minim două dimensiuni de MI.

Sintetizarea indicatorilor de comparare a acestor MI este redată după prelucrarea necesară, în tabelul 3.3.

În concluzie, MI hidrostatice cu acționare continuă au toți parametrii comparați mai superiori : greutatea mai redusă cu 37%, momentul de strângere realizat mai mare cu 122%, iar lungimea este mai redusă cu 4%.

Tabelul 3.3.

Mecanism Strângere	Firma pro- ducăt.	Model maxim	Caracteristici comparate		
			greu- tate daN	Moment strân- gere daNm	Lunghi- me mm.
A. Diametrul șurub strâns 12,7(1/2")-19,05(3/4")sau M12 la M20					
Impact	Ackley	13 H+S	5,9	60	286
Continuu	Dymax	PH-101	5	100	312
Raport continuu/impact în %			-18	+66	+ 9
B. Diametrul șurub strâns 19,05(3/4")-25,4(1")sau M18 la M24					
Impact	Stanley	Iw-13	6	110	280
Continuu	Dymax	PH-151	6	150	305
Raport continuu/impact în %			-	+36	+ 9
C. Diametrul șurubului de strâns 38,1(1 1/2")-50,8(2")sau M36-M42					
Impact	Stanley	IW-23	36	410	540
Continuu	Dymax	1501 F	23	1500	412
Raport continuu/impact în %			-56	+265	-31
Media indicatorului în %			-37	+122	-4

3.1.4 Concluzii comparative privind acționarea MI

În condițiile din RSR, este dezvoltată realizarea de utilaje, în speță MI pentru lucrări în ateliere industriale și în deosebi pe baza acționării pneumatice. Utilizarea acestora la lucrări mobile de montaj, impune utilizarea de motocompresoare, a căror parametri funcționali nu sînt corelați cu cei ai MI, ceea ce este și foarte dificil de realizat. Ca urmare, pe lîngă pierderile mari din p.d.v. energetic, specifice acționării pneumatice, se adaugă și cele datorate necorelării, astfel că randamentele totale coboară la valori derizorii. La înșurubările în aer liber, acționarea pneumatică prezintă dezavantaje esențiale (în deosebi toamna, iarna, primăvara - prin givraj) care pun în discuție însăși avantajul mecanizării. Pentru șantiere mobile, și acționările electrice au dezavantajele menționate la prezentarea lor, ca și la cele hidrostactice, în formele existente în prezent pe plan mondial.

PUNCTAJUL PENTRU REALIZAREA

condițiilor principale impuse MI-lor în operațiile de însurubare pe șantiere mobile

Genul de acționare	Condițiile tehnice, constructive și funcționale, necesare acționării						Punctajul în procente față de total de total condițiilor	
	1	2	3	4	5	6		Total punctaj acordat
Pneumatic	0,25	0,40	0,30	0,06	0,30	0,80	2,11	35,1
Electric	0,40	0,20	0,50	0,41	0,30	0,50	2,31	38,5
hidrostatic	0,32	1,00	0,20	0,42	0,50	0,80	3,65	60,8

Legendă - Pentru o condiție realizată, s-a acordat 1 (un) punct

Explicția modulului de punctaj	Acțion.pneumatică(AM)	Acțion.electrică(AME)	Acțion.hidrostatic.(AMI)
Condiția 1 - Posibilitatea strîngerii la moment limitat a MI-urilor din gama MI-36 cu un tip de mașină de însurubat .	<p>Producătorii mai recunoscuți, realizează 4 tipuri de MI pentru strîngerea șuruburilor de la MI2 la MI6 în consecință valoarea maximă de 1 punct impusă se realizează cu 4 tipuri de mașini Punctaj 1: 4=0,25</p>	<p>Producătorii mai recunoscuți realizează 4 tipuri de MI, de la MI2 la MI 36. Maxim posibil este MI30 în consecință punctajul obținut este 1:4 = = 0,25. Se reduce 0,05 puncte deoarece fiile-tul maxim este MI30. deci final 0,2.</p>	<p>Producătorul cel mai reprezentativ are 3 tipuri de mașini, în gama de la MI2 la MI36 Punctaj 1:3=0,33</p>

<p>Condiția 2 - Exploarea MI este posibilă în aer liber la temperaturi de la - 20°C la + 50°C.</p>	<p>AMI a MI cu instalatili de alimentare conform fig.3.2. e posibilă pe timp frumos deci - cea 9 luni. Punctaj = 0,40.</p>	<p>Idem ca la APE, cu menținea că și pe timp ploios utilizarea nu e posibilă, diminuind durata. Punctaj deci = 0,30.</p>	<p>AMI a MI este posibilă în orice anctimp și inclusiv subacvatic, cu garnituri adecvate. Deci punctaj = 1.</p>
<p>Condiția 3 - Manevrarea maginii prin creșterea condițiilor corenșpundente, a alimențării necesare și a disponibilității impuse. Complexitate redusă a alimentării.</p>	<p>Se impun în parte dispozitive de susținere. Există dificultăți majore în asigurarea sursei coreșpunzătoare a aerului pneumatic Punctaj = 0,5.</p>	<p>Magina e portabilă are greutatea maximă ca la DAN. Este necesară asigurarea de grupuri electrogene. Punctaj = 0,60</p>	<p>Se necesită dispozitive de susținere la filele mai mari. Grupul de energie mai compact. Punctaj = 0,90</p>
<p>Condiția 4 - Eficiența energiei, fără a include randamentul mecanismului de impact.</p>	<p>Randament = 6 % Punctaj = 0,06</p>	<p>Randament = 41% Punctaj = 0,41</p>	<p>Randament = 42 % Punctaj = 0,42</p>
<p>Condiția 5 - Pazele considerate ale stringerii : a/ Aproximarea piuliței în gol cu turajie mat. b/ Strângerea cu cupla coreșpunzător, cu impact.</p>	<p>Funcționază cu o singură fază de lucru prin deformarea elastică, utilizarea dispozitivului de impact. Punctaj = 0,30.</p>	<p>Se consideră numai modelele cu impact, asemenea APE. Punctaj = 0,30.</p>	<p>Se consideră numai modelele cu impact, asemenea APE. Punctaj = 0,3.</p>
<p>Condiția 6 - Idem condiția 5 și pct. a, b/ Strângerea continuă și cu cupla controlat în timpul procesului.</p>	<p>Strângerea continuă prin mecanisme cu reversare și prin cupla de bloc (elicele).</p>	<p>Controlul numai limitativ al cuplului cu erorile cuplului de siguranță numai până la M30 Punctaj = 0,5</p>	<p>cu MI linear, cuplaj bloc (cu elicele) deci din segmente cu reversare. Punctaj = 0,8</p>

Comparația celor trei genuri de acționări este însă incompletă numai prin definiții calitative. De aceea se urmărește introducerea unui punctaj, constituit pe baza caracteristicilor necesare MI, prezentate în subcap.3.1. ., dar astfel ca să fie cuprins și mecanismul de strângere. Punctajul trebuie să constituie suportul rațional pentru soluția proprie dezvoltată în cadrul lucrărilor prezentate în această teză, soluție care oricum trebuie să dispună de un grup pentru asigurarea cu o formă de energie a unei MI, care va fi denumită "cap de înșurubare-CIS" și care trebuie să fie suficient de mobil față de grup, corespunzător specificului la LEA. Punctajul stabilit, pe baza condițiilor din 3.1. ., precum și explicațiile acestui mod de punctaj, sînt concentrate în Tabelul 3.4. Pe baza punctajului din tabel și în continuare apoi din considerarea diferitelor aspecte relatate în analiza anterioară a acționărilor pneumatice, electrice, hidrostatice, ale MI, a fost formulată concluziile redată în cele ce urmează și care țin cont pe cît posibil și de separarea acționărilor, după mecanismul de strângere, respectiv cu impact și continuu. Se încearcă totodată sistematizarea acestor concluzii după cum urmează.

3.1.4.1. Concluzia din tabelul 3.4, se bazează evident pe punctajul obținut pe baza celor din tabelul 3.4., punctaj care s-a acordat cu maximum de obiectivitate și fără a domina o apreciere prealabilă, în favoarea unei acționări. Din punctaj deci, rezultă prioritatea acționării hidrostatice (AHI) a MI, într-un procentaj de 60%. Mai rezultă că, deși încă puțin răspîndită, AHI va avea în viitor rolul hotărîtor pe șantiere mobile și în construcția de LEA în special.

Acționarea electrică (AEL), care satisface un procent de cca 39% a condițiilor necesare, ar avea avantaje - chiar cu dificultățile de izolare și protecția muncii, dacă lîngă zonele șantierului mobil ar exista deja o rețea de distribuție a energiei electrice, caz particular însă și neconsiderat la punctaj. Se mai remarcă punctajul minim al acționării pneumatice (APz), practic "energofagă" și pretențioasă în instalațiile de alimentare.

Realizarea soluției noi, cu indicatori superiori, trebuie deci să fie în AHI.

3.1.4.2. O a doua concluzie, bazată pe datele prezentate anterior dar și pe diagramele din fig.3.7(ale firmei Suedeze

"Atlas Copco" /3.17/ se referă la rapoartele putere-greutate și putere-volum și apoi la distanță de acțiune, transmitere, greutate specifică și costuri ale diferitelor genuri de motoare. Se remarcă faptul că firma suedeză este producătoare de pneumotoare și nu de hidromotoare, care însă rezultă (și din diagramele fig.3.7) ca cele mai avantajoase din p.d.v. al rapoartelor menționate.

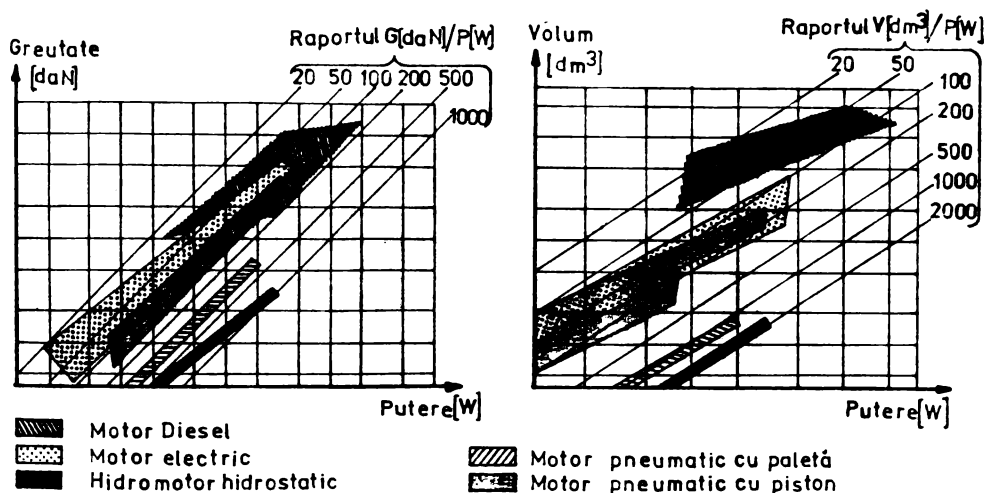


fig.3.7 Diagramele rapoartelor putere,-greutate, și putere-volum la motoare termice, electrice, pneumatice și hidrostatice

Astfel din raporturile între puterea obținută de motoarele existente și greutatea lor, precum și din raportul dintre puterea motorului și volumul ocupat de acesta, se remarcă valorile :

	$\frac{W}{daN}$	$\frac{W}{dm^3}$
- Motor diesel	70-150	20-70
- Motor electric	20-100	70-150
- Pneumomotor cu pistoane	70-150	70-300
- Pneumomotor cu palete	300	1000-1200
- Motor hidrostatic	600-800	2000

Din raportul putere-greutate se constată că motorul hidrostatic are o greutate pe unitatea de putere mai bună cu 533% în comparație cu motorul diesel, cu 200% în comparație cu motorul pneumatic cu palete.

Raportul putere-volum relevă că volumul ocupat pe unitatea de putere a motorului este mai superior cu 2857% față de motorul diesel, cu 1333% față de motorul electric și cu 166% față de motorul pneumatic cu palete.

Se impune însă să se reamintească că oricum numai motorul termic (respectiv diesel) poate fi sursă primară de energie, ca singurul ce oferă posibilitatea transformării energiei chimice în energie mecanică, și deci el nu poate fi oricum evitat pe șantierelor mobile.

Din p.d.v. al costurilor, greutateții specifice și distanței de transmitere, un grup de date prelucrate din literatură sînt sintetizate în tabelul 3.5.

Tabelul 3.5.

Felul acționării	Distanța maximă de transmitere	Greutatea specifică daN / kW	preț specific lei / kW
pneumatica	cîteva sute de metri	15 - 177	490 - 3288
electrică	foarte mari	30 - 310	712 - 4932
hidrostatică	maxim 30+50 metri	2,2 - 8	205 - 328

Rezultă că acționarea hidrostatică este cea mai competitivă din p.d.v. economic, cea pneumatică necesitînd costuri de la cca 2,4 la cca 10 ori mai mari, iar cea electrică de la cca 3,5 la cca 15 ori mai mari, în comparație cu prima (cea hidrostatică). Se subliniază că datele de mai sus se referă la utilaje care lucrează în aer liber, în locuri mobile, deci caracteristice șantierelor LEA (de altfel și inclusiv lucrărilor de mecanizare a agriculturii).

Avantajele, din acest p.d.v. sînt deci indubitabil evidențiate, pe baza a ceea ce există pînă în prezent pe plan mondial.

3.1.4.3. A treia concluzie se deduce pentru aprecierea modului de lucru al diferitelor acționări cu mecanisme de strîngere deosebit cu impact și continuu.

În analizele din paragrafele anterioare ale acestui capitol efectuate fiecărui gen de acționare a MI (pneumatice, electrice, hidrostatice), s-au considerat parametri comuni tuturor genurilor (greutate, moment de strîngere maxim, gabarit), ca și parametri specifici : la pneumatice-debit de aer consumat, la electrice-putere a electromotorului și turația arborelui la cheia de înșurubat. Acestea s-au referit la grupe de tipodimensiuni, după produsele reprezentative pe plan mondial (5 grupe) și la modelul

de realizare a strîngerii, respectiv separat pentru impact și separat pentru strîngerea continuă. S-au utilizat tabelele A.2.3 și A.2.12 din anexe și s-au sintetizat datele în tabelele 3.1 (acționarea pneumatică), 3.2 (acționarea electrică), și 3.3 (acționarea hidrostatică). Deoarece la MI cu strîngere continuă au rezultat în majoritate parametri superiori și mai competitivi, în comparație cu cei obținuți la MI cu mecanisme de impact, s-a evidențiat la fiecare raport, cu semnul minus valoarea favorabilă și cu semnul plus cea defavorabilă (unde a fost cazul) pentru strîngerea continuă. Aceasta e evident pentru datele de care a fost posibil să se dispună, de la diferiți producători (SUA, RFG, URSS, etc.) și cu precădere pentru gama dimensională a șuruburilor de la M12 la M36, care interesează în deosebi pentru LEA în RSR sau care se construiesc de RSR pentru alte țări (în speță pentru Iran). În tabelă 3.6 sînt sintetizate mediile acestor rapoarte comparative efectuate la fiecare gen acționare, în parte rapoarte care trebuie să justifice opțiunea lucrărilor, dezvoltate pentru soluționarea înșurubărilor mobile.

Tabelul 3.6

Valorile raporturilor între parametrii MI cu strîngere cont. și ai impact. în %							
Acționarea	Parametri.	Moment daNm	Greut. daN	Lungime mm.	Debit aer Q m ³ /min.	Putere (watt)	Turație rot/min.
Pneumatică	în %	→0.5	-67	-23	-6	-	-
Electrică		-	-44	+37	-	+5	-108
Hidrostatică		122	-37	-4	-	-	-
MEDIA GENERALĂ		→61	-49	+3	-6	+5	-108

Din acest tabel reiese că MI cu strîngere continuă au parametri constructivi și funcționali, mai avantajoși, în comparație cu cei realizați de mașinile de înșurubat prevăzute cu mecanisme de impact. Mai în detaliu, se poate releva :

A. Pentru parametri generali :

a) Momentele de strîngere maxime realizate, sînt mai mari cu cca 61%, față de momentele realizate prin strîngere cu impact (șocuri)

b) Greutatea mașinilor cu strângere continuă este mai redusă cu cca 49%, ceea ce este important în exploatarea lor, precum și în economicitatea construcției acestora.

c) Lungimea mașinilor prevăzute cu strângere continuă este mai mare cu cca 3%, ceea ce ar fi oarecare dezavantaj de gabarit. Deci momentul de strângere și greutatea ca parametri, sînt superioare la strîngerea continuă, iar lungimea este superioară la strîngerea cu impact, dar la o valoare sensibil egală +3%;

B. Pentru parametri specifici se relevă, de asemenea mai în detaliu:

a) La APB, debitul de aer, necesar funcționării MI, este mai mic la cele prevăzute cu strîngere continuă, cu cca 6%.

b) La AEL turația modelelor cu strîngere continuă este mai mică cu cca 108%, dar puterea de antrenare este mai mare cu cca 5%.

Rezultă că MI cu strîngerea continuă, constructiv și funcțional, conferă mai multă competitivitate față de mașinile cu impact, deoarece bilanțul comparativ al acestor parametri este următorul:

Parametrii	Raport favorabil strîngerii	
	continui	prin impact
- generali	2	1
- specifici	2	1
Total	4	2

Se mai deduce că valorile cele mai reprezentative ale strîngerii continue, se regăsesc la AHI și anume:

- momentul de strîngere realizat continuu este cu cca 122% mai mare decît cel prin impact, ceea ce se datorește și lipsei de precizie a impactului, (toleranță de ex. de $\pm 40\%$), care este cel puțin dublă față de toleranța strîngerii continuei

- greutatea este mai redusă cu 37%, la modelele avînd strîngerea continuă.

- lungimea realizată este cu cca 4% mai redusă la modelele cu strîngere continuă. Adică la AHI, toți acești 3 parametri dau avantaje. Pe scurt din 9 parametri comparați, 7 revin strîngerii continuei și numai 2 celei prin impact, deci o proporție de 78% în avantajul strîngerii continuei, în care predomină avantajele AHI. Se reconfirmă deci că soluția unui nou ansamblu de înșurubare trebuie să se alinieze acestor concluzii adică cu acționare hidrostatică și cu strîngere continuă.

c) Pentru a concluziona și prin valori absolute asupra avantajelor strîngerii continuei, se prezintă greutatea MI prevăzute cu mecanisme de impact și a celor cu strîngere continuă, la toate cele

3 acționări. Datele anumitor produse concrete sînt prezentate în tabelul 3.7 (cu grupele "originale", în inch.)

Tabelul 3.7.

Modul strîngerii	Greutatea și producătorul pentru grupa de mărime				
	Acționare	Greutate daN	1/2" - 3/4"	Greutate daN	5/8" - 1"
cu IMPACT	Pneum.	6,2	Bosch 607-450	5,2	Consolidated tools 344 RS
	Electr.	6,3	Ingersoll R U	8,8	Snap-on-tools S.F. 520
	Hidrost.	5,9	Ackley 13 H+S	6	Stanley IW-13
	Medie	6,13	-	6,86	-
CONTINUA	Pneum.	6,8	Reactam. RM 700	6,8	Reactamatic RM 700
	Electr.	5,3	Bosch 2435	5,3	Bosch 2435
	Hidrost.	5	Dymax PH-101	6	Dymax PH-151
	Medie	5,7	-	6,03	-

Se verifică deci că mașinile cu strîngere continuă au o greutate mai redusă decît cele cu impact, și anume la grupa 3/4" cu 7% iar la grupa de 1" cu 12%. Deci și în cazurile concrete, ale unor produse pretinse de vîrf, strîngerea continuă este mai competitivă, avînd greutatea mai redusă, în comparație cu MI prevăzute cu mecanisme de impact, evidențiind din nou alegerea în viitor, la un ansamblu nou de strîngere, a modului de lucru continuu.

3.1.4.4. A patra concluzie se referă la factorii calitativi, care se urmăresc a se sintetiza, pe lîngă diferiți parametri sau indicatori tehnico-economici concreți, rezumați în concluziile precedente.

Este necesar a evidenția și factorii calitativi, pentru a se determina și din p.d.v. al acestora cea mai avantajoasă soluție pentru o MI, deoarece există în acest domeniu al "alegerii", o serie de inerții și considerente care nu corespund economiei noastre socialiste, condițiilor specifice de eficiență din întreprinderile noastre, care lucrează prin șantiere mobile.

A. Astfel pentru strîngerea continuă, se sintetizează :

a) Momentele de strîngere maxime realizate sînt mai mari față de cele indicate în condițiile impuse, pentru înșurubarea

filetelor de la M12 la M36. (De ex.maşina Dymax PH 1501, pînă la M50 realizează 1500 daNm).

b) Asigură o precizie ridicată a strîngerii. Cu APB de 5% faţă de reglaj şi de 1% de la un şurub la altul, la acelaş filet. Cu AHI se obţine cca 1% faţă de reglaj, de la prima strîngere, deci se pot strînge cu precizie şuruburi succesiv de dimensiuni diferite.

c) Procesul de strîngere se realizează continuu pînă la obţinerea cuplului indicat chiar dacă el este realizat prin cîteva părţi, sau sectoare. Randamentul strîngerii este ca urmare superior celui realizat prin impact sau şocuri (a se vedea cap.3.2).

d) Momentul de reacţie al strîngerii se poate prelua integral de accesorii anexe sau chiar de maşină. Această "preluare", este o rezolvare de ultimă perioadă şi anterior lipsa ei, a dat de fapt oarecare avînt MI cu impact, care au moment de reacţie mult mai mic decît cel nominal. Situaţia este însă schimbată.

e) Funcţionarea este silenţioasă. Ea nu provoacă oboseală personalului, aşa cum o provoacă MI cu impact.

f) Se poate obţine mai uşor un gabarit constructiv redus şi totodată o greutate mică, pe unitatea de putere.

g) Inregistrează în durata de exploatare uzuri minime ale componentelor MI în deosebi la cele cu AHI.

h) Operaţia de strîngere se execută în timpi scurţi, iar timpii auxiliari sînt reduşi, conferind un consum redus de manoperă şi implicit economicitate.

i) Este mai facilă automatizarea ciclului operaţiei de strîngere şi întrucîtva mai favorabil la AHI, la care rigiditatea mai mare a lichidului (decît a aerului comprimat) permite o stabilizare mai rapidă a parametrilor de lucru.

Există şi dificultăţi ale strîngerii continui şi aceasta considerîndu-se stadiul actual, deci fără a considera ceea ce s-a realizat în cadrul lucrărilor pentru prezenta teză. Astfel :

- MI de la M12 la M36 mm, utilizează cîteva tipodimensiuni, în scopul realizării strîngerilor, şi anume la APB 2 mărimi, la AEL 3 maşini, iar la AHI 2 maşini. Este de remarcă reducerea simţitoare a tipodimensiunilor utilizate, cu excepţia AEL.

- Maşinile cu AEL cunoscute pînă în prezent nu preiau în totalitate momentul de reacţie al strîngerii, necesitînd mîner în cruce şi dispozitive speciale de susţinere.

- Mașinile cu AHI (de ex. unele din familia "Dymax") necesită unele mici adaptări pentru a se utiliza cu eficiență caracteristică în lucrările de construcție a LEA. Adaptările (la modelele actuale) ar fi mai mult constructive și mai puțin în schema sau soluția acționării.

B. La strângerea prin mecanisme de impact sînt primordial o serie de dificultăți, respectiv :

a) Nu realizează strîngerii la moment controlat al gamei de la M12 la M36 cu o singură mașină, ci cu mai multe tipodimensiuni decît la strîngerea continuă și anume : la APE - 4 mașini, la ABL - 4, iar la cea hidrostatică - 3 mașini. Ca urmare, la un punct de lucru pentru LEA sînt necesare cîteva mașini, care să se tot schimbe, ceea ce este dificil și creiază complicații.

b) Randamentele MI cu mecanisme prin impact după cum se va prezenta în acest capitol (în următoarele paragrafe) sînt inferioare celor continui. Deci consum specific de energie mai ridicat.

c) Stabilirea greoaie a momentului de strîns, stabilire care se realizează prin încercări succesive. Verificarea strîngerii se face cu chei dinamometrice manuale deci utilaj și timp suplimentar. Limitatoarele de moment, care se pot adapta la aceste MI au greutate prea ridicată. (De ex. la "MI24-Independența", limitatorul are 3,208 daN, deci 26% din greutatea mașinii).

d) Lucrează cu zgomot, datorită însăși construcției mecanismului cu impact. Se impun deci măsuri suplimentare de protecție fonică, în deosebi la filete mijlocii și mari.

e) Solicită la oboseală capetele cheilor de strîngere, portsculă și însăși mecanismul de impact, datorită șocurilor, conducînd în consecință la o durabilitate redusă, deci cheltuieli de reparații mai ridicate.

f) Necesită timpi auxiliari importanți pentru stabilirea momentului de strîngere. În schimbarea repetată sau permanentă a acestora (ceea ce este specific la LEA) apar cheltuieli importante suplimentare.

g) Precizia strîngerii este deficitară, abaterile ajungînd la 30% - 40%, dar ele nu sînt date precis de la producători. Cum frecvent se poate obține o strîngere mai reusă, (de ex. cu 35%), trebuie prevăzuți fie șuruburi mai mari, care totuși să asigure forța

axială (soluție care impune un imens consum de material - la milioane de șuruburi), fie să se intervină cu o "mână exersată", fie cu chei dinamometrice. Deci oricare ar fi soluția, se consumă suplimentar material sau manoperă pentru compensarea lipsei de precizie. Dezavantaj foarte important.

h) Lipsa de precizie a MI cu impact, ridică serioase dificultăți pentru automatizarea în viitor a strîngerii șuruburilor.

Avantajele sînt evident mai puține și nu atît de importante, la MI cu impact. Astfel :

- Se pot utiliza la strîngeri care nu reclamă cuplu controlat;
- Momentele de reacție (în deosebi la șuruburi mai mici) sînt reduse și nu se impun dispozitive sau elemente speciale de preluare a acestora.

În încheiere, se poate afirma deci că strîngerea continuă are avantaje indiscutabile, la orice dimensiuni de filete, considerînd corespunzător și accesorii de preluare a momentelor de reacție. Deci, soluția constructivă și funcțională a unui nou ansamblu de înșurubare (compus dintr-un cap, de înșurubare portabil -CIS- și a unui grup de putere mobil) trebuie să se bazeze pe AHI, care să realizeze înșurubarea și respectiv strîngerea continuă.

3.2. Mecanismele de strîngere ale MI.

MI cu acționare pneumatică, electrică, sau hidrostatică, conform celor deja constatate realizează strîngerile prin două moduri de lucru :

- cu mecanisme de impact, care strîng prin lovituri sau șocuri, provocînd rotirea cu arcuri mici după eliberări totale interimpacturi;

- continuu, în care strîngerea se execută continuu pînă la realizarea mării (momentului) prescrise, sau în cîteva arce succesive pînă la aceeași mărime.

Analiza, din p.d.v. al unor parametri sau/și indicatori, atît cantitativi cît și calitativi, a fost prezentată în paragraful precedent, dar numai considerîndu-se ceea ce realizează ansamblul MI, fără a se discuta construcția acestora. Deci pentru o cercetare teoretică, concluziile din 3.1 ar fi suficiente, totuși datorită influențelor asupra deciziilor unor unități de producție din R.S.R., a faptului că MI cu impact au în prezent răspîndirea cea

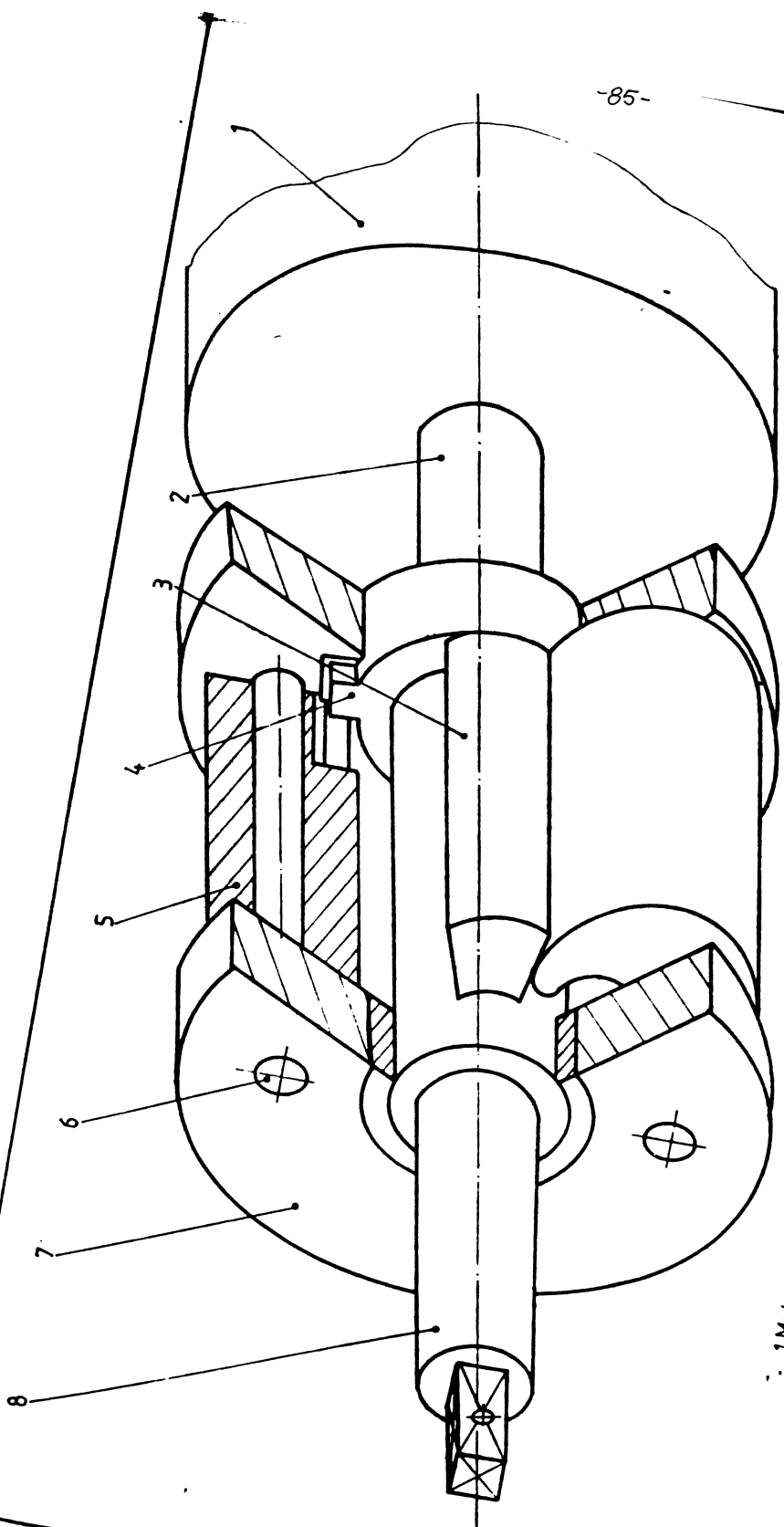
mai mare (și constituie deci un argument pentru orientarea în acest sens în vederea mecanizării înșurubărilor în șantierele mobile), se impune ca analiza mecanismelor de impact și a strîngerii continui, să se extindă și la soluțiile de construcție a acestora și în speță la determinarea prin calcule (chiar dacă numai cu aproximații) în primul rînd a eficienței energetice a celor două soluții, dar și a capacității lor de producție, reținînd că reducerea consumurilor specifice de energie și materiale, constituie ca și creșterea productivității muncii sarcini principale ale progresului tehnic în R.S.R, precizate de Congresul al XIII-lea.

3.2.1. Mecanismul de strîngere prin impact.

3.2.1.1. Descrierea constructivă, datorită răspîndirii mai mari (menționată anterior), ar necesita un spațiu prea amplu. Cîteva soluții tipice, permit însă să se exprime într-o măsură acceptabilă din p.d.v. rațional, deterniările menționate mai sus și ca urmare se descriu aceste soluții, care includ evident și pe cea produsă în R.S.R la "Independența"-Sibiu. Soluțiile mecanismelor de impact nu depind esențial de genul motorului de antrenare, care poate fi pneumatic,- electric,- hidrostatic, care asupra indicatorilor acestora, s-a concluzionat suficient.

MI cu APE model MI24 - Independența Sibiu (fig.2.7) /3.23/, are schema de principiu a mecanismului de impact "ciocan - cană", redată în fig.3.8, iar în fig.3.9 este schema de funcționare a acestuia. Se observă că rotațiile motorului pneumatic reversibil, se transmit printr-un arbore canelat antrenorului 4. La rîndul lor, cele două ciocane de impact 5, împreună cu antrenorul 4, sînt montate cu joc într-o colivie de impact 7. Ciocanele de impact sînt fixate pe bolturile 6, în jurul cărora oscilează. În faza de apropiere a piuliței, MI rotește cu un impact redus arborele final port sculă 8, direct de la motorul pneumatic.

La apariția unui moment rezistent în procesul de înșurubare, antrenorul 4 prevăzut cu doi dinți dreptunghiulari, antrenează simultan ciocanele 5, care la rîndul lor lovesc cama 3. Aceasta transmite șocurile sau impulsurile port-sculci 8. În acest mod rotațiile motorului pneumatic, se transformă prin intermediul mecanismului de impact, în impulsuri intermitente de o anumită frecvență (deci o mișcare combinată de rotație și oscilație).



- 1. Motor pneumatic
- 2. Arborele motor
- 3. Cama impact
- 4. Antrenor
- 5. Ciocan impact

- 6. Bolt
- 7. Colivie impact
- 8. Arbore portscuia

Fig. 3.8 Schema de principiu a mecanismului de impact ciocan camă

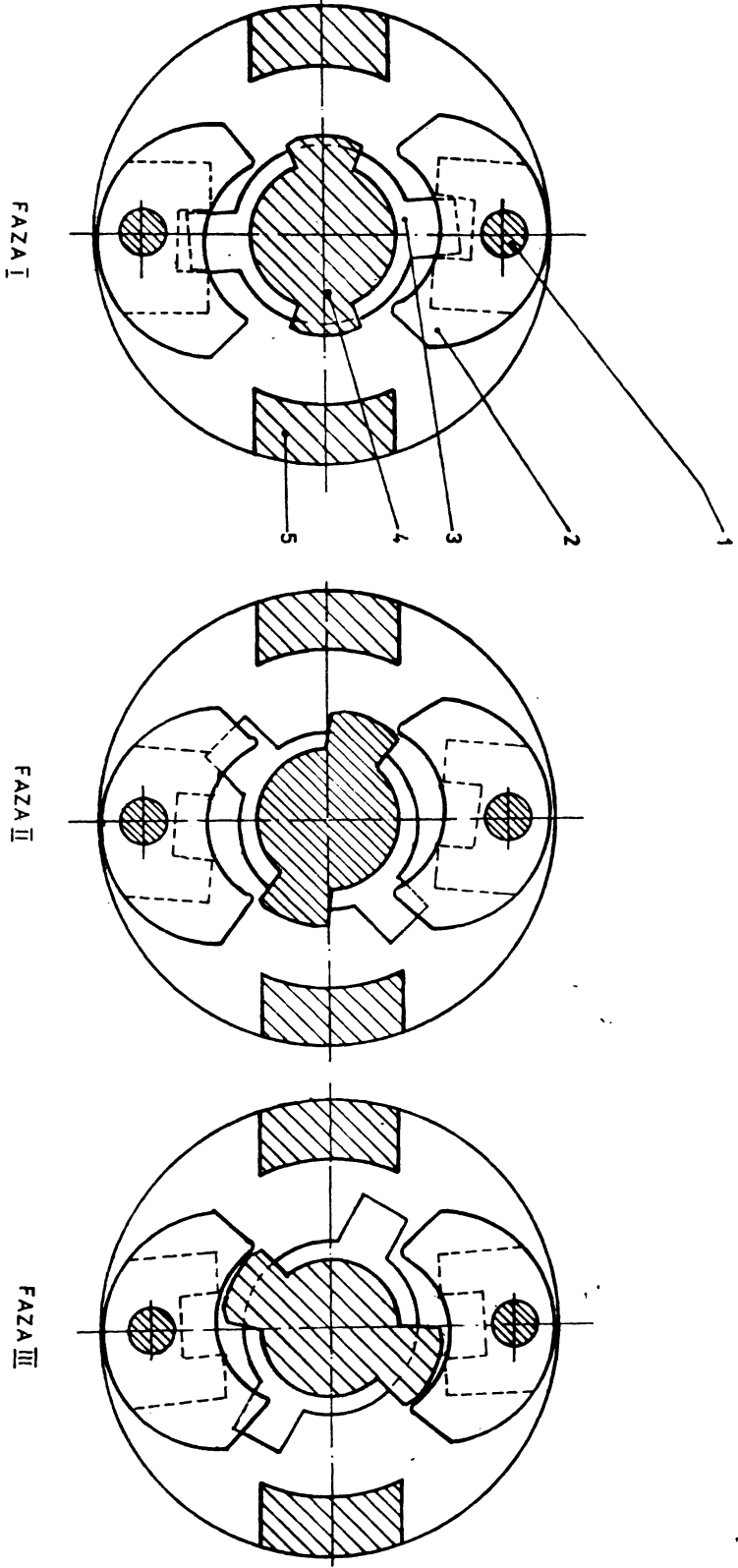


Figura 3.9
Schema de funcționare a mecanismului de impact ciocan-camă

- 1. Bolt
- 2. Ciocan
- 3. Antrenor
- 4. Camă
- 5. Colivie de impact

În legătură cu fig.3.9, se redă schematic 3 faze de funcționare a mecanismului de impact ciocan-camă. Faza 1-a reprezintă momentul în care antrenorul 3, prevăzut cu cei doi dinți dreptunghiulari, sînt angrenați în locașurile practice în ciocanele de impact. Ciocanele 2, oscilează pe bolțurile 1. Faza 2-a și a 3-a prezintă cama de impact 4 rotiță, primind din loviturile de la ciocanele 2, care imprimă în acest mod mișcării de rotație a arborelui final, o mișcare combinată de rotație și de oscilații prin șocuri. Această soluție a mecanismului de strîngere cu impact ciocan-camă, este adoptată și la modelul TROPK-Bohler din fig.2.2 și la modelul P-072 Cleco din fig.2.4;

Există și alte soluții, ca de ex. mecanismul cu arc elicoidal de compresiune, ca la modelele DS 31-R Fama (fig.2.3) și Fröhlich und Klupfel DSH-3 (fig.2.5). Apoi mecanismul de impact montat în arborele rotorului ca la modelul P-372 Cleco (fig.2.4), sau mecanismul cu stator oscilant și rotor avînd mișcare intermitentă ca la modelul W-37 Fiap (fig.2.2). Acestea sînt prezentate constructiv în subcapitolul 2.2.2.

3.2.1.2. La mecanismele de strîngere prin impact se adoptă soluții pentru a se mări cuplul și precizia strîngerii, în vederea obținerii valorii momentelor de torsiune necesare. În acest sens se remarcă două construcții :

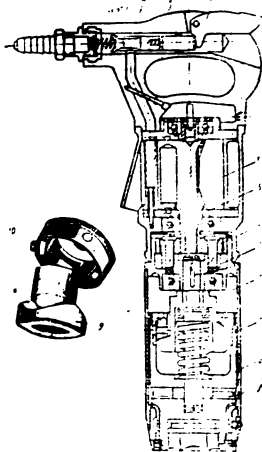


Fig.3.10 mecanismul de impact I-62

a) Mecanismele de impact prevăzute (pe lângă sistemul ciocan-camă-nicovală) cu reductoare și arcuri elicoidale, care permit în acest fel mărirea cuplului obținut la arborele final de antrenare. Această soluție a adoptat mecanismul de impact model I-62 /3.7/ prezentat în secțiune constructivă în legătură cu fotografia 3.10. Modelul are un motor rotativ pneumatic 1, care antrenează arborele 8, prin intermediul unui reductor planetar 6-7. Arborele 8, rotește buca conducătoare 3, prevăzută cu o camă, care are profilul (a). Pe acest profil (a) al camii se sprijină trei role conice 10, care

stau pe cîte un ax fixat, fiecare în paharul 11. Pe partea frontală a acestui pahar 11, se află prevăzuți dinții (b), care se cuplează cu dinții similari practicați cheii de strîngere 12. Invîrtirea piuliței în faza de apropiere pe tija șurubului se face de către motorul pneumatic, pînă la apariția momentului de torsiune rezistent în procesul înșurubării, și cînd bușca conducătoare 9, prin rolele 10, începe să se rotească în raport cu paharul 11, antrenînd cheia frontală 12. Rolele 10 se rostogolesc pe profilul (a) al camei (a) de la bușca 9, și vor deplasa paharul 11 periodic în lungul axei, distanțîndu-l de dinții (b), ai cheii de strîngere 12. Sub acțiunea arcului elicoidal, paharul 11 se va întoarce din nou, în poziția inițială, imprimînd cheii frontale 12, un moment suplimentar necesar procesului de strîngere a piuliței. MI model I-62 realizează strîngeri pînă la valoarea de 150 daNm.

b) Adaptarea la MI cu acționare pneumatică, avînd mecanism de impact ciocan-camă, a unei bare de torsiune. Cu ajutorul barei se stabilește momentul limită al strîngerii, mărind în acest fel precizia acestor MI, la procesele de înșurubare la care se cere cuplu controlat. Un exemplu este prezentat în legătură cu

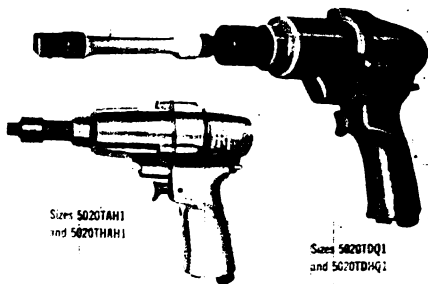


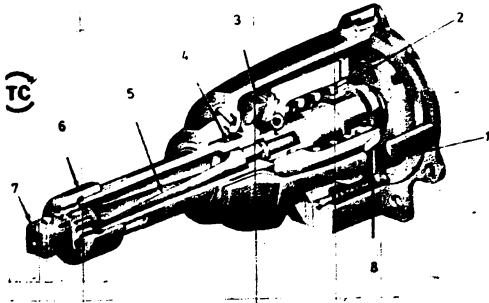
fig.3.11, care redă construcția MI cu bară de torsiune, a firmei Ingersoll Rand /3.27/ ce constituie o familie a unui model (5020-TAH1, TBQ1 și TDH1). Producătorul, realizează prin acest procedeu, strîngeri cu valori ale momentelor suplimentare cuprinse între 0,915daNm

fig.3.11 MI cu bară de torsiune
Ingersoll-U.S.A.

pînă la 4,05 daNm, caracteristice strîngerii șuruburilor de la 9,525 mm (3/8") la 12,7 mm (1/2"), la o presiune de lucru de 6,3 daN/cm². Construcția mecanismului MI cu bare de torsiune cunoscut "cu cuplu de comandă" al aceleiași firme se prezintă în fig. 3.12. Se observă că este prevăzut cu un reductor 1.

În carcasa interioară 2 este dispus un arc elicoidal de

compresiune. Mecanismul de impact este constituit din ciocanele 3 și nicovala 4. Bara de torsiune 5, este prevăzută la partea frontală cu o bucă de reținere 6. Arborele final are



terminația patrată și care constituie port-scula. Construcția este prevăzută cu un mecanism 8 pentru deblocare. Ansamblul constructiv prezentat mai sus, se montează la corpul MI, în care se află dispus motorul pneumatic corespunzător mărimii

fig.3.12 Schema de principiu MI cu cuplu de comandă Ingersoll

șurubului de strâns și respectiv tipodimensiunii sta-

bilite. Pentru funcționarea acestui mecanism denumit "cuplu de comandă", bara de torsiune 5 este pretensionată la cuplul limită necesar strângerii. În timpul procesului, la faza în care momentul rezistent devine egal cu cel al barei de torsiune, buca de reținere 6 impune barei să se curbeze cu câteva grade față de fixarea sa. Acționînd cu un arc, la atingerea momentului limită de strîngere impus inițial, bara revine spre poziția netensionată, provocînd ciocanului o lovitură suplimentară, ce se transmite port-sculei 7, și de aici șurubului de strîns. Simultan se comandă mecanismul de deblocare și deci încetarea strîngerii.

Realizarea strîngerii cu ajutorul unor mecanisme limitatoare

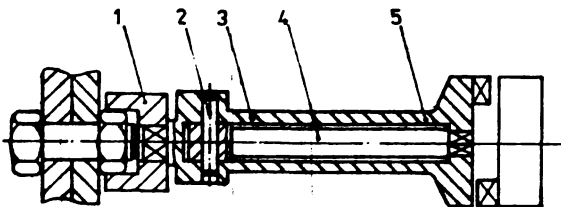


fig.3.13 Schema de strîngere utilizînd bara de torsiune.

de torsiune /3.15/, este prezentată sub aspect funcțional în legătură cu fig. 3.13. Bara de torsiune se fixează rigid de nicovala 5, și printr-o țevă intermediară 3, este rigidizată cu cheia de strîngere 1.

Suprafețele de contact ale nicovalei și a țevii intermediare, sînt prevăzute cu came de lovire. Bara de torsiune se răsucește în prealabil cu ajutorul unui știft 2 pînă la valoarea momentului de torsiune limită impus strîngerii îmbinării filetate respective - $M_{str.lim.}$. Camele de lovire, împiedecă rotirea nicovalei în raport cu țeava intermediară. În timpul strîngerii, pînă cînd momentul din îmbinarea filetată ajunge la valoarea $M_{str.lim.}$, bara de torsiune 4, nicovala 5 și țeava intermediară 7, funcționează ca un sistem rigid, energia impulsurilor dînd lucru mecanic în îmbinarea filetată. Cînd momentul $M_{str.}$ depășește $M_{str.lim.}$, nicovala se deplasează în raport cu țeava intermediară, camele de lovire, permițînd rotirea în direcția strîngerii, iar bara de torsiune se rotește pînă la acoperirea valorii $M_{str.}$, după care se rotește în sens invers pînă la valoarea momentului $M_{str.lim.}$. Fixînd poziția rotației reciproce a nicovalei în raport cu țeava intermediară se stabilește sfîrșitul strîngerii. Mărirea acestei deplasări reciproce se transmite fie prin amplificarea unor semnale luminoase sau sonore de către o instalație de indicare, fie că se folosește la oprirea MI.

Avantajul metodei cu bare de torsiune tensionate în prealabil, constă în reducerea timpului efectiv de strîngere, comparativ cu strîngerea MI cu impact avînd ciocan-camă, care pentru stabilirea valorii momentului de strîngere reclamă încercări succesive consumatoare de timpi auxiliari importanți. Al doilea avantaj constă în utilizarea barei de torsiune la mai multe dimensiuni de îmbinări filetate apropiate.

Dezavantajele constă în mărirea gabariturii MI cu acest ansamblu al barei de torsiune (după cum este redat în figurile 3.11 și 3.13), mărire care limitează mult posibilitățile de exploatare. Necesitatea amplificării considerabile a semnalelor de indicare terminării strîngerii complică de asemeni și construcția MI, ceea ce constituie un dezavantaj major.

3.2.1.3. Parametrii necesari funcționării mecanismelor cu impact, privesc în primul rînd momentul de strîngere. În cazul funcționării pneumatice acesta este funcție de timpul de acționare asupra îmbinării ce urmează a fi strînsă, precum și de poziția obturatorului. Reglarea debitului admis se realizează cu obturatorul, în raport cu valoarea momentului de strîngere necesar.

M_{str.nec.}. Stabilirea acestuia se face prin încercări preliminare. Frecvențele de impact și consumul de aer ale MI cu acționare pneumatică sînt prezentate în tabele A 2.3, A2.4 și A2.5 din Anexe. Totuși față de valorile indicate în documentațiile tehnice, elaborate de producători; se constată prin măsurători ale acestora, abateri față de parametri indicați. Astfel conform celor efectuate de către Intrepr."Independența"-Sibiu /3.29/, de exemplu la MI cu acționare pneumatică și strîngere pînă la M24, la trei modele ale acestei tipodimensiuni, se indică rezultatele care urmează pentru variația frecvenței de impact și a consumului de aer, în funcție de presiunea de lucru, și de deschiderea obturatorului. Au fost testate următoarele MI:

a) Modelul DSH-3 (producător Fröhlich und Klupfel) redat în fig.2.5 și A2.6. Caracteristicile măsurate se redau în tabelul 3.8, și anume variația frecvenței de impact-nf și a consumului de aer-Q, cu presiunea de lucru-p ($nf = \frac{imp}{min}$; $Q = \frac{m^3}{min}$).

Tabelul 3.8

presiunea-p	4 daN/cm ²		5 daN/cm ²		6 daN/cm ²	
	nf	Q	nf	Q	nf	Q
dreapta	1104	0,4	1434	0,6	1680	0,9
dreapta	1098	0,4	1428	0,67	1680	0,8
stînga	1098	0,3	1470	0,6	1686	0,9
stînga	1152	0,35	1458	0,7	1740	0,9

Variația frecvenței de impact-nf și a consumului de aer-Q, în funcție de deschiderea obturatorului la presiunea de 6 daN/cm², este în tabelul 3.8-a.

Tabelul 3.8-a

Poziția obturatorului sens rotire	1		3		4		5	
	dr.	str.	dr.	stg.	dr.	str.	dr.	stg.
frecvență de impact nf	1440	1462	1074	1074	972	966	702	672
consumul de aer	0,6	0,6	0,3	0,3	0,2	0,2	0,1	0,1

Frecvențele măsurate la presiunea de 6 daN/cm², au valori între 1680 sens dr. și 1740 sens str., la presiunea de 5 daN/cm², nf variază între 702 sens dr. și 672 sens stg. cu deschiderea obturatorului, ^{pozi} care la acest model are 6 poziții. Obturatorul

Înregistrează o frecvență de impact de la 1462 la 672 sens stg. La poziția 1, rezultă diferență între nf la sensul de rotire de. și stg. de la 1440 respectiv la 1462.

b) Modelul P-372 (al firmei Cleco) redat în fig.2.4 și 2.12, are caracteristicile măsurate, prezentate în tabelul 3.9, care conține variația frecvenței de impact-nf. și a consumului de aer -Q cu presiunea de lucru.

Tabelul 3.9.

Presiunea sens rotire	4 daN/cm ²		5 daN/cm ²		6 daN/cm ²	
	nf	Q	nf	Q	nf	Q
dreapta	972	0,3	1020	0,5	1032	0,7
dreapta	974	0,3	1020	0,45	960	0,7
stînga	930	0,3	954	0,5	1014	0,6
stînga	912	0,3	1020	0,5	960	0,6

- Variația frecvenței de impact-nf și a consumului de aer-Q cu deschiderea obturatorului la o presiune de 5 daN/cm² este în tabelul 3.9-a

Tabelul 3.9-a

poz.obturat. sens rotire	1		4		5		6		9	
	dr	stg.	dr.	stg.	dr	stg.	dr	stg.	dr	stg.
frecv.imp.nf	462	414	822	852	1020	1020	1140	1012	272	930
consum aer Q	-	-	0,3	0,3	0,45	0,45	0,53	0,6	0,6	0,86

Frecvențele de impact măsurate la o presiune de 5 daN/cm², variază între 1020/min în sensul dreapta și 954 în sensul stînga, la acelaș consum de aer, Q=0,5 m³/min. Obturatorul cu 11 poziții, înregistrează o frecvență de impact de la 414 la 960 imp/min la sensul de rotire stînga și totodată diferențe între sensurile de rotire (ex.poz.4), de la 822 sens dr.la 852 sens dtg.

c) Modelul 24 "Independența"-Sibiu, redat în fig.2.7 și 2.16, are caracteristicile măsurate în tabelul 3.10 și anume variația frecvenței de impact-nf și a consumului de aer-Q, cu presiunea de lucru.

- Variația frecvenței de impact-nf și a consumului de aer-Q, în funcție de deschiderea obturatorului, la presiunea de 5 daN/cm² este în tabelul 3.10-a

Tabelul 3.10

presiunea	2		4		5		6	
	mf	Q	mf	Q	pf	Q	mf	Q
dreapta	234	0,26	654	0,75	804	0,95	1020	1,2
dreapta	330	0,3	696	0,8	828	0,95	1020	1,2
stînga	348	0,3	672	0,8	870	0,95	994	1,3
stînga	360	0,3	856	0,7	828	0,95	900	1,3

Variația nf, Q la obturator cu $p=5 \text{ daN/cm}^2$ se prezintă în tabelul 3.10a.

Tabelul 3.10-a

poz. obt.	2		4		5		8		9	
	dr.	stg	dr.	stg	dr.	stg	dr.	stg	dr.	stg
frecv. de imp. nf.	192	284	726	736	870	870	840	900	906	936
consum de aer-Q	0,25	0,2	0,7	0,7	0,9	0,95	0,9	0,9	1	1,05

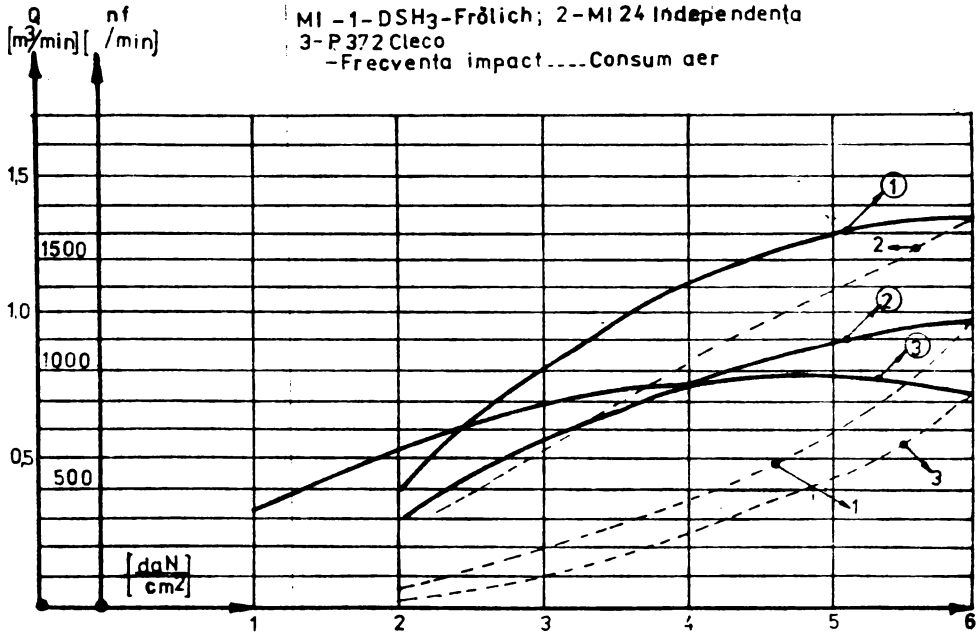


fig.3.14. Variația parametrilor de funcționare a unor MI

Rezultă că frecvențele de impact, la o presiune de 5 daN/cm^2 , variază între 804 rot/min la sensul dreapta și 870 la sensul stînga. Obturatorul cu 9 poziții de reglare, înregistrează o frecvență de impact de la 192 la 936 rot/min, însă se remarcă diferențele între sensul dr.-840 și stînga -900, la poziția 8.

Grafic, în fig.3.14, se prezintă variația parametrilor de funcționare a MI tip MI24 "Independența", DSH 3 Fröhlich și P 372 Cleco și anume hf și Q la diferite presiuni. Din diagramă se remarcă creșterea frecvenței de impact proporțional cu presiunea aerului, și cu consumul acestuia. Cea mai bună performanță ^{realizează} MI-DSH 3 Fröhlich și apoi MI 24 Independența Sibiu.

Analizînd însă performanțele în exploatare a celor 3 mașini, se remarcă trăsături comune, rezultînd următoarele concluzii :

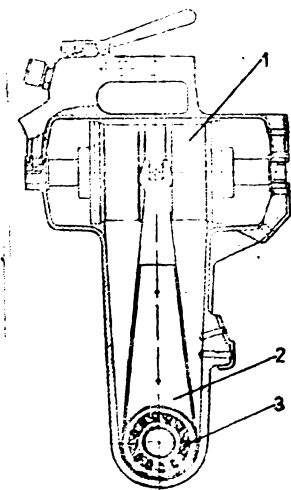
a - Se înregistrează diferențe, între frecvențele de impact la aceeași presiune în sensul de rotire dr și stg. și totodată diferențe în funcție de poziția obturatorului.

b - Diferențele relevă că MI nu obțin frecvențe de impact constante ceea ce conduce la dificultăți în stabilirea momentului de înșurubare, conform condițiilor impuse la aceste mașini. Într-adevăr condițiile prevăd încercări succesive a stabilirii M_{str} -lui, funcție de deschiderea obturatorului. Apoi se obține o precizie redusă datorită inconstanței parametrilor obținuți, neputînd fi utilizate la realizarea de strîngeri cu cupluri controlate. Instabilitatea parametrilor realizați, conduce la abateri mai mari, cauzate de către însuși operatorul MI, care nu poate stabili ușor și constant, regimul de lucru și controlul momentelor de strîngere realizate.

3.2.2. Mașini cu strîngere continuă.

3.2.2.1. La construcția pentru strîngerea continuă nu mai este cazul să se discute despre un mecanism care intervine în ^{tre} motor și cheie (sau elementul executant), datorită simplului fapt că nu există astfel de părți specifice, ci numai simple transmisii, eventual reductoare, sau/și organe de cuplare sau comandă a mișcării. Acționarea lor - cu motor pneumatic, electric sau hidrostatic - a fost analizată anterior, inclusiv parametrii constructivi și funcționali (par.3.2.1). Dealtfel, referitor la ceea ce există pe plan mondial, s-a dispus numai de oarecare date pentru MI cu APB. Concepția lor este de peste 53 ani, (deci de

cînd nu conta că energia pneumatică este cea mai deficitară formă) apărută în URSS /3.7/ și apoi preluată, după completări, în USA, unde se produce acum în diferite mărimi.



În fotografia din fig.3.15 se prezintă schița constructivă a MI model PGG-1 URSS /3.20/ construită (la scară redusă) înaintea anului 1953 /3.7/. Mișcarea liniară intermitentă, realizată de către motorul pneumatic 1 cu piston și dublă acțiune este preluată de brațul 2. Aceasta la rîndul său acționează un cuplaj de sens 3, cu mișcare intermitentă, plecînd de la $v=0$. Strîngerea se realizează prin intermediul arborelui din interiorul cuplajului de sens 3. Numărul de rotații al arborelui respectiv (principal) la curse în gol, este de 26-28 rot/min,

fig.3.15 MI PGG-1 U.R.S.S. la o presiune de lucru de 6 atm/cm²,

Secțiune constructivă și un consum de aer de 1 m³/min. Cu alt aspect exterior (mai manevrabil - conform celor reduse anterior) mașina realizată în U.S.A. /3.27/, cu schema de funcționare în fig.3.16. Aceasta aparține MI model "React-a-matic 2400" /3.21./ Cuplajul de sens de la care se antrenează arborele principal de strîngere (cu cheia), este acționat de către brațul 3. Acesta primește mișcarea rectilinie alternativă de la motorul pneumatic liniar 2. Cursa motorului pneumatic 2, este limitată printr-o pîrghie mecanică cu arc 5. Agentul pneumatic cu presiune de intrare $-P_1$ este dirijat spre o supapă 10 de reducerea a presiunii (cu un anumit reglaj) și presiunea de ieșire $P_e = \text{constant}$. Simultan agentul pneumatic se transmite printr-o conductă de comandă la distribuitorul pilot 4, comandat mecanic de pîrghia cu opritoare 5. La ieșirea din supapa 10, aerul sub presiune se transmite distribuitorului principal 3, ce asigură alimentarea motorului sau oprirea sa și a cărui comandă se realizează de la distribuitorul de comandă 9. Prin comanda acestuia, agentul pneumatic ajuns la distribuitorii principale 6 și 7, determină mișcarea rectilinie alternativă a motorului pneumatic 2. Astfel se asigură prin cele

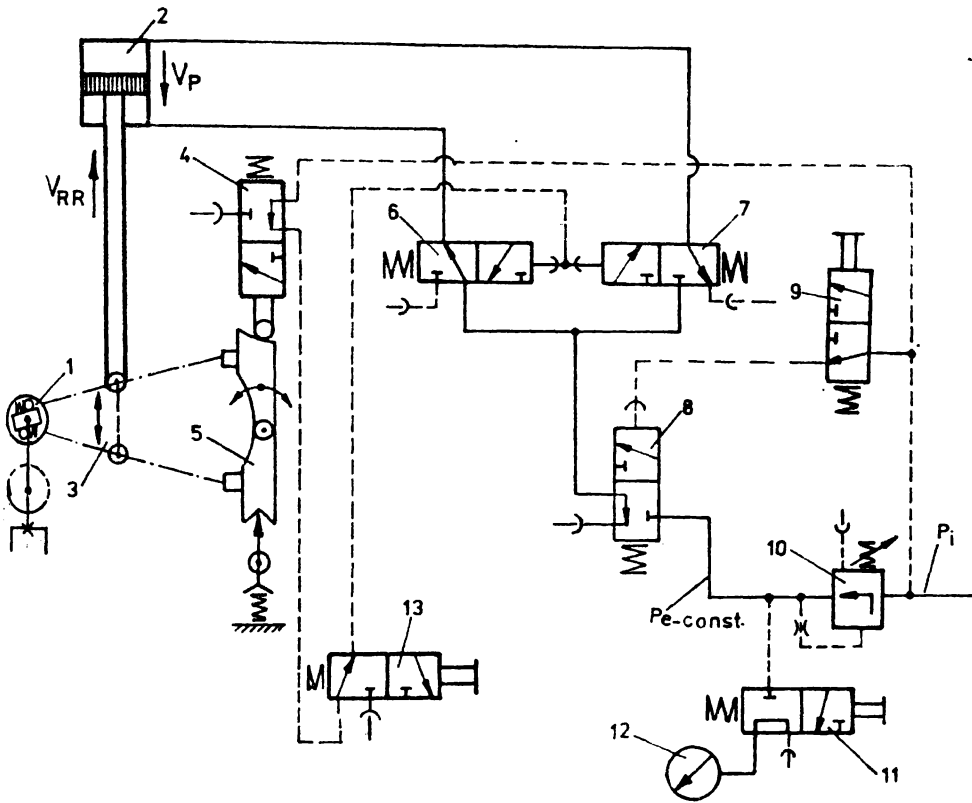


Fig.3.16 MI React-a-matic 2400

două poziții ale sale și prin intermediul distribuitorului manual declanșator 13, comanda distribuitorului 6 și 7, pentru cursa completă a motorului pneumatic 2, în ciclu automat. Comanda distribuitorului 13, asigură oprirea temporară a ciclului de lucru. Mărimea momentului de strângere la cuplajul de tens 1, deci la arborele de strângere se reglează prin presiunea P_e și deci prin supapa 10, și poate fi citită la manometrul 12, când ca torsionometrul, atunci se comandă distribuitorul manometric 11. Pornirea MI se realizează prin comanda manuală a distribuitorului 9, prin care se închide accesul aerului distribuitorului 6.

Se menționează că schema prezentată ar putea fi mai simplă, pentru funcțiile pe care le realizează, și că reglarea momentului de strângere - M_{str} - de la motorul pneumatic 2 prin reglarea

presiunii $p = \text{const.}$ este posibilă numai pînă la valorile minime ale presiunii de intrare p_i deoarece obligator $p_e < p_i$, respectiv $p_i = p_e + (DP)_{\text{sup.10}}$; Se mai menționează că această MI poate efectua cu viteză întrucîtva mărită și faza de apropierea în gol a înșurubării însă nu se fac precizări asupra vitezei respective. Se mai observă că în viteza de lucru, la sensul cursei de strîngere, se obține forța maximă pe suprafață mare a pneuatorului, iar pentru cursa de reversare, care are loc în gol se obține o viteză maximă datorită și detenței aerului comprimat, ceea ce constituie evident un avantaj pentru capacitatea de producție.

3.2.3. Considerații raționale pentru mecanismele de impact și strîngerea continuă.

3.2.3.1. În prealabil se apreciază ca important, a evalua prin comparare posibilitățile și deficiențele mecanismelor prin impact și ale strîngerii continue, avînd în vedere o serie de considerente.

a) Cercetările teoretice și experimentale, din domeniul rezistenței și durabilității la oboseală a îmbinărilor filetate montate prin strîngere continuă, cu ajutorul cheilor dinamometrice și a MI cu strîngere continuă, au permis stabilirea condițiilor care satisfac într-un mod oarecare cerințele practice ale producției. În acest sens se remenționează că asigurarea forțelor calculate pentru realizarea strîngerii, depinde de alegerea metodei de strîngere. Orice valoare de strîngere obținută printr-o metodă imperfectă, depreciază starea îmbinării filetate și poate fi cauza ruperii acesteia, în special în cazul sarcinilor variabile /3.15/ /3.11/.

b) Cercetările din domeniul strîngerii cu impulsuri, au permis stabilirea unor dependențe dintre parametrii îmbinării filetate și ai MI prin impact, însă parametrii fundamentali ai mașinii (momentul, diametrele, etc.) nu indică cu siguranță suficientă posibilitățile de exploatare ale acestora. Funcțiile stabilite pentru parametrii menționați, au un caracter foarte aproximativ și necesită un aparat matematic complicat. De aceea construcția mecanismelor cu impact se face în principal pe baza datelor experimentale. La utilizarea MI cu impact, se constată că forța axială limită obținută cu ajutorul acestora, trebuie să fie întotdeauna stabilită mai mare decît cea pentru încinarea filetată respectivă /3.15/, datorită toleranței mari cu \pm a realizării parametrilor

funcționali și deci a necesității de a asigura de ex. forța chiar în cazul unei tolerări negative a cuplului MI. Astfel pentru asigurarea unei anumite forțe axiale la un șurub, instrucțiunile VDI-2230 prevăd că în cazul strângerii prin mecanisme cu impact este necesar a se utiliza de ex. un șurub de M16-M18, în timp ce la o strângere continuă este suficient un șurub de aceeași calitate, dar de numai M10. Explicația acestei prevederi rezidă, pe lângă toleranțe mare cu care se execută strângerea prin impact și în faptul că strângerea cu impact solicită dinamic șurubul la torsiune în măsură mult mai mare, apoi că precizia însăși a acestui mecanism este scăzută. Ca urmare pentru a se menține efortul specific este necesar să se mărească diametrul șurubului. Evident pentru miliarde de șuruburi ce urmează a fi strânse mecanizat, economia ce ar rezulta prin utilizarea numai a strângerii continue este considerabilă, evident în măsura în care prevederile VDI sînt pe deplin justificate.

c) Metodele prezentate în literatură /3.15/ cu privire la strângerea prin impact, sînt insuficient fundamentate și nu țin cont întotdeauna de caracterul energetic al procesului de strângere, de specificul transmiterii energiei prin impulsuri. Din aceste considerente, strângerea cu impact este utilizată de obicei pentru îmbinări filetate nepretențioase, fie ca operație prelabilă la o strângere ulterioară prin chei dinamometrice. Pînă în prezent nu se cunoaște o evaluare comparativă a diferitelor soluții de construcție a mecanismelor cu impact și nici o analiză cantitativă sau calitativă a acestora. În prezenta teză nici nu se urmărește elucidarea necunoscutelor (și număr suficient) la strîngerii cu impact, ci numai utilizarea puținelor date existente, pentru comparația cu strîngerea continuă în ceosebi din p.e.g. energetic. Astfel cunoscîndu-se de ex. că strîngerea prin impact, deci prin șocuri multiple a unui sistem elastic cu un grad de libertate, are o mișcare cu caracter oscilator, rezultă că apare un consum de energie suplimentar și astfel se poate evidenția o eficiență energetică mai redusă.

d) Mecanismele de strîngere cu impact au în prezent o răspîndire mai mare. Aceasta nu se poate explica decît prin faptul că momentele de reacție ale acestor MI sînt în general mai reduse, destul de slabe la filete mici și accesibile la filetele

de dimensiuni mijlocii și mari și deci întotdeauna mai mici decât momentul de strângere la șurub. Față de această situație, strângerea continuă pînă în ultimii ani, nu a avut asigurată posibilitatea preluării momentului de reacție, care presupunea utilizarea de dispozitive speciale. La șuruburile de dimensiuni mici, este posibilă preluarea manuală, dar la șuruburile mari aceasta constituia un dezavantaj sensibil. În prezent (de ex. prin normele americane-ASTM) sînt stabilite mijloace de preluare a acestui moment de reacție (de ex. la modelul "Reactamatic" /3.28/, prin utilizarea unei ronderle crestate) și deci perspectivele strîngerii continui se schimbă radical, mai ales că realizarea valorii impuse a momentului de strângere se obține cu o precizie mult mai ridicată la strîngerea continuă.

La MI cu impact, controlul valorii momentelor de strîngere, din contra se realizează greoi și cu măsuri suplimentare (limitatoare de moment, bare de torsiune ș.a) care însă consumă timp auxiliari importanți și inclusiv energie pe care o degradează. În plus mai necesită și verificare ce se realizează majoritar cu ajutorul cheilor dinamometrice, deci consum de timp suplimentari.

e) În stadiul actual, unii producători ai MI cu mecanisme de impact, consideră într-o serie de cazuri, că durata înșurubării (dar fără a considera controlul final al valorii momentului cu cheia dinamometrică) se efectuează mai rapid decât la strîngerea continuă. Referirea are în vedere anumite MI cu strîngere continuă disponibile în prezent pe plan mondial, dar nu hotărăște prin aceasta comparația decisivă, ele avînd soluții de construcție care pot fi depășite prin noi realizări, ceea ce se și urmărește în fond prin prezenta teză. Realmente însă, afirmațiile mai sus, nu sînt dovedite nici chiar pentru unele modele mai noi de strîngerii continui, existente deja pe plan mondial.

f) Pe lîngă cele de mai sus în cadrul strîngerii cu impact, la fiecare șoc se pornește realmente de la poziția deosebită a mecanismelor intermediare dintre șurub și ciocanele de impact. Diferitele îmbinări cu frecare la începutul șocului vor avea o viteză $v=0$ și deci coeficienții de frecare vor fi maximi, și vor scădea numai cînd viteza este mai mare decât zero, ceea ce însă are loc pe un unghi de rotire a cilindrului foarte mic. Deoarece la o strîngere sînt necesare un număr mai mare de impacturi

successive, se va consuma o putere mai mare și datorită coeficientului de frecare mediu mai ridicat. În cazul strîngerii continue, în primul rînd la soluțiile cunoscute pînă în prezent pe plan mondial unghiul pe care are loc strîngerea continuă este mult mai mare decît cel realizat la strîngerea cu impact și deci valoarea medie a coeficientului de frecare va fi sensibil mai redusă. În consecință și lucrul mecanic, și energia consumată mai mică.

O apreciere prin calcule a unor aspecte redată mai sus se va prezenta în paragrafele care urmează.

3.2.3.2. Calcule estimative. Acestea urmăresc să determine un criteriu cantitativ, în continuare și pe baza considerațiilor prealabile, din paragraful precedent. În concret se tinde spre stabilirea unor rapoarte ale valorilor parametrilor energetici, care caracterizează operația de strîngere, atât în strîngerea continuă cît și la cea cu impact, în paralel și la condiții de utilizare identice. Din p.d.v. energetic, interesează consumul specific de energie, adică kWh sau J sau Nm pentru una strîngere de anumite dimensiuni.

Un alt parametru important este timpul real de strîngere, care de asemeni constituie - prin capacitatea de producție ce o determină - un component important al eficienței economice.

A. În cazul strîngerii continue, se impune considerarea inițială a relației generale de bază :

$$M_{str} = f(\theta) ; \quad (3.1) \text{ în care : } M_{str} - \text{valoarea curentă a momentului de strîngere, începînd cu contactul piuliței cu rondeaua}$$

sau pachetul de piese pînă la valoarea nominală - M_{sn} - a momentului de strîngere - $[Nm]$;

θ - unghiul de rotire a piuliței, în $[rad]$, considerat în condiții de strîngere minimă - M_{stmin} , de la care se pornește strîngerea și care deci realizează contactul piuliței cu rondeaua (obligatoric în LBA) și pachetul de piese (de regulă 2). Valoarea nominală - M_{sn} , asigură strîngerea finală pe care trebuie să o aibă șurubul, pentru ca îmbinarea să fie corespunzătoare, respectiv să se asigure o forță axială - $Q [N]$, în tija șurubului.

- a) M_{stmin} și M_{sn} , sînt foarte variabile, în condițiile strîngerii manuale, depinzînd de factori subiectivi, pe lîngă faptul că trebuie să depindă în mare măsură și de mărimea filetelui. Pentru

strângerea mecanizată cu MI, se va urmări prin estimări să se stabilească valori pentru M_{stmin} ținându-se cont și de alte măsurători efectuate în șantier și redată în cap.4. Măsurătorile au fost efectuate cu strângeri manuale, dar și acționînd cu MI trebuie să se asigure stările controlate manual, cît și variațiile coeficienților de frecare. Din cele constatate deci se poate scrie că :

$$M_{stmin} = M_{ag} + M_{fa} ; \quad (3.2) \text{ în care : } M_{ag} - \text{momentul de apropiere în gol și}$$

M_{fa} - momentul de torsiune suplimentare, care să acopere variațiile coeficienților de frecare și mai ales apăsarea inițială-contactul-piuliței pe rondea (șaiabă) și a ultimei pe pachetul de piese. Pentru grupul de șuruburi utilizate frecvent la LEA, s-a determinat prin măsurare cu chei dinamometrice un grup de valori acoperitoare pentru M_{stmin} . Diagramele rezultate, sînt redată în Fig.3.17, iar tabelul respectiv în Anexe. Șuruburile, piulițele, rondelele și piesele (tablele) au fost zincate și cu mărimile

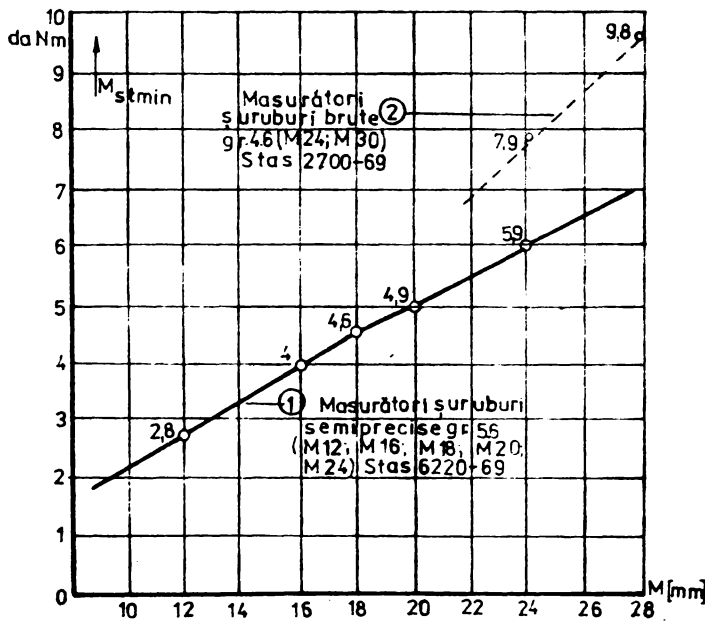


fig.3.17. Diagrame ale M_{stmin} realizate manual

care rezultă din fig.3.17 (șuruburile brute în general se evită, respectiv se înlocuiesc cu cele semiprecise zincate, pentru toate LBA).

În ceea ce privește M_{ag} , nu este cunoscut din literatură. Pe baza experimentărilor s-a formulat ca o funcție de forma :

$$M_{ag} = \varphi(d, f_{sp}) \quad (3.3)$$

în care: d - mărimea filetelui (M12 - M36)

f_{sp} - forța de frecare specifică, $[N/m^2]$

S-a introdus $decif_{sp} \left[\frac{N}{m^2} \right]$ sau $[N/cm^2]$, ca o mărime caracteristică a îmbinării șurub-piuliță, la mișcarea în gol a șurubului sau piuliței, respectiv în faza de apropiere, după așezarea piuliței pe șurub (sau invers) și pînă la realizarea contactului cu rondeaua și piesele. Introducerea acesteia s-a impus, deoarece relația cunoscută de calcul al momentului de frecare între șurub și piuliță, funcție de forța axială (din șurub)- Q și parametrii filetelui, s-a dovedit că nu poate fi utilă pentru a determina M_{ag} . Aceasta se dovedește din cele ce urmează. Adică, relația pentru respectivul moment notat M_f , conform /3.5/, considerându-se pentru faza de apropiere (fără contact pe partea frontală a piuliței) devine :

$$M_f = Q \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha \pm \vartheta); \quad (3.4) \quad \text{în care : } d_1 - \text{diam. mediu al filetelui,}$$

α - unghiul de ridicare al spirei elicei filetelui, la d_1 ;

ϑ - unghiul de frecare aparent dat de expresia :

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{\mu}{\cos \beta / 2}; \quad \text{unde } \mu - \text{coef. de frecare în filetul piuliței, care pentru oțel pe oțel (cazul LBA) are după /3.5/ valorile } = 0,15 \pm 0,33$$

β - unghiul de vîrf al filetelui. La LBA, utilizîndu-se numai filete metric cu pas normal se ia $\beta = 60^\circ$ și $\alpha \approx 3^\circ$. Deci

$$\operatorname{tg} \vartheta = \frac{0,15 - 0,33}{0,866}; \quad \text{sau } \operatorname{tg} \vartheta_{\min} = 0,173, \operatorname{tg} \vartheta_{\max} = 0,439;$$

respectiv $\vartheta_{\min} \approx 9^\circ$; și $\vartheta_{\max} \approx 23^\circ$; $\vartheta_{\text{med}} = 16^\circ$;

Pentru Q , s-ar putea lua $Q = G_p [N]$, unde G_p - greutatea piuliței, pentru cele care se montează pe șuruburi verticale. Deci greutatea unei piulițe normale, apreciînd-o ca un segment de țevă cu pereți foarte groși, este :

$$G_p = V \gamma; \quad \text{unde } \gamma - \text{greutatea specifică } [N/dm^3] \text{ a oțelului și } V - \text{volumul piuliței} = 2 d^3; \quad d - \text{diam. filetelui}$$

S-a considerat $D_{ex} = 2d$ și înălțimea $0,3d$ (la piuliță). Deci $G_p = 2d^3 \gamma$ [N]; Înlocuind deci în (3.4), se obține, după efectuarea calculului (cu semnul + la unghiuri) și $\vartheta_{med} = 16^\circ$, relația $M_t = 0,3d^4 \gamma$ [Nm]. Pentru oțel ($\gamma = 79,5 \text{ N/dm}^3$) și M12 sau $d=30\text{mm}$, se obține respectiv; $M_t = 0,0498 \text{ Ncm}$ și $M_t = 1,9 \text{ Ncm}$. Se observă valorile foarte mici, care nu corespund cu realitatea șuruburilor la care contează ajustajul din filet, starea suprafeței și alți factori. Astfel influența ajustajului se dovedește apreciabilă mai ales dacă

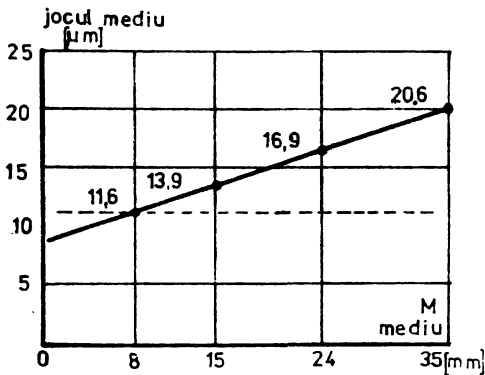


fig.3.18 Variația jocului mediu

la ajustaje precise și conform datelor prelucrate din normele ISO.

Se observă clar că jocul crește cu mărimea filetelui și deci nu se poate admite că M_t crește cu d^4 . Deci și din acest considerent, relația $M_t = f(\theta)$ nu este aplicabilă pentru faza de apropiere (în gol). În plus relația respectivă se bazează pe existența forței $Q \gg G_p$, ceea ce schimbă radical condițiile frecării din filet, care au loc numai pe o latură a filetelui, în timp ce fără Q , frecarea are loc pe ambele laturi ale spirei, diferit la șuruburi orizontale și cu altă stare a microvârfurilor din suprafața filetelor (interior-exterior) care se înclină. Rezultă deci clară, necesitatea unei determinări speciale a lui M_{ag} , în baza considerentelor de frecare ce au loc într-un ajustaj alunecător cu joc mic (sau fără), ajustarea avînd loc pe flancurile filetelui.

Ca urmare, în scopul determinării lui M_{ag} , se consideră o spiră a filetelui cu schița în fig.3.19. Se observă că:

se menține pe un important interval de diametre, calitatea suprafeței și avînd în vedere variația jocului cu aceleași diametre de filet. În fig.3.18, este redată tocmai această variație a jocului mediu funcție de ϑ -le medii ale filetelor,

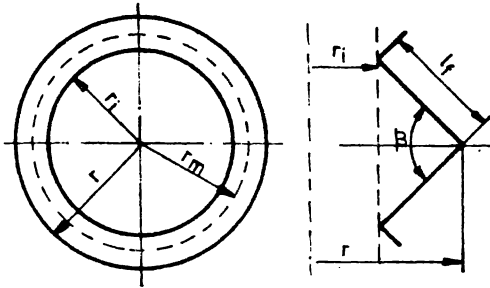


fig.3.19 Notatii la o spiră a filetului

$$r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{0,9d}{2} = 0,45d ;$$

$$r = 0,5d. \quad r_m = \frac{d_m}{2} = 0,45d.$$

$$r - r_i = (0,5 - 0,45)d = 0,05d ;$$

Lățimea de frecare $-l_f$

(fig.3.19) este $l_f = \frac{r - r_i}{\cos \beta/2}$

$= 0,1d$; deci l_f este foarte mic în comparație cu d și de aceea la aprecierea forței

de frecare, l_f poate fi considerat ca o mărime "infinit" mică față de " d ", deci la aprecierea unei forțe elementare de frecare, se va putea considera întreaga lățime l_f ; La condițiile ajustajului semiprecis HG/g6 (cazul șuruburilor pentru LEA), se poate scrie forța de frecare pe un element de suprafață, prin expresia:

$$dF_f = f_{sp} \cdot dS \quad (3.5) \text{ în care: } dS - \text{elementul de suprafață (fig.3.20)}$$

f_{sp} - conform relației (3.3)

Elementul dS se consideră asimilat cu un trapez, arcurile dl și dl_i putînd fi considerate segmente de drepte, la valoarea mică a lui $d\theta$. Realmente, între dl și dl_i , este lățimea de frecare $-l_f$, schița din 3.20 fiind în vederea după axa filetului. Se mai reține că $f_{sp} \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

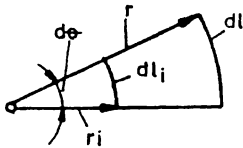


fig.3.20 Vederea dS în plan perpendicular pe axa filetului

este o forță tangentă la elementul de suprafață, fiind deci asemeni unei forțe de frecare datorită de ex. unei presiuni normale pe dS . Deci: $dS = r d\theta$,

$$dl_i = r_i d\theta ; \quad dS = \frac{r+r_i}{2} l_f \cdot d\theta = r_m l_f \cdot d\theta ;$$

Înlocuind pe r_m în expresia obținută rezultă :

$$dS = 0,45 \cdot d \cdot l_f \cdot d\theta; \quad (3.6) \text{ și deci înlocuind pe } dS \text{ din (3.5) se obține}$$

$dF_f = 0,45 \cdot d \cdot l_f \cdot f_{sp} \cdot d\theta$; Aceasta pentru o latură a spirii. Dar ajustajul are loc pe ambele suprafețe și pe întreaga spiră, deci pentru una spiră, relația va deveni :

$$F_{f1} = 2 \int_0^{2\pi} dF_f = 0,9 \times d \times l_f \cdot f_{sp} \cdot \int_0^{2\pi} d\theta = 0,566 \times f_{sp} \cdot d^2; \quad (3.6)$$

Pentru n_{sp} - numărul de spire într-o piuliță de dimensiuni normale (ca pentru LEA), relația (3.6) va deveni:

$$F_f = 0,566 \times f_{sp} \cdot n_{sp} \times d^2; \quad (3.7)$$

Momentul de frecare pentru faza respectivă de apropiere (în gol) este deci:

$$M_{ag} = F_f \cdot r_m = 0,566 \cdot f_{sp} \cdot n_{sp} \cdot d^2 \times 0,45d = 0,255 \cdot f_{sp} \cdot n_{sp} \cdot d^3; \quad (3.8)$$

În relația (3.8) se cunosc evident d și n_{sp} ; Pentru filete metrice normale, utilizate la LEA, $n_{sp} = 5,5$ (la M12) - la 7,8 (la M39). Se poate deci admite suficient de exact, pentru calculele tehnice. Nu se cunoaște însă mărimea forței specifice de frecare - f_{sp} . În acest scop au fost efectuate determinări experimentale pentru înșurubări de apropiere (în gol) cu șuruburi-piulițe utilizate la LEA (zincate). Aceste determinări sînt redată în cap.4. Din ele a rezultat că pentru f_{sp} , se poate utiliza valoarea :

$$f_{sp} = 0,1 - 0,06 \left[\frac{N}{cm^2} \right]; \quad (3.9)$$

Valorile mai mari se referă la cazuri de galvanizare mai rugoase, iar cele mai mici, la suprafețe de filete cu calitate mai bună.

Cu aceste date precizate se poate determina M_{ag} pentru șuruburile de la M12 la M36, frecvent utilizate la LEA. Astfel de ex:

$$M_{ag14} = 0,255 \times 0,07 \times 5,6 \times 1,4^3 = 0,275 \text{ sau } M_{ag14} = 0,3 \text{ [Ncm]}$$

$$M_{ag24} = 0,255 \times 0,09 \times 6,5 \times 2,4^3 = 2,06 \text{ sau } M_{ag24} = 2,1 \text{ [Ncm]}$$

$$M_{ag36} = 0,255 \times 0,1 \times 7,5 \times 3,6^3 = 3,93 \text{ sau } M_{ag36} = 3 \text{ [Ncm]}$$

Conform celor constatate asupra calității suprafețelor filetelor, a zincării și a ajustajelor șurub-piuliță, pentru calcule de proiectare se va considera $f_{sp} = 0,1$ sau chiar cu oarecare mărire, avînd în vedere dispersia coef. de frecare μ (din relația) (3.4), care evident determină pe f_{sp} .

Pentru a se cunoaște M_{stmin} , conform relației (3.2), trebuie cunoscut și M_{fa} , care trebuie să asigure o presiune inițială de contact a piuliței pe rondea (șaiabă), deci la suprafața frontală a piuliței și evident inclusiv la suprafața frontală a capului

șurubului, iar prin aceasta și între piesele îmbinate. De asemenea, odată cu contactul menționat, intrînd în considerare și coeficientul de frecare în filet că și pe partea frontală a piuliței, vor trebui considerate și variațiile maxime ale coeficienților de frecare respectivi.

- În ceea ce privește variațiile coeficienților de frecare, după datele din literatură /3.5/ $\mu_{fmax} = 0,4$ și $\mu_{fmin} = 0,15$, pentru îmbinările oțel-oțel care interesează la LBA. Deci

$$j = \frac{\mu_{fmax}}{\mu_{fmin}} = \frac{0,4}{0,15} = 2,67 \approx 3, \text{ pentru care } f'_{sp} \approx 0,3 \quad (3.10)$$

Conform cu acest interval, creșterea lui M_{ag} , care eventual apare pentru un μ_{fmax} , se va putea acoperi cu diferența :

$$M'_{ag} - M_{ag} = \Delta M_{ag} \quad \text{unde: } M'_{ag} \text{ - este valoarea pentru } \mu_{fmax} \quad (3.11)$$

$$M_{ag} \text{ - " " " pentru } \mu_{\text{mediu}} \text{ sau } f'_{sp} \rightarrow f'_{sp}$$

unde f'_{sp} este un maxim posibil. Considerînd (acoperitor) cazul unui șurub din cele mai mari pentru LBA (de ex. M36), se poate determina un ΔM_{ag} , cu care să se formeze mărimea M_{fa} . Deci :

$$\Delta M_{ag} = M'_{ag} - M_{ag} = 0,255 \times 7,5 \times 3,6^3 (f'_{sp} - f_{sp}) \approx 20 \text{ [Ncm]}$$

Considerîndu-se deci $f'_{sp} = 0,3$ și $f_{sp} = 0,08$ (mediu), $\Delta M_{ag} = 20$ [Ncm].

- Admiterea unei presiuni de contact pe suprafețele frontale la piuliță și capul șurubului (și implicit între piese), este mai dificilă. Ca urmare s-a admis că această presiune inițială trebuie să asigure primele deformații de contact, la forțe mai mici, adică să intre în zona cedărilor maxime de contact, după care variația deformațiilor cu presiunea este aprox. lineară. Prelucrînd datele experimentale din literatură /3.9/ asupra cedărilor în diferite îmbinări de suprafețe, ca și datele pentru deformații $-\delta$ [μm], funcție de presiunile nominale [N/cm^2] /3.6/ presiunea inițială este suficient să se afle în intervalul :

$$p_i = 10 \div 30 \text{ N/cm}^2, \quad p_{imin} \text{ - pentru } d_{-max} \text{ (M36)}$$

$$\text{și în care la LBA: } \quad p_{imax} \text{ - " } d_{-min} \text{ (M12)}$$

Avînd această admitere trebuie determinată suprafața de contact frontal - S_p , a piuliței, mărime ce rezultă din

relația:

$$S_p = \pi (r_{ex}^2 - r_i^2) = \pi (d^2 - 0,55^2 d^2) = 2,2 d^2 \quad (3.12)$$

și în care r_{ex} și r_i sînt razele exterioare și interioare a suprafeței frontale de contact, de la piuliță sau cap.

Fiind determinat S_p și admis p_i , rezultă forța axială de contact inițial din șurub - Q_i , adică

$$Q_i = p_i \cdot S_p ; \quad (3.13)$$

Pentru M12, (adică d-min), considerînd deci p_i -max sau $p_i = 30 \text{ N/cm}^2$ și determinîndu-se $S_{pmin} = 2,2 \times 1,2^2 = 3,168 \text{ cm}^2$, rezultă ;
 $Q_{imin} = 95,04 \approx 95 \text{ N}$ La M36 (deci d-max), cu p_i -min sau $p_i = 10 \text{ N/cm}^2$, se obține cu $S_{pmax} = 2,2 \times 3,6^2 = 28,512 \text{ cm}^2$; $Q_{imax} = 286 \approx 290 \text{ N}$;
 Aceste forțe axiale se transformă în momente, utilizînd o formă a relației din (3.5), adică simplificată : $M_t = 0,2 Q \cdot d$, dar care este apreciată pentru $\mu = 0,15$. La un coeficient de frecare, din media valorilor maxime $-\mu_{max} \approx 0,34$ - rezultă cu aceiași prelucrare:

$$M_t \approx 0,4 Q \cdot d, \quad (3.14)$$

Deci pentru M12 : $M_{t12} = 0,4 \times Q_{imin} \times 1,2 = 45,6 \text{ Ncm}$, iar pentru M36, $M_{t36} = 0,4 \times Q_{imax} \times 3,6 = 417,6 \text{ Ncm}$. Rotunjind, cele două valori rezultă :

$$M_{t12} = 46 \text{ [Ncm]} \text{ și } M_{t36} = 420 \text{ [Ncm]} , \quad (3.15)$$

Altfel spus, pentru presiunea sau contactul inițial, se impune un cuplu variabil, funcție de mărimea filetului sau șurubului. Cu (3.15) și (3.11) se poate aprecia M_{fa} , adică

$$M_{fa12} = \Delta M_{ag} + M_{t12} \\ M_{fa} = \Delta M_{ag} + M_t ; \text{ sau } M_{fa36} = \Delta M_{ag} + M_{t36} \quad (3.16)$$

În concret :

$$M_{fa12} = 20 + 46 = 66 \text{ [Ncm]} \text{ și } M_{fa36} = 20 + 420 = 440 \text{ [Ncm]}$$

Cu acestea, conform relației de bază (3.2), momentul M_{stmin} devin :

$$M_{stmin 12} = M_{ag 12} + M_{fa 12} = 0,2 + 66 \approx 66 \text{ [Ncm]} \text{ și respectiv } \\ M_{stmin 36} = M_{ag 36} + M_{fa 36} = 9 + 440 \approx 450 \text{ [Ncm]} \quad (3.17)$$

Se deduce - din (3.17) - că momentul M_{ag} (de apropiere în gol), este de numai maxim cîteva procente, din M_{fa} , în care hotărîtor este cuplul pentru asigurarea contactului inițial al piuliței. Adică la orice mecanizare de înșurubări, cuplul M_{stmin} (pentru contactul inițial al piuliței) rezultă în principal prin realizarea presiunii inițiale, pe frontul piuliței. Se mai observă că M_{stmin} variază filetului, respectiv ;

$$\begin{aligned} &\text{pentru } M_{12} ; \quad M_{stmin} = 66 \text{ [Ncm]} \\ &\text{\textbf{și pentru } } M_{36} ; \quad M_{stmin} = 450 \text{ [Ncm]} \end{aligned} \quad (3.18)$$

Aceeași alură de variație practic liniară a momentului M_{stmin} cu mărimea filetului, rezultă și din potrivirile manuale, redată în fig.3.17.

Pentru definitivarea valorilor lui M_{stmin} , care trebuie realizate de către MI la finele cursei de apropiere (în gol) se mai impune o verificare : M_{stmin} , care corespunde la șurubul maxim, adică pentru LEA anume $M_{stmin36}$, să satisfacă și inegalitatea :

$$M_{stmin36} \leq cca 0,5 M_{snmin}; \text{ în care } M_{snmin} \text{ este conform (3.1),} \quad (3.19)$$

Conform datelor de strângere a șuruburilor : $M_{snmin} \approx 45 \text{ [Nm]}$, din (3.19) este satisfăcută. Inegalitatea (3.19) se impune pentru siguranța șuruburilor mici, în cazul nestabilirii lui M_{stmin} la valoarea necesară pentru acestea, adică M_{stmin} de la șurubul maxim să nu ajungă decât la cca $0,5 M_{snmin}$ - strângerea nominală la șurubul minim. Aceasta reprezintă de fapt, posibilitatea satisfacerii intervalului de lucru de către MI ce trebuie realizată, adică respectarea condițiilor pentru motorul care să realizeze faza de apropiere, chiar eventual fără reglarea lui M_{stmin} funcție de mărimea șurubului, deși mai avantajos este cu această reglare.

b) Determinarea energiei utile la strângerea continuă. Trebuie mai întâi determinată energia - sau lucru mecanic - la strângerea pe un unghi foarte mic - $d\theta$ - de rotirea piuliței. Aceasta se obține cu relația :

$$dL = M_{str} \cdot d\theta \quad [J]; \text{ în care } M_{str} \text{ - conform rel. (3.1);} \quad (3.20)$$

Din (3.20) se observă că trebuie cunoscută curba (3.1), conform căreia și variază M_{str} . Pentru M_{stmin} , de la care pornește strângerea, unghiul $\theta=0$ și ajungându-se la momentul nominal de strângere M_{sn} , unghiul $\theta=\theta_n$; Cu aceste notații (3.20), permite să se scrie:

$$L = \int_0^{\theta_n} f(\theta) d\theta; \quad [Nm]; \quad \text{unde } f(\theta) = M_{str}; \quad (3.21)$$

Pentru funcția (3.1) există date în literatură, dar care în parte sînt neconcordante. Astfel în /3.15/ se dă o variație liniară,

însă reprezentările grafice sugerează și o variație diferită.

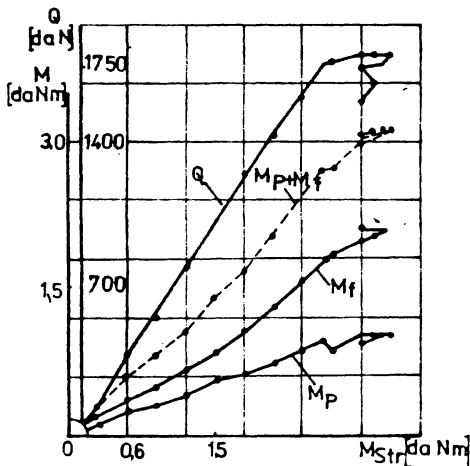
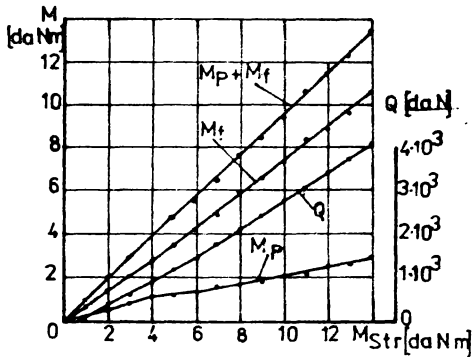


fig.3.21 și fig.3.22 Variații ale
forței Q și momentelor de frecare,
f-ție de M_{str}

$$L = \int_0^{\theta_n} (M_{stmin} + B\theta) d\theta = M_{stmin} \theta_n + \frac{1}{2} B \theta_n^2 \quad [J] \quad (3.23)$$

Considerînd reprezentarea grafică a momentelor în f-ție de θ_n din fig.3.23, se observă că:

$$B = \frac{M_{sn} - M_{stmin}}{\theta_n} \quad (3.24)$$

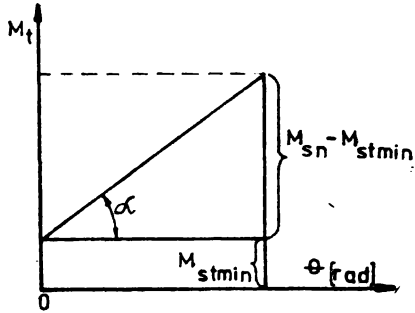
În alte cercetări /3.16/ se dau de asemeni variații lineare, ca de ex. în fig. 3.21 și fig.3.22. Pentru a se elimina orice ambiguitate în condițiile concrete de montaj a LEA, s-au efectuat determinări experimentale, în condiții de șantier a funcției (3.1). Caracteristicile obținute, adică funcțiile $M_{str}=f(\theta)$, dovedesc clar că se poate admite o variație liniară. Ele sînt reprezentate în cap.4 (fig.4.9), care concentrează diferite determinări prealabile. Conform deci acestor concluzii, funcția momentului de strîngere-rel.(3.1)-se poate scrie :

$$M_{str} = M_{stmin} + B\theta \quad (3.22)$$

și unde B este coeficient de proporționalitate, cu dependență de coeficienții de frecare. Cu (3.22) energia conform (3.21), se va putea scrie :

și deci :

$$L = \frac{\theta_n}{2} (M_{sn} + M_{stmin}); \quad [J] \quad (3.25)$$



Energia totală pentru strângere fără a considera faza de apropiere cu M_{ag} dar considerînd realizarea lui M_{stmin} , de la care pornește strîngerea (la fel se va determina și la strîngere prin impact-pentru comparare), va avea deci expresia :

$$L \theta = \frac{1}{2} M_{stmin} \theta_{min} + \frac{1}{2} \theta_n (M_{sn} + M_{stmin}), \quad [J]; \quad (3.26)$$

fig.3.23.Momentele în f-ție de unghiul rotirii piuliței

Pentru utilizarea acestei

relații (3.26), este evident necesar să se determine unghiurile θ_{min} și θ_n [rad] .

Experimentările în condiții de șantier, au dovedit că de regulă unghiurile $\theta_{min} < 2\pi$ [rad] și $\theta_n < 2\pi$ [rad] . Este însă necesar, să se clarifice o bază rațională pentru determinarea acestora, chiar dacă ea va fi corectată cu coeficienți experimentali.

Totodată se reține că θ_n depinde de M_{stmin} , iar acesta la rîndul său furnizează valoarea lui θ_{min} . Mărimea M_{stmin} a fost determinată mai sus cu suficiente rezerve, însă avînd în vedere că prin

(3.26) se calculează energia

și pentru M_{stmin} și pentru M_{sn} , "divizarea" între cei doi termeni nu are importanță, pentru calculul energiei totale.

Determinarea unghiurilor θ_{min} și θ_n , se conduce pe baza deformațiilor din corpul pieselor și a celor de contact, care au loc în îmbinarea realizată cu șurub, considerîndu-se cazurile concrete

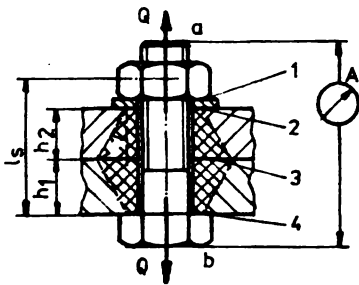


Fig.3.24.Montajul tipic la LEA

ce au loc la montajul LEA,

respectiv strângerea cea mai frecventă a două piese (eclise sau/și gusee fig.A.1.1), similar celei din fig.3.24. Se observă că la aceeași forță axială Q , deformațiile de contact au loc la patru suprafețe în serie - notate cu 1,2,3 și 4 - în fig.3.24, iar deformațiile în corpul pieselor se produc în șurub și pe grosimea pieselor strânse.

Deformația în șurub, se poate aprecia prin relația foarte cunoscută:

$$\Delta_s = \frac{Q \cdot l_s}{E \cdot S_s} ; \text{ care: } \begin{array}{l} l_s - \text{lungimea solicitată (fig.3.24)} \\ S_s - \text{secțiunea tijei șurubului} \\ E - \text{coef.de elasticitate;} \end{array} \quad (3.27)$$

Lungimea l_s s-a apreciat și pentru o parte din înălțimea piuliței, iar deformația Δ_s este deci cea care se măsoară între punctele a și b din fig.3.24. Evident se consideră eliminată posibilitatea încovoierii șuruburilor, ceea ce practic are loc la montajele LEA.

Deformația în masa pieselor, deși are loc la un dublu trunchi de con cu un unghi mediu al generatorului $\approx 16^\circ / 3.5\%$, se va simplifica (neexistînd date în literatură asupra acestei deformații) la un cilindru cu ϕ -ul corespunzînd exteriorului capului și piuliței, zonă în care are loc compresia completă a pieselor, în rest- pînă la epuizarea ϕ -lui max. al trunchiului de con, avînd loc și o încovoere (gen placă solicitată central) a pieselor. Aceste simplificări sînt justificate de observațiile cu alt scop, redată în /3.11/ și de unele probe efectuate în laboratorul cat. T.C.M din IPTVT. Deci coloana de metal, din piese, va avea lungimea $l_p = h_1 + h_2$, iar secțiunea care se comprimă, conform (3.12) este $S_p = 2,2 d^2$; Adică deformația la compresie a pieselor este:

$$\Delta_p = \frac{Q \cdot l_p}{E \cdot S_p} = \frac{Q(h_1 + h_2)}{E \times 2,2d^2} ; \quad \begin{array}{l} \text{Unde } h_1 \text{ și } h_2 \\ \text{conform fig.3.24} \end{array} \quad (3.28)$$

Deformațiile de contact pe cele 4 suprafețe (1,2,3 și 4-fig.3.24), au loc aprox.pe aceeași mărime $S_p = 2,2 d^2$, dar în condiții de calitate (rugozitate) diferită a suprafețelor respective. Astfel, la eclise sau gusee suprafața este numai laminată și zincată (cornier și table din OL52), iar la ronden, piuliță și capul șurubului sînt prelucrate cu aprox. $3,2\%$. Conform datelor din literatură /3.6/;/3.8/ deformațiile respective au expresii de forma :

$\delta = K^e \cdot p$, unde: δ [μm], K $\left[\frac{\text{cm}^3 \cdot 10^{-4}}{\text{daN}} \right]$ - coeficient experimental
iar e - exponent experimental ; p $\left[\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \right] = \frac{Q}{S_p} = \frac{Q}{2,2d^2}$

sau
$$\delta = K^e \cdot \frac{Q}{2,2d^2} ; \text{ în care } Q - \left[\text{daN} \right] \text{ iar } d - \left[\text{cm} \right] ; \quad (3.29)$$

Notînd cu δ_1, δ_2 etc. deformațiile la îmbinările 1,2,etc.(fig. 3.24) și ținînd cont de egalitatea celor două trasee pe care au loc deformațiile - în șurub și respectiv în îmbinare - pentru strîngerea maximă (după care începe deformația plastică la șurub) se poate zice că :

$$\Delta_s = \Delta_p + \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 ; \quad (3.30)$$

Ceea ce înseamnă că se dispune de 2 căi pentru a determina deformația cauzată de Q , dar aceasta numai pentru strîngerea maximă, la care nu trebuie să se ajungă. Pentru strîngerii mai mici, deci la M_{stmin} și M_{sn} , trebuie calculată deformația cu partea a doua a relației 3.30. Oricum trebuie determinată prin forța axială $M=Q$. Aceasta se poate obține din relația $M=f(Q)$, sau simplificată în forma (3.14), adică

$$M_t = M_f + M_p = Q \frac{d_m}{2} \text{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{2}{3} Q \mu_0 \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} ; \text{ în care}$$

d_m - la filet, r_e și r_i - la suprafața de reazem frontal a piuliței, respectiv; (3.31)

$M_t = m \cdot Q \cdot d$, (3.14a); unde m = dependent de φ și μ_0

Se observă că această singură determinare teoretică a forței Q , pe baza momentelor (excluzînd deci, cercetări experimentale mai pretențioase-organologice) are aproximații sensibile, din cauza coeficienților de frecare. Considerînd frecările în filet și sub piuliță egale și de valori mijlocii, ceea ce ar corespunde condițiilor la LEA (filet, piuliță, rîndea-zincată), se poate scrie

$$\mu = \mu_0 = 0,27 ; \text{ Deci } \varphi_{med} = 17^\circ ; d \approx 3^\circ ; \text{tg}(\alpha + \varphi_{med}) = 0,364 ;$$

$$\frac{d_m}{2} = 0,45d ; r_{ex} \approx d ; r_i \approx 0,55d . r_{ex}^2 - r_i^2 = 0,7d^2 ; r_{ex}^3 - r_i^3 = 0,93d^3 ;$$

cu care $m = 0,38$ în (3.31).

Cu acestea forța Q_{stmin} pentru filete M12 și M36 va fi din (3.14a), (3.18) și (3.31), respectiv :

la M12: $Q_{stmin} = \frac{66}{0,39 \times 1,2} = 144,7 \text{ N}$ sau rotunjind $Q_{stmin} = 145 \text{ N}$;
și la

M36; $Q_{stmin} = 450 \frac{1}{0,38 \times 3,6} = 323,95 \text{ N}$ " " $Q_{stmin} = 330 \text{ N}$;

Aceste valori (3.32) provoacă o deformăție Δ_s și în șurub, însă aceasta este foarte redusă, în comparație cu partea dreaptă a egalității (3.30), diferența deformațiilor fiind compensată tocmai prin rotirea piuliței. Este foarte redusă și deformația Δ_p , chiar de câteva ori față de Δ_s . Raportul lor este :

$$\frac{\Delta_s}{\Delta_p} = \frac{Q \cdot l_s}{E \cdot o \cdot 785 \cdot d^2} \cdot \frac{E \times 2,2d^2}{Q(1_s - o,4d)} = \frac{2,82 \text{ } l_s}{1_s - o,4d} > 3, \quad (3.33)$$

Valoric aceasta înseamnă cca $0,02 \text{ } [\mu\text{m}]$, deci neglijabil pentru a influența unghiurile θ_{min} și θ_n , chiar la pasul minim $p=1,75 \text{ mm}$ de la M12, (ar reveni la un unghiu de cca $0,003^\circ$ sau $\sim 10''$, ceea ce este neglijabil în rotirea piuliței). Rămîn deci esențiale deformațiile de contact : $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ și σ_4 ; Pentru calculul acestora, conform relațiilor (3.29), trebuie determinată presiunea $-p \text{ } [N/cm^2]$;

Presiunile $-p$, pentru M12 și M36, vor fi deci :

$$p_{12} = \frac{Q_{stmin12}}{2,2 \cdot d_{12}^2} = \frac{145}{2,2 \times 1,2^2} = 45,77 \text{ strunjit: } p_{12} = 46 \text{ N/cm}^2 \quad (3.34)$$

$$p_{36} = \frac{Q_{stmin36}}{2,2 \cdot d_{36}^2} = \frac{330}{2,2 \cdot 3,6^2} = 11,57 \quad " \quad p_{36} = 12 \text{ N/cm}^2$$

O a doua aproximație inevitabilă, apare la aprecierea coeficienților K și exponenților "e", din (3.29), suprafețele din îmbinarea 1 fiind mai puțin rugoase, cele din îmbinarea 3 sînt cele mai rugoase (laminat zincate), iar cele din îmbinările 2 și 4, cu asperități mijlocii (una laminată una prelucrată). Datele existente în literatură /3.6/, /3.8/, referindu-se în special la suprafețele prelucrate, s-au completat unele măsurători, astfel ca deformațiile:

$$\sigma_1 = K_1^{e_1} \cdot p; \quad \sigma_2 = K_2^{e_2} \cdot p; \quad \sigma_3 = K_3^{e_3} \cdot p \quad \text{și} \quad \sigma_4 = K_4^{e_4} \cdot p; \quad (3.35)$$

să se poată determina cît mai exact pentru cazul montării LBA
De ex. pentru M18, se obțin din diagrame experimentale respectiv:

$$\sigma_1 = 7 \text{ } [\mu\text{m}]; \quad \sigma_2 = 11 \text{ } [\mu\text{m}]; \quad \sigma_3 = 20 \text{ } [\mu\text{m}]; \quad \sigma_4 = 12 \text{ } [\mu\text{m}]; \quad \sigma_t = 50 \text{ } [\mu\text{m}]$$

Pentru această deformare totală - δ_t , din proporționalitatea cunoscută

$$\theta \text{ [rad]} = \frac{\delta_t \cdot 2\pi \text{ (rad)}}{p}; \quad (3.36) \text{ se deduc valorile concrete pentru } \theta_{\min}, \text{ respectiv pentru exemplul considerat : } \theta_{\min 18} = 0,126 \text{ [rad]}$$

In grade acestea corespund la : $\theta_{\min 18} = 7^{\circ}12'$

Pentru θ_{\min} , la mărimile extreme ale șuruburilor utilizate în LEA rezultă prin aceleași aprecieri, dată fiind presiunea relativ diferită, conform (3.34), și cu rotunjiri către mărimea superioară a energiei, valorile

$$\theta_{\min 12} = 12^{\circ}; \text{ și } \theta_{\min 36} = 4^{\circ}; \text{ sau } \theta_{\min 12} = 0,21 \text{ [rad]} \text{ și } \theta_{\min 36} = 0,07 \text{ [rad]}$$

In continuare este necesar să se determine, în același mod și unghiurile θ_n - corespunzătoare momentelor de strângere nominale - M_{sn} ; Valorile M_{sn} (pentru șuruburi grupa 5.6 max.6.6 la LEA), se extrag din diferite norme (de ex.ASTM din SUA-V.D.I-Indrumătoare în RSR, etc). Astfel la LEA pentru M12 se dă 40 Nm, pentru M16-75 Nm, pentru M18-100 Nm... M36-1100 Nm; Aceste momente, pentru șuruburile extreme de la LEA și utilizând (3.14a) cu (3.31), dau forțele axiale :

$$Q_{n12} = \frac{4000}{0,38 \times 1,2} = 3772 \text{ N}; \text{ și respectiv } Q_{n36} = \frac{110000}{0,38 \times 3,5} = 30409,4 \text{ N} \quad (3.36)$$

sau rotunjind $Q_{n12} = 3775 \text{ N}$ și $Q_{n36} = 30410 \text{ N}$;

Presiunile ce corespund la valorile (3.36) sînt mult mai mari, adică :

$$p_{n12} = \frac{Q_{n12}}{2,2d_{12}^2} = 2763,93 \text{ N/cm}^2 \text{ și } p_{n36} = \frac{Q_{n36}}{2,2d_{36}^2} = 2820,2 \text{ N/cm}^2$$

sau rotunjind: $p_{n12} = 277 \text{ daN/cm}^2$ și $p_{n36} = 292 \text{ daN/cm}^2$. (3.37)

Pentru aceste valori ale presiunilor, de aprox. 270 - 290 $\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$, expresiile (3.35) ale deformațiilor δ_i se schimbă /3.6/,

/3.9/. Conform datelor din literatură și măsurătorilor prin son-

daj de "ajustare", s-a conchis că $\delta_{t12} \approx 1,05 \text{ mm}$, deci $\theta_{n12} = 215^{\circ} - \theta_{\min} = 203^{\circ}$, sau în rad $\theta_{n12} = 3,54 \text{ rad}$ sau $\theta_{n12} = 0,564 \text{ rot}$.

Analog pentru $\delta_{t36} \approx 1,16 \text{ mm}$; deci $\theta_{n36} \approx 104^{\circ} - \theta_{\min} \approx 100^{\circ}$ sau în rad

$\theta_{n36} = 1,75 \text{ rad}$ sau $\theta_{n36} = 0,278 \text{ rot}$. Sintetizînd se rescrie :

$$\theta_{n12} = 3,54 \text{ rad} = 203^{\circ} = 0,564 \text{ rot} \quad \text{și} \quad M_{sn12} = 40 \text{ Nm}; \quad (3.38)$$

$$\theta_{n36} = 1,75 \text{ rad} = 100^{\circ} = 0,278 \text{ rot} \quad M_{sn36} = 1100 \text{ Nm};$$

Disponându-se de unghiurile Θ_{\min} și Θ_n , precum și de valorile momentelor M_{stmin} și M_{en} se poate determina energia consumată pentru înșurubarea continuă a 2 mărimi de șuruburi extreme, utilizate în LEA, adică cu (3.26) rezultă

$$L_{12} = \frac{1}{2} 0,66 \times 0,21 + \frac{1}{2} 3,54 \times (40 + 0,66) = 72,037 \text{ [J] / 1 șurub.}$$

$$L_{36} = \frac{1}{2} 4,5 \times 0,07 + \frac{1}{2} 0,278 \times (1100 + 4,5) = 153,683 \text{ [J] / 1 șurub}$$

Sau, rotunjind se admite $L_{12} = 73 \text{ [J]}$ și $L_{36} = 154 \text{ [J]}$, (3.39)

Evident, în aceleași condiții, pentru comparație cât mai corectă, se vor considera și parametrii înșurubării prin impact.

Relațiile (3.39) dau energiile pentru realizarea contactului și a strîngerii. Mai există însă și faza de apropiere, pentru care este necesar cuplul - M_{ag} . Pentru cazul LEA, numărul de spire la apropierea în gol este în medie de 7-10 spire. Cunoscîndu-se M_{ag} , se poate determina deci energia utilă (necesară) fazei de apropiere. Adică, pentru cele 2 șuruburi extreme, considerînd 9 spire și $f_{\text{sp-max}}$, se obține :

$$L_{12g} = M_{\text{ag}12} \cdot 9 \times 2\pi = 0,4 \times 9 \times 2\pi \text{ [Ncm]} = 22,62 \approx 0,23 \text{ [Nm]} \quad (3.40)$$

$$L_{36g} = M_{\text{ag}36} \cdot 9 \times 2\pi = 9 \times 9 \times 2\pi \text{ [Ncm]} = 509,94 = 5,1 \text{ [Nm]}$$

Valori care ne permit stabilirea consumului total de energie pentru înșurubarea continuă, necesară numai procesului. Astfel pentru:

$$M12 ; E_t = L_{12} + L_{12g} = 72,267 \text{ sau } E_t = 72,3 \text{ [J]} \quad (3.41)$$

și
 $M36 ; E_t = L_{36} + L_{36g} = 158,783 \text{ sau } E_t = 159 \text{ [J]}$

În soluția demonstrată prin prezenta teză, faza de apropiere și realizarea contactului - cu M_{ag} și pînă la M_{stmin} - se realizează printr-un hidromotor rotativ (HMR-orbital), iar faza de strîngere cu un hidromotor oscilant (HMO) special. Ca urmare, hidromotorul rotativ (HMR), va trebui să furnizeze energia :

$$L_{\text{HMR}} = L_g + L_{\text{stmin}} = L_g + \frac{1}{2} \Theta_{\min} \cdot M_{\text{stmin}} ; \text{ [J]} \quad (3.42)$$

Pentru cele două șuruburi extreme - M12 și M36 - relația (3.42), dă:

$$L_{\text{HMR}12} = 0,23 + \frac{1}{2} 0,21 \times 0,66 = 0,2993 \approx 0,3 \text{ [J]} \quad (3.43)$$

$$L_{\text{HMR}36} = 5,1 + \frac{1}{2} 4,5 \times 0,07 = 5,2575 \approx 5,3 \text{ [J]}$$

hidromotorul rotativ (HMR), pentru M12 (încărcare minimă), va avea un randament total $\eta_t = 0,6$, iar pentru M36 (încărcare medie) - $\eta_t = 0,65$; Valorile citate se referă la un HMR, care acoperă cu peste dublu momentele M_{stmin} pentru M36, pentru o siguranță maximă, fiind deci posibile în soluția menționată și randamente cu cca 5% mai bune. Cu $\eta_t = 0,6$ și $\eta_t = 0,65$, energia hidraulică necesară (de intrare în HMR), va fi:

$$E'_{H12} = 0,3 \times \frac{L}{0,6} = 0,5 \text{ [J]} \text{ și } E'_{H36} = 5,3 \times \frac{1}{0,65} = 8,2 \approx 9 \text{ [J]}; \quad (3.44)$$

Pentru faza de strângere ($\theta - \theta_n$), hidromotorul oscilant (HMO) funcționează cu randamente mai superioare (asemeni celor liniare) și anume cu cca 0,8 la cupluri mici (pt.M12) și 0,9 la cupluri cca nominale. Energia utilă a acestuia trebuie să fie:

$$\text{la M12 : } L_{H012} = 71,968; \text{ sau } L_{H012} = 72 \text{ [J]} \quad (3.45)$$

$$\text{la M36 : } L_{H036} = 153,526; \text{ " } L_{H036} = 154 \text{ [J]}$$

Energia hidraulică, ce trebuie furnizată HMO-lui, va fi:

$$E''_{H12} = 72 \times \frac{1}{0,8} = 90 \text{ [J]} \text{ și } E''_{H36} = 154 \times \frac{1}{0,9} = 172 \text{ [J]}; \quad (3.46)$$

Energia hidraulică totală, pentru strângerea unui șurub de M12 și de M36, la cele 2 motoare, deci pentru toată operația (după așezarea piuliței pe șurub) va fi:

$$E_{12} = E'_{H12} + E''_{H12} = 91 \text{ J și } E_{36} = E'_{H36} + E''_{H36} \text{ sau } E_{36} = 9 + 172 = 181 \text{ J} \quad (3.47)$$

Puterea hidraulică, va depinde evident de timpul în care se realizează operația.

c) Timpul în care se poate efectua strângerea continuă, depinde de caracteristicile HM-ilor. Pentru HMR, ce realizează M_{ag} și M_{stmin} , conform caracteristicilor concrete (tip similar OMH-orbital, realizat în țară) se poate conta pe minim 300 rot/min. Considerînd cu rezervă 10 rot (inclusiv pentru M_{stmin}), acestea se vor realiza în $\tilde{\tau}_a = 2'$; Cum HMO-ul, realizează numai o fracțiune de rotație, conform datelor similare din modelul experimental, necesită max 2 sec, adică $\tilde{\tau}_{smax} = 2'$; Deci timpul total efectiv de înșurubare (inclusiv apropierea în gol) este:

$$\tilde{\tau}_{is} = \tau_a + \tau_{smax} = 4", \text{ cu siguranță deci : } \tilde{\tau}_{is} = 4 \text{ sec.};$$

Aceste durate nu conțin timpii auxiliari (de punere a piuliței pe capul șurubului și de fixare a M.I), care sînt aprox. egali cu cei necesari în prezent, la strîngerea manuală.

La alte MI (decît cea anticipată mai sus și experimentată în cadrul prezentei teze), duratele $\tilde{\tau}_{is}$ sînt mai mari, chiar la cele mai perfecționate modele pe plan mondial, prezentate în cap.3. Astfel modelul "REACT-A-MATIC" (USA), realizează în cca 3 sec numai strîngerea, fără apropiere, care oricum la acelaș număr de spire, nu se poate epuiza (după calculele efectuate pe baza a ceea ce prezintă producătorul), în mai puțin de 5 sec.

Față de strîngerea manuală, duratele se scurtează de peste 10 (zece) ori.

B. La strîngerea cu MI prin impact, determinarea energiilor consumate este mult mai complexă, la aceiași treaptă de aproximare, față de înșurubarea continuă. În plus pentru MI cu impact, multitudinea de producători, evită în ansamblu precizarea de ex. a energiei consumate la un impact, a numărului de impacturi pentru strîngerea unui șurub, a timpului necesar pentru o înșurubare concretă- de anumite dimensiuni și moment la șurub - a momentelor și timpilor care se obțin pe anumite deschideri sau trepte ale obturatorului, etc. Se dau debite și presiuni, necesare pentru a se asigura funcționarea, dar nu consumuri pentru anumite șuruburi. La MI electrice se precizează puterile consumate de electro-motoarele respective (inclusiv tensiuni și frecvențe), dar la toate - cu APB, -EL sau -HI, nu se precizează toleranțele realizării momentelor, variațiile acestora. Ca urmare pentru aproximările ce urmează, se vor utiliza date calculate pentru condiții medii, în funcție de puținele caracteristici cunoscute ale MI și consumurilor acestora, caracteristici și consumuri sintetizate prin tabelele din Anexe. Pentru siguranța aprecierilor din p.d.v. energetic, se va proceda cu aproximări în avantajul impactului, prin aceasta concluziile negative asupra MI cu impact, dispunînd de o siguranță sau rezervă mărită.

Pentru aprecieri și calcule, pe lîngă datele oferite prin caracteristici se va recurge evident și la puținele cercetări asupra MI, dar care au cu totul alte obiective.

Din prelucrarea diferitelor relații și oscilograme existente în literatură /3.10/, /3.12/, /3.14/, /3.15/, se deduce că numărul de impacturi pentru o înșurubare - chiar la una și aceeași dimensiune, depinde de rigiditatea elementelor "lanțului cinematic" dintre mecanismul de impact propriu-zis (ciocan sau dinți frontali cu arc - nicovală, camă sau dinți frontali) și șurubul sau piulița care se strânge și anume de rigiditatea la torsiune a acestui "lanț". Ultima poate fi foarte variabilă, chiar și numai datorită forme cheilor, care la LEA din cauza șuruburilor mai lungi și strângerii de obicei a piuliței, sînt alungite și tubulare. Numai diversitatea cheilor, elimină deci posibilitatea stabilirii unor relații mai exacte, pe lângă diversitățile de mecanisme și elemente intermediare utilizate la MI cu impact, conform celor din cap.2 și subcap.3.2 și pe lângă rigiditatea variabilă și practic necunoscută încă a șurubului aflat în strîngere. De aceea, determinîndu-se anumite medii ale situațiilor concrete menționate, se poate afirma că de ex. pentru extremele șuruburilor care interesează la montajul LEA, este necesar :

• la M12 (cu rigiditate mică), $n_{112} = 30 \div 40$ imp/1 șurub cu

$$M_{sn12} \approx 45 \text{ Nm};$$

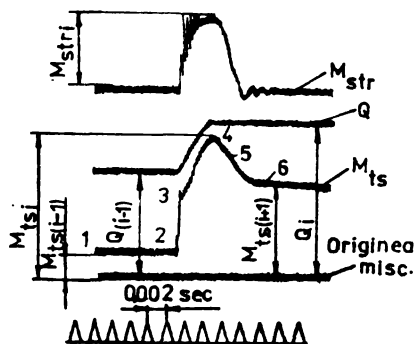
• la M36 (cu rigiditate mare), $n_{136} = 15 \div 25$ imp/1 șurub cu

$$M_{sn36} \approx 520 \text{ Nm}.$$

Se menționează că există o relație /3.10/ pentru calculul numărului de impacturi necesare unui șurub, însă numai dispersia măsuratelor ce trebuie introduse, calculul dificil (din cauza speculațiilor variabile) al rigidităților și cel practic necunoscut al rigidității la torsiune a unei îmbinări filetate (care de fapt este și variabil pe măsura strîngerii), producă o variație extrem de puternică (de zeci de ori) a numărului de impacturi necesare aceluiași șurub. Deci realitatea relației nu este tencie utilizabilă. Ca urmare se va recurge la medii care mai jos, deduse din oscilograme existente în literatură /3.12/, /3.14/ sînt și din experiențe efectuate în acest scop pe șantier, evident prin măsurări indirecte, posibile în condiții de producție.

a) Lucrul mecanic sau energia care se transmite de la mecanismul de impact și care ajunge la șurub, este în parte utilizată în scop util, pentru învingerea momentului de strîngere $-M_{str} = f(\theta)$, iar o altă parte se pierde în deformațiile elastice, care revin

după trecerea impactului precum și în frecări, energia respectivă degradându-se deci în căldură. Deformațiile elastice care revin de la fiecare șoc, au loc și în însăși tija șurubului, ceea ce se deduce prin oscilograma reproașă /3.14/ în fig.3.25, în care M_{ts} - momentul în tija șurubului, Q - forța axială din tija



șurubului și M_{str} - momentul de strângere la cheie, deci transmis piuliței sau capului de șurub. M_{ts} crește din pct.2 în pct.3 al oscilogramei numai învingând frecarea de pe partea frontală a piuliței. Deoarece timpul respectiv este foarte scurt (cca 0,001 sec), și rotația respectivă este necesară pentru poziția la impactul următor (cel din fig.3.25 este considerat de ord.i), lucrul

fig.3.25. Oscilogramme M_t și Q la un impact

respectiv creșterea forței axiale- Q , are loc din pct.3 până în pct.4 al oscilogramei M_{ts} . La pct.4 corespunde și maximumul M_{str} -lui, care este realizat la cheie de către impactul respectiv- i ; De la pct.4, M_{ts} scade până la valoarea din 6, revine deci dintr-o deformație elastică, care va trebui refăcută la impactul următor, deci energie pierdută, la fiecare impact, dar care desigur este foarte redusă. Totuși pentru a o aprecia, mai întâi la un impact, se va utiliza relația :

$$L_{ts} = \frac{1}{2} \Delta M_{ts} \cdot \varphi; \text{ unde } \Delta M_{ts} = M_{tsi} - M_{ts(i+1)} \text{ și } \Delta \varphi_1 = \frac{\Delta M_{ts} \cdot l_s}{G \cdot I_p}; \quad (3.48)$$

Pentru ΔM_{ts} , necunoscându-se M_{tsi} și $M_{ts(i+1)}$, se va admite valoarea medie rezultată din M_{sn} și n_i , adică :

$$\Delta M_{ts} = \frac{M_{sn}}{n_i}; \text{ iar } l_s [m] \text{ și } G \left[\frac{N}{m^2} \right] \text{ și } I_p [m^4], \text{ cunoscute}; \quad (3.49)$$

Cu aceste aproximații și considerînd valorile concrete necesare ale l_s și I_p - respectiv lungimea obișnuită la LEA a tijei șurubului (10 mm la M12 și 34 mm la M36) și momentul de inerție polar (pentru $d=12mm$ și $d=36mm$)-se obține (cu $n_{i12} = 30$ și $n_{i36} = 20$), pentru:

însă se preferă o aproximare la minim a pierderilor. Totodată însă, din fig.3.25, rezultă că momentul care oscilează este o fracțiune și mai mică din ΔM_{ts} -notat în (3.48)-și care s-a apreciat la 0,2. Ca urmare, pentru M12 și M36, se va obține respectiv :

$$\Delta M_{t12} = 0,1 \times \frac{M_{sn12}}{n_{i12}} = 0,15 \text{ Nm}; \Delta L_{r12} \approx 0,02; L_{r12} = 0,6 \text{ J};$$

(3.52)

$$\Delta M_{t36} = 0,1 \times \frac{M_{sn36}}{n_{i36}} = 2,6 \text{ Nm}; \Delta L_{r36} \approx 0,13; L_{r36} = 2,5 \text{ J};$$

valori în care $\Delta \theta$ s-a considerat la limita min. din (3.51) pentru M36 și la cea max. pentru M12, apreciindu-se că la filetele mici ricoșeurile din impact dau oscilații mai sensibile.

O altă pierdere de energie, mai importantă, are loc datorită deformațiilor elastice ale elementelor de transmitere a cuplului de la mecanismul de impact pînă la piuliță sau șurub, deformații care revin după fiecare șoc, trebuie refăcute la următorul și deci energia respectivă se degradează de asemeni în căldură. Elementele defavorabile sînt minimum două și anume arborele de ieșire al MI și cheia : Se va considera deci acest minim de 2 elemente, deși frecvent mai intervine încă un element intermediar, Lucrul mecanic necesar deformării la torsiune a arborelui și cheii și care deci se pierde, se exprimă cu aceeași primă relație din (3.48), în forma :

$$L_{lde} = \frac{1}{2} M_{sn} \times \varphi = \frac{M_{sn}^2}{2R_T}; \text{ unde } \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_{ch}}, \text{ și} \quad (3.53)$$

în care:

$$\varphi = \frac{M_{sn} \cdot l}{G \cdot I_p}; R_a = \frac{M_{sn}}{\varphi_a} = \frac{G \cdot I_{pa}}{l_a}; R_{ch} = \frac{M_{sn}}{\varphi_{ch}} = \frac{G \cdot I_{pch}}{l_{ch}}; \quad (3.54)$$

Indicii "a" și "ch", se referă respectiv la arborele MI și la cheia, iar în calculul celor din (3.53) și (3.54), arborele este de obicei plin și cheia tubulară, deci momentele de inerție polare vor fi apreciate corespunzător. Se ține totodată cont că o MI cu impact acoperă totuși o gamă de cel puțin cîteva dimensiuni de filete și ca urmare la aprecierea dimensiunilor pentru J_{pa} se vor considera caracteristicile tîburilor mai frecvente, care acoperă filetele extreme ale LEA (adică M12 și M36) și evident o medie a dimensiunilor respective. Astfel (cu $G=8.10^6 \text{ N/cm}^2$)

- la M12, cu $d_a = 24$ mm; $l_a = 100$ mm ; $I_{pa} = 3,2$ cm⁴; $R_a = 25600$ Nm
 $l_{ch} = 80$ mm ; $d_i = 19$ mm; $d = 24$ mm; $I_{pch} = 2$ cm⁴; $R_{ch} = 20.000$ Nm
 și $M_{sn12} = 45$ Nm, se obține :

$$L_{1del2} = \frac{M_{sn}^2}{2} \left[\frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_{ch}} \right] = 0,09 \quad \text{J/l impact} \quad (3.55)$$

Pentru o înșurubare, considerînd $n_i = 30$ impact, rezultă :

$$L'_{del2} = L_{1del2} \times n_{i12} = 0,09 \times 30 = 2,7 \quad \text{J/l șurub} \quad (3.56)$$

- la M36 , cu $d_a = 38$ mm ; $l_a = 200$ mm; $J_{pa} = 20,4$ cm⁴; $R_a = 81883$ Nm;
 $l_{ch} = 100$ mm; $d_i = 55$ mm; $d = 65$ mm; $I_{pch} = 85$ cm⁴; $R_{ch} = 680000$ Nm și
 $M_{sa36} = 520$ Nm se obține (reținînd că $n_{i36} = 20$ imp), că :

$$L_{1de36} = 1,85 \text{ J.}; \text{ și deci } L_{de36} = L_{1de36} \cdot n_{i36} = 37 \text{ J/l șurub}; (3.57)$$

Totalul pierderilor de energie, de la mec. de impact, pînă la șurub inclusiv, rezultă din suma expresiilor sau valorilor de la (3.50), (3.52) și (3.56) cu (3.57), adică :

$$L_{p12} = L_{ts12} + L_{r12} - L_{del2} = 3,3 \quad \text{J/l șurub} \quad (3.58)$$

$$L_{p36} = L_{ts36} + L_{r36} + L_{de36} = 39,52 \approx 40 \quad \text{J/l șurub}$$

După cum se observă $L_{ts12} \ll L_{del2}$ și $L_{ts36} \ll L_{de36}$ și deci primele din aceste pierderi se pot practic neglija și că esențiale sînt pierderile prin deformații elastice ale arborelui și cheii, care prin rotunjire pot acoperi și pierderile în rotirea piuliței.

Referitor la pierderile L_{de} - prin deformații elastice ale arborelui și cheii - se menționează că s-a considerat destinderea completă a acestor elemente, în intervalul dintre două impacturi succesive. Intr-adevăr, conform oscilogramelor /3.12/ /3.14/, o deformare cu revenirea respectivă durează pentru un impact cca 3 - 10 milisec. MI cu impact, conform caracteristicilor producătorilor realizează aprox. 600 imp/min la cele pentru cca M36 și aprox. 900 imp/min la cele pentru cca M12, deci respectiv de la 10 imp/sec la 15 imp/sec. Acestea înseamnă că la un impact revine de la 0,1 sec la 0,067 sec., deci un timp mult mai mare decît cel care se dovedește prin oscilograme ca necesar pentru o deformare - destindere.

b) De la mecanismul de impact la șurub, se transmite însă și lucrul mecanic util, care a fost determinat la înșurubarea continuă - rel.(3.39) în acest paragraf. Deci energia totală, care trebuie furnizată de la mecanismul de impact, ținând cont numai de pierderile de mai sus, este :

$$E_{112}' = L_{p12} + L_{12} = 3,3 + 73 = 76,3 \quad 77. \quad \text{J/1 șurub} \quad (3.59)$$

și

$$E_{136}' = L_{p36} + L_{36} = 40 + 154 = 194 \quad \text{J /1 șurub}$$

Interesează însă determinarea energiei care trebuie furnizată la intrarea în MI. Pentru aceasta mai trebuie considerate pierderile la însăși realizarea impactului, pierderile în jocuri și în motorul de antrenare. În mecanismul de impact, conform /3.10/, pierderile sînt de 10 - 20 %. Se va admite minimum, adică $\eta_{imp} = 85 \%$. Deci valorile (3.59), devin :

$$E_{112} = 77 \frac{1}{0,85} = 90 \quad \text{J/1 șurub} \quad (3.60)$$

$$E_{136} = 194 \frac{1}{0,85} = 228,2 \quad 229 \quad \text{J/1 șurub}$$

Dar și aceste valori trebuie mărite, deoarece la MI cu impact au loc și pierderi în jocuri sau articulații. De asemeni după /3.10/, la trei jocuri (articulații) minim existente este de cca 10%, deci și (3.60) trebuie să devină :

$$E_{112} = E_{112} \cdot \frac{1}{0,9} = 100 \quad \text{J/1 șur. și } E_{136} = E_{136} \frac{1}{0,9} = 254 \quad \text{J/1 șur.} \quad (3.61)$$

Aceste energii trebuie deci să fie furnizate de către motorul de antrenare al MI cu impact și aceasta numai pentru strîngere, deci exclusiv faza de apropiere. Rezumativ deci, în [J]/șurub; :

$$\begin{array}{ll} \text{- la strîngere continuă:} & \text{- la strîngere cu impact} \\ L_{12} = 73; L_{36} = 154; & E_{12} = 100; E_{36} = 254; \end{array} \quad (3.62)$$

- Raportul respectiv al acestora este:

$$K_{12} = \frac{E_{12}}{L_{12}} = 1,34; \quad \text{și } K_{36} = \frac{E_{36}}{L_{36}} = 1,65; \quad (3.63)$$

adică înșurubarea cu impact, consumă cu cca 30 - 70% mai multă energie/1 șurub, decît strîngerea continuă, ceea ce la miliardele de șuruburi, ce se impune a fi strînse mecanizat, reprezintă o valoare apreciabilă. Chiar admițînd că aproximațiile au fost relativ mari, concluzia este totuși clară; strîngerea continuă, este o soluție sensibil mai favorabilă din p.d.v. energetic.

Se notifică, că în cele de mai sus, nu s-a considerat energia

necesară apropierii în gol - pentru M_{ag} - cu MI prin impact, deoarece, nu există caracteristici pentru această fază, iar efectuarea unor experiențe speciale era prea costisitoare și fără șansa de a modifica concluziile de mai sus, dat fiind faptul că M_{ag} este mult mai mic decât M_{str} - mediu,

c) Timpii efectivi pe care îi necesită înșurubarea cu impact, se pot deduce din frecvența medie de impact-nf a MI și din numărul de impacturi - n_1 , necesare în medie pentru un șurub. Astfel pentru:

- M12, media $nf=900$ imp/min și $n_1 \approx 35$ imp/l șurub

- M36 media $nf=600$ imp/min și $n_1 \approx 20$ imp/l șurub. Deci duratele efective : $\tau_{12ef} = 2,3$ sec și $\tau_{36ef} = 2$ sec ; (3.64)

Rezultă că duratele efective de strângere - fără faza de apropiere în gol, sînt practic egale la strîngerea continuă și la cea prin impact. Se remarcă însă, că în duratele de la (3.64), nu este inclus timpul de reglaj (sau cota parte) a MI cu impact pentru mărirea momentului de strîngere - M_{sn} și nici cel de control. Acești timpi, la strîngerea continuă sînt practic neglijabili.

d) Rapoartele de mai sus - exprimate final prin valorile (3.36) - între energia necesară la strîngerea cu impact și la cea continuă, se verifică în mare prin caracteristicile unor modele considerate perfecționate pe plan mondial.

Astfel pentru cazul MI cu AEL, la aceleași mărimi de filete, puterile instalate (ca valori medii) sînt :

- La M12, prin impact, puterea - $P_{mi} = 432$ w ; $\frac{P_{mi}}{P_{mc}} = 1,2$;

și prin strîngere continuă - $P_{mc} = 400$ w.

- La M36 prin impact, $P_{mi} = 1000$ w, $\frac{P_{mi}}{P_{mc}} = 1,05$;
la strîngere continuă $P_{mc} = 950$ w

Se observă că rapoartele sînt mai reduse decît cele din (3.65) deoarece toate cele cu AEL și strîngere continuă, au în plus, față de cele cu impact și reductoare cu roți dințate, a căror pierderi trebuie acoperite de electromotoare. Reductorul are evident mai multe transmisii (deci pierderi mai mari) la cuplurile mai mari, deci pentru filetele mai mari. Astfel de ex. la M36, pentru 950 w la 600 rot/min (model 2439-Bosch-Anexa A.2.9.), corespunde cu cuplu de 1,5 daNm; Cuplul maxim dat de MI respectiv este $M_{max} = 30$ daNm, deci raportul de reducere necesar ($i=54$), necesită trei trepte, și are un randament de cca 0,75, deci o pierdere de cca 25%, rămînîndu-se

bili $950 \times 0,75 = 712$ W. La MI cu impact cei 1000 W, ajung direct la mecanismul de impact (fără reductor) și deci raportul celor 2 puteri va fi : $\frac{1000W}{712W} = 1,4$, care se observă că este cuprins în intervalul precizat prin valorile (3.63). Situația este similară și pentru filete mai mici.

În cazul MI cu AHI, cu impact și continuu, determinând puterile prin Q_{opt} l/min și p_{min} daN/cm² (de ex. din tab.A.2.11) pentru M12 rezultă 3kW și pentru M36-9 kW. Neexistând date în literatură pentru strângeri continue hidrostactice, concretizate pentru mărimi de filete, s-au aproximat rapoartele (3.63) cu unele date ale modelului experimental realizat în cadrul lucrării (cap.6), rezultând valori de la 3 la 5 - pt.(3.63) - deci mult mai favorabile strângerii continue hidraulice, care nu mai are nevoie de reductoare.

MI cu APB, datorită randamentelor mai reușite ale pneumotoarelor, dau valori mai dispersate, ale rapoartelor puterilor pentru strângere cu impact și continuu. Având în vedere însă, randamentul mult mai scăzut al instalației pneumatice, pentru alimentarea motoarelor respective (ca. 3.1.1), efectul total energetic al soluției pneumatice este atât de scăzut, încât comparația între impact și continuu- din acest p.a.v. - își pierde din importanță. A. t fel după datele din /3.12/, MI pneumatică are o eficiență de 12 ÷ 15 ori mai scăzută în comparație cu cea electrică. Rezultă că este cazul în final, ca să se rețină comparațiile între AEL și AHI. Comparația acestora relevă avantajul AHI, iar calculele estimative din prezentul paragraf relevă evident avantajele incontestabile ale strângerii continue.

e) Referitor la comparația strângerii continue și prin impact, se mai relevă doi parametri care interesează situația concretă din cazul montajului la LSA, deci specific acestora.

Primul, este cel menționat numai la punct.c) de mai sus și anume al duratelor și totodată a frecvenței perioadei de reglaj a MI cu impact. În acest sens se consideră un singur stîlp, din modelul mai frecvent în RSR și care se va conține în viitor. Un astfel de stîlp necesită strângerea în medie a cea 6 mărimi de șuruburi, pe tot stîlpul. Însă tehnologia de montaj care pe tronsoane. Considerând (în avantajul impactului) că se execută strângerea unei mărimi de șurub la întregul stîlp, apoi se

reglează MI la altă mărime și din nou se strînge, și așa pînă la terminarea stîlpului, ar fi necesare cca 6 reglaje. Considerînd durata unui reglaj $T_{reg} = 2,5$ min, rezultă pe un stîlp un consum de cca 15 min. Dar o astfel de operație necesită un timp important pentru cca 6 "curse" ale operatorului în jurul stîlpului, ca timp auxiliar între strîngerii. Pentru una "cursă" (de cca 150 șuruburi) se apreciază o durată auxiliară de cca 30 min. Pentru 6 "curse", 3 ore. Total 3 ore + 15 min. Această "tehnologie", ar duce însă la "scăparea" strîngerii unora din șuruburi și totuși consumă cca 3 ore în plus. Dacă se efectuează reglajul la șuruburile unui tronson (cca 3 mărimi, pe tronson) și în medie la 5 tronsoane, se consumă cca 40 min. pentru reglaje, plus timpi auxiliari, de trecere de la un șurub la altul, de aceeași mărime, în cadrul aceluiași tronson. Deci și în această variantă, datorită șuruburilor diferite la LEA, se consumă tot cca 3 ore în plus. În această durată cu strîngerea continuă se termină un număr de cca 50 șuruburi în plus. Se relevă evident dezavantajul MI cu impact din p.d.v. al duratelor de reglaj, după mărimea filetului.

Al doilea parametru se referă la modul de obținere a strîngerii continue. Modelele existente pe plan mondial, realizează continuitatea de fapt din "porțiuni", cu unghiuri de cca $25^{\circ} - 30^{\circ}$. Comparăția cu impactul poate considera parametrii acestora sau parametrii soluției originale, prezentată în continuare în teză. Soluția din teză are superiorități în ceea ce privește durata strîngerii, dar chiar considerîndu-se modelele existente pe plan mondial, cu strîngerea continuă din însumarea "porțiunilor" de $25^{\circ} - 30^{\circ}$, concluziile rămîn în principal aceleași.

Cap. 4. DETERMINARI EXPERIMENTALE PREALABILE

4.1. Parametrii urmăriți prin măsurări.

Determinările cuprinse în acest capitol au ca obiectiv central, stabilirea unor parametri ai procesului de înșurubare, parametri prin care să se fundamenteze caracteristici de cercetare și proiectare a unui nou ansamblu de înșurubare.

Domeniul care a fost cuprins, s-a decis pe baze șuruburilor necesare asamblării stîlpilor metalici utilizați în construcția de LEA, adică asemeni celor din capitolele anterioare în gama de la M12 la M30. Măsurătorile concrete au urmărit să stabilească valori sau variații pentru cele ce urmează .

A) Cuplul de apropiere, în gol-Mag al piuliței pe tijă, des-^{unghiuri}pre care nu sînt date în literatură.

B) Cuplul de strîngere și anume:

- o valoare a cuplului nominal

- o valoare a cuplului maxim.

În legătură cu acestea se menționează că la lucrările de construcție a LEA în țară, de obicei nu se impun prin caietele de sarcini, valorile cuplurilor nominale de strîngere. În gama largă de la M12 la M36, frecvent necesare asamblării și unui singur stîlp, neprecizarea cuplurilor nominale ce trebuie controlate la montare, este un neajuns important, care conduce la o calitate scăzută a strîngerilor și deci la menținerea unei siguranțe mai scăzute a montajului. Au fost și cazuri, ca de ex. la interconexiunea sistemului nostru național cu sistemul Jugoslav, la care s-au impus valori pentru cuplurile nominale. Grupul Electromontaj Timișoara a efectuat lucrările de traversare a Dunării la Porțile de Fier I și II cu strîngerile la cupluri controlate riguros, conform unor valori impuse, care au fost și verificate. De asemeni în cazul construcției de LEA, pe care le executăm în alte țări (de exemplu în Iran), la asamblarea stîlpilor se utilizează numai șuruburi de M16, M18 și M20, în diferite lungimi și galvanizate. La acestea sînt indicate cuplurile de strîngere, conform normelor USA și anume - 7 daNm la șuruburile de M16, 9 daNm la șuruburile de M18, și 12 daN la cele de M20, valori considerate deci cupluri nominale.

Acestea se verifică şurub cu şurub cu ajutorul cheilor dinamometrice, care trebuie să indice cuplurile nominale de strângere stabilite. Verificarea se face şurub cu şurub la recepția preliminară și prin sondaj la cea definitivă.

Valorile cuplurilor de strângere se calculează la proiectarea tipurilor de stâlpi dar nu se indică tehnologia de strângere, predominând strângerea manuală. În consecință, trecându-se la strângerea mecanizată, se impune stabilirea condițiilor ce trebuiesc a se realiza la montaj, precum și a cuplurilor nominale necesare. În acest scop s-a urmărit să se testeze și modul de strângere manual de către personalul LEA, în baza experienței de zi cu zi ceea ce permite (cu personal bine format) să se obțină toleranțe reduse. Deci și acest cuplu a fost considerat ca un cuplu nominal, realizat în activitatea normală a unor operatori exersați.

C) Duratele operației de strângere și anume pentru strângerea de apropiere a piuliței pe tija şurubului și pentru strângerea la momentul maxim posibil. Se menționează că potrivirea piuliței pe tija filetată a şurubului, s-a efectuat prin încercări succesive, care au permis fixarea acesteia pe tijă, după care apoi a fost marcat timpul operației.

D) Curba $M_{str}=f(\theta)$, adică a momentelor de strângere, în funcție de unghiul de rotire a piuliței, și aceasta cu scopul de a se stabili natura curbei respective, până la obținerea valorilor momentelor nominale sau/și maxime.

În ceea ce privește duratele montajului (punctul C - de mai sus), Trustul Antrepriza Generală Electromontaj (T.A.G.E.M), a elaborat norme de timp și prețuri unitare /4.3/, pentru două categorii de stâlpi, precizați în Cap.1 al prezentei teze. (Stâlpii metalici sudați și stâlpii realizați pe repere libere). Astfel la stâlpii sudați pentru simplu circuit de 110 kV, tip ICN + 3 110112 în greutate de 2564 daN, necesitând la asamblare 386 şuruburi, corespunde o normă de timp de 48,70 ore. Pentru tipul SC + 9 110106 în greutate de 4533 daN, necesitând la asamblare un număr de 566 şuruburi s-a acordat o normă de timp de 83,95 ore (schițe a stîlpului în figura 1.2). La stîlpul pentru dublu circuit tip SN-3 110202, în greutate de 2793 daN, necesitând la asamblare 572 şuruburi corespund 64,30 ore (etc). Stîlpul cu lungime tip SC+9 110206 de 40 m. la o greutate de 6086 daN, necesită

la asamblare 814 șuruburi, i s-au acordat 115,50 ore. Aceste norme sînt prevăzute pentru strîngere manuală fără chei dinamometrice. In cazul utilizării cheilor manuale prevăzute cu clichet, norma de timp se corectează cu 0,9. La stîlpii realizați în soluția de repere libere, montarea cuprinde preasamblarea (realizarea de elemente spațiale singulare din repere libere) și apoi asamblarea definitivă. In cazul LEA de 400 KV și lungime de 44 m (de ex. la tip SN-6 400203 - SBC în greutate de 11164 daN necesitînd 1508 șuruburi sînt afectate la preasamblare - 107,15 ore, iar la asamblare 250 ore, deci o normă de timp totală de 357,15 ore. La tipul ICN+6 400213 SBC lung de 59,8 m și în greutate de 467 KN necesitînd la montaj un număr de 5158 șuruburi, norma de timp prevede la preasamblare 1149 ore iar la asamblare 766 ore, deci un total de 1915 ore. La stîlpul ICN+6 400213 SBC se prevăd pe baza a astfel de norme, la preasamblare 13.306,55 lei iar la cea de asamblare 8871 lei, deci în total suma de 22.177,55 lei la cca 11 operatori de diferite categorii. Montarea manuală limitează după cum se observă, în mod sensibil productivitatea muncii, singura posibilitate de îmbunătățire și aceea limitată - în condițiile montajului manual - fiind organizarea superioară a locului de muncă.

4.2. Metode de măsurare

Asamblarea stîlpilor metalici în prezent se realizează numai cu șuruburi semiprecise grupa 5.6 STAS 2700-69 și 6220-69. Stîlpii utilizați la construcția LEA, sînt zincăți la cald precum și stîlpi protejați anticoroziv prin vopsire. Șuruburile prezintă de asemenea aceste două forme. La lucrările din străinătate executate de către țara noastră se utilizează numai protecții anticorozive prin zincare. Acestea definesc deci condițiile de măsurare. Deci măsurătorile au fost efectuate la stîlpi zincăți, cu șuruburi semiprecise zincate, precum și la stîlpi sudați prevăzuți cu șuruburi brute STAS 2700-69 grupa 4.6, (neprotejate anticoroziv), cîteva locuri și condiții diferite, conform celor de mai jos.

a) În țară, în cadrul lucrărilor executate de Grupul de San-tiere Electromontaj Timișoara, la LEA 220 KV Reșița-Oțelul Roșu în anul 1976, efectuîndu-se măsurători la șuruburile de M12, M16

M20 și M24, câte 300 măsurători pe dimensiune. S-au utilizat chei dinamometrice cu sarcină maximă de 36 daNm, realizînd strîngerea prin clichet, cu un singur braț de 0,705 m lungime, fabricație RSR. Înainte de măsurători cheia dinamometrică a fost în prealabil etalonată conform STAS 7918-67 și a instrucțiunilor DMSI nr 187. Valorile buletinului de etalonare a cheii dinamometrice și respectiv caracteristicile metrologice ale acesteia sînt prezentate în tabela anexă A4.1, conform cu determinările Institutului de Metrologie Fil.Timișoara.

b) Un alt lot de măsurători au fost executate în Iran, în cadrul Antreprizei "Romelectro", în anul 1980 la construcția LEA 230 KV Teheran-Sahrud. Au fost efectuate câte 500 măsurători ale șuruburilor de M16 și M18 mm, utilizîndu-se următoarele chei dinamometrice: Cheia model 2622 C.Walter /4.2/ cu sarcina max. de 42 daNm, realizînd strîngerea cu un singur braț de 0,9 m și cheia dinamometrică model EVT 3000 A "britool" /4.1/ cu sarcina maximă de 33 daNm, avînd un singur braț cu lungimea de 0,825 m. Cheile au fost prevăzute cu senzor acustic la atingerea cuplului indicat.

Măsurătorile de mai sus, la p-ctele a) și b) au fost executate la șuruburi zincate.

c) Un alt lot de măsurători a fost efectuat la șuruburi brute, în anul 1975, la LEA 220 KV Timișoara - Arad, șuruburile fiind din OL37 și deci neprotejate. S-a utilizat cheia dinamometrică cu sarcina maximă de 50 daNm. Protecția urma să se execute după montaj prin vopsire. Stîlpi asamblați, au fost de construcție sudată.

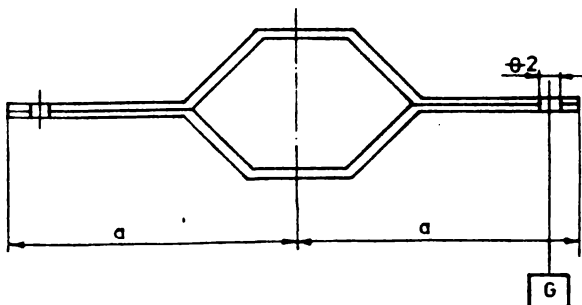


fig.4.1 Dispozitiv ptr.măsurarea- M_{ag} .

d) În cadrul laboratorului de Mașini-Unelte al cat. TCM Facultatea de Mecanică, a I.P."Traian Vuia" Timișoara, în care au fost efectuate următoarele determinări :

- măsurarea unghiului de rotire a piuliței din 5 în 5 grade

la strângerea șuruburilor M16, M18 și M20. S-au montat de repetate ori două gusee de stâlpi cu grosimea de 8 mm, tabla OL52. Au fost utilizate chei dinamometrice manuale și anume cu un moment maxim de 10 daNm, fabricație RDG și cu moment maxim de 36 daNm, fabricație RSR. Prin aceasta s-a ridicat o curbă $M_{str}=f(\theta)$.

- măsurarea momentului de apropiere în gol $-M_{ag}$. Pentru aceasta s-a folosit un dispozitiv special și care este prezentat în schița din fig.4.1. Dispozitivul a fost construit din două table de lungimi egale (a) care au fost rigidizate între ele. Partea mediană a avut forma hexagonală conformă cu mărimea piuliței șurubului la care se efectua măsurarea momentului de apropiere în gol. În părțile laterale ale brațelor au fost practicate câte o gaură de 2 mm, în care s-a introdus, un fir pentru fixarea greutăților de la 1 la 10 grame. Dimensiunea fiecărui dispozitiv a fost destinată mărimii șuruburilor de măsurat, deci mărimea (a) a variat între 55 mm la șurubul de M16 iar cea de 65 mm la cea de M24. Ideea de bază a dispozitivului prezentat, a constat în asigurarea unor greutăți proprii și distribuții a acestora, absolut egale pe cele două brațe. Prin aceasta greutatele de măsură au asigurat determinarea precisă a momentului care decida începutul rotirii piuliței pe șurub. Firul cu care s-au legat greutatele pentru măsură cu greutatea lor proprie au calculul momentului - M_{ag} .

4.3. Modul de lucru.

Pentru efectuarea măsurătorilor s-a procedat astfel conform celor ce urmează.

A) La LEA de 220 KV Reșița - Oțelul Roșu, s-a stabilit în cadrul lotului Brebu stâlpii la care se vor face determinările, pentru a se întruni 300 de măsurători.

- La un stâlp de tipul SN 220202 - 5 SC (stâlp de susținere), numărul de șuruburi la dimensiunile alese pentru măsurători a fost : M12 x 40 - 40 buc, M 16x50 - 133 buc, M 20x60 - 72 buc și M24x70 - 40 buc. În consecință, a fost necesară deplasarea la 8 stâlpi în cazul șuruburilor de M12 și M24.

- Pentru măsurători au fost folosite - cheia dinamometrică cu sarcina max.de 36 daNm, care a înregistrat erori ale indicației, datorate construcției chei prevăzută cu cadran, astfel (tabela A.4.1) :

la șurub M16x50 - 2,4%; la șurub M20x60 - 2,3%; la șurub M24x70 - 3,6%; Timpii au fost mășurați cu cronometrul.

Determinările au fost efectuate în luna Mai, pe timp frumos, cu soare, la stâlpi care au avut o poziție normală de asamblare.

Efectuarea propriu zisă a măsurătorilor, a constat în următoarele: Verificarea șuruburilor înainte de montaj, ținând cont că această linie a fost prima executată de Grupul Electromontaj Timișoara cu stâlpi galvanizați, de asemenea și șuruburile iar, acestea prezentau unele neajunsuri de zincare ca de ex. depuneri de zinc neuniforme pe părțile filetate ale tijei șurubului, și/ sau al filetelui inferior al piuliței. Ca urmare ele s-au selectat și s-au dispus în cutii metalice. Șuruburile s-au introdus apoi la locurile de montaj, iar piulițele au fost montate pe tija filetată, cu scopul înregistrării numai a timpilor efectivi de strângere fără a ține cont de timpii auxiliari, consumați la operațiile premergătoare. În continuare s-a procedat la efectuarea strângerii de apropiere a piuliței pe tija filetată a șurubului, realizată cu cheie manuală prevăzută cu clichet, având capul de cheie tubulară lungă (cca 60 mm) specifice LEA, pentru șuruburi de tijă lungă. Timpul efectiv realizat la cursa de apropiere, pînă ce șurubul s-a solidarizat cu pachetul, s-a cronometrat. La finele cursei de apropiere, s-a utilizat cheia dinamometrică pentru a se măsura o valoare a unui moment de contact - notat M_{stmin} - care s-a apreciat subiectiv după condițiile concrete ale strângerii manuale care urma.

Realizarea operației de strângere propriu-zisă, care a cuprins faza 1-a, realizată de operator cu o cheie prevăzută cu clichet, manuală. Strângerea a continuat pînă în momentul în care conform experienței operatorului, strângerea s-a considerat încheiată. Timpul efectiv a fost cronometrat. Acest moment, conform experienței operatorului, a fost denumit moment de strângere nominal. Acesta s-a apreciat de operator după simț, fără a se dispune la locul de montaj de chei dinamometrice care să poată servi la determinarea valorii momentelor de strângere. În faza 2-a, s-a urmărit determinarea momentului de strângere maxim, măsurat pînă la oprirea rotației piuliței apreciat astfel de operator, încît să nu aibă loc deformații plastice în filet. El s-a realizat cu cheie prevăzută cu clichet. Măsurarea s-a efectuat apoi cu cheia dinamometrică pentru a se cunoaște valoarea acestui maxim, timpul efectiv

a fost marcat pe cronometru. Timpul total realizat s-a cumulat din timpul pînă la realizarea momentului nominal, în prima fază și apoi în a doua fază cu timpul înregistrat pînă la momentul maxim apreciat (conform celor de mai sus) de către operator.

B) La LEA 230 KV Teheran-Sahrud-Iran, în anul 1980, în cadrul lotului Semnan, s-au efectuat măsurătorile la stîlpi de susținere de tip S1-S2 și la stîlpul terminal de tip T1, efectuîndu-se cîte 500 măsurători la șuruburile de M16 și M18.

- Pentru măsurători s-a folosit; cheia dinamometrică cu sarcina maximă 33 daNm, "Britool" care au înregistrat erori ale indicației la șurub de M16x40 - 0,5%, iar la șurub M18x50 - 1%; Timpii au fost măsurați cu cronometrul.

- Determinările au fost efectuate în luna iulie, numai între orele 6-10, deoarece ^{zona} Semnan este situată în centrul marelui deșert de sare al Iranului, iar temperatura după ora 11 se ridică la peste 40°C, influențînd măsurătorile. Poziția stîlpilor la care s-a efectuat măsurătorile a fost cea normală.

Măsurătorile au constat în cele ce urmează. Piulița s-a introdus pe tija filetată, cu scopul măsurărilor timpilor efectivi ai înșurubării. Cursa de apropiere a fost efectuată direct cu cheia dinamometrică, lucru permis de însăși construcția cheii, la care s-a adaptat capul de cheie tubulară lungă, specifică LEA, la dimensiunea șurubului de măsurat. Timpul efectiv de apropiere a fost măsurat cu cronometrul. Cursa de strîngere a cuprins 2 faze; Prima, s-a extins pînă la atingerea momentului de strîngere nominal, care în conformitate cu standardele americane, sînt indicate și controlabile. Momentul de realizat se fixa pe tamburul rotativ al cheii dinamometrice, și la obținerea lui, cheia emitea un semnal acustic de avertizare după care nu mai transmite valori suplimentare de strîngere. Paralel, cronometrul a înregistrat timpul efectiv consemnat la faza de realizare a momentului nominal. În continuare s-a procedat la obținerea momentului de strîngere maxim, măsurat ca valoare cu cheia dinamometrică, dar apreciat (ca și mai sus la punctul A) de către operator astfel ca să nu înceapă deformarea plastică a filetului sau tija șurubului. Timpul consumat și la această fază, a fost cronometrat.

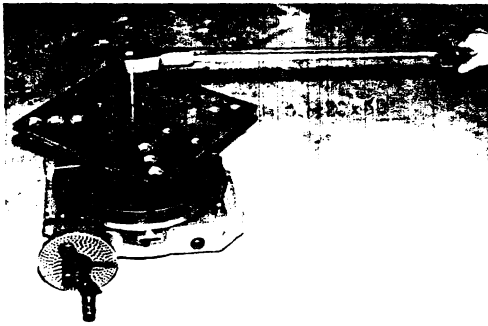
C) La LEA 220 KV, Timișoara-Arad, s-a procedat la alegerea calitativă a cîte 300 șuruburi necesare măsurătorilor. La șuruburile de M24, dintr-un număr de 348 șuruburi au fost selectate cele

corespunzătoare, iar la șuruburile M30 cele 300 au fost selectate din 337 bucăți. Aceasta deoarece au fost măsurate șuruburi brute OL37, care prezentau defecțiuni calitative ale filetelui și tijei.

Pentru măsurători s-a folosit o cheie dinamometrică cu cadran avînd sarcina maximă 50 daNm. Aceasta a înregistrat erori ale indicației după cum urmează : la șurub M24x70 - 3%; la șurub M30x90 - 5,5%; măsurătorile au fost efectuate în luna Mai, pe timp frumos, și la stîlpi cu amplasamente în terenuri normale. Metodologia de măsurare a fost cea aplicată la LEA 220 KV Reșița Oțelul Roșu descrisă la punctul 4.3.

D) Pentru a se determina valorile momentului de strîngere la diferite unghiuri ale rotației piuliței adică curba $M_{str} = f(\theta)$ a fost realizat un montaj care să asigure rotația piuliței cu cîte 5° . În acesta s-a utilizat o masă de divizare, care a permis mă-

surători suficient de precise. Montajul respectiv este prezentat prin fotografia din fig.4.2.



La determinările în scopul măsurării momentului M_{ag} , șurubul de măsurat a fost fixat într-o menghină cu ajutorul unei bride, în poziție corespunzătoare.

fig.4.2. Montaj pentru curba $M_{str} = f(\theta)$. Dispozitivului (prezentat în fig.4.1.) S-a montat peste piuliță. În continuare, s-a urmărit mișcarea dispozitivului care antrena piulița, cu ajutorul greutăților dispuse pe firul respectiv. La începutul mișcării piuliței, greutatea care a provocat-o a servit la calcularea momentului M_{ag} . Au fost măsurate șuruburi de la M14 la M24, și respectiv 10 măsurători de fiecare dimensiune.

4.4 Rezultatele măsurătorilor momentelor de strîngere maximă, înregistrate la LEA 220 KV Reșița Oțelul Roșu precum și a celor efectuate în Iran la LEA 230 KV Teheran-Sahrud, sînt prezentate în Histograme de distribuție a valorii momentelor de strîngere măsurate pînă la maximul precizat ca mai sus - adică astfel ca să se evite începerea deformației plastice, prag sesizat prin simțul și încercarea operatorului.

HISTOGRAMELE
de distribuție a valorii momentelor de
stringere șuruburi semiprecise zincate gr.5.6
a câte 300 buc. măsuratori

Figura 4.3 Șurub M12x40

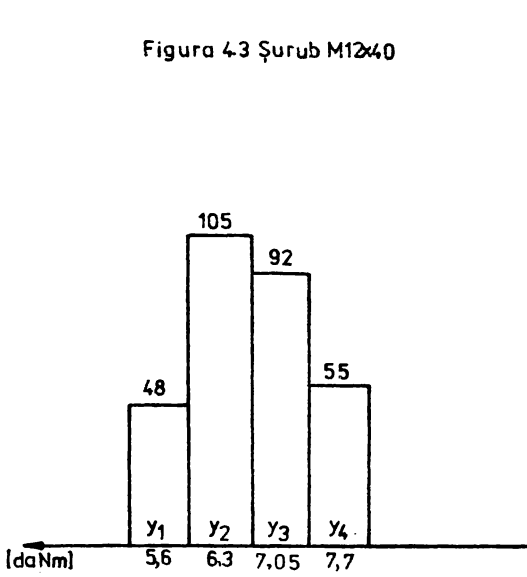


Figura 4.4 Șurub M16x50

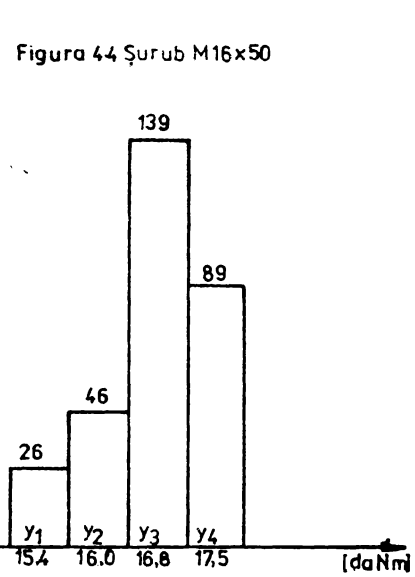


Figura 4.5 Șurub M20x60

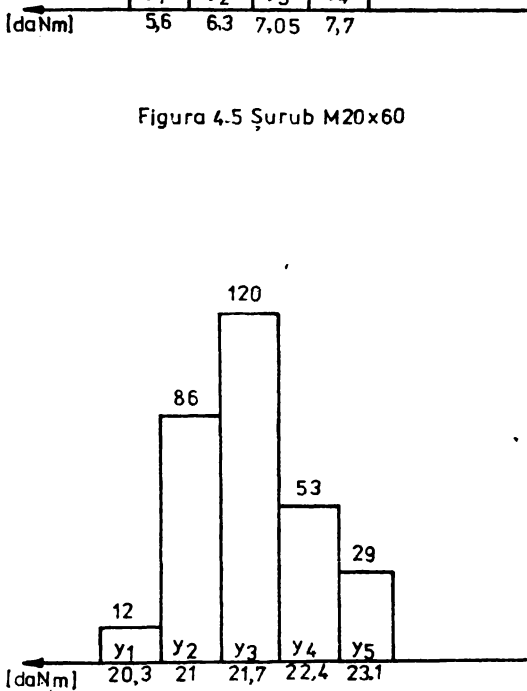
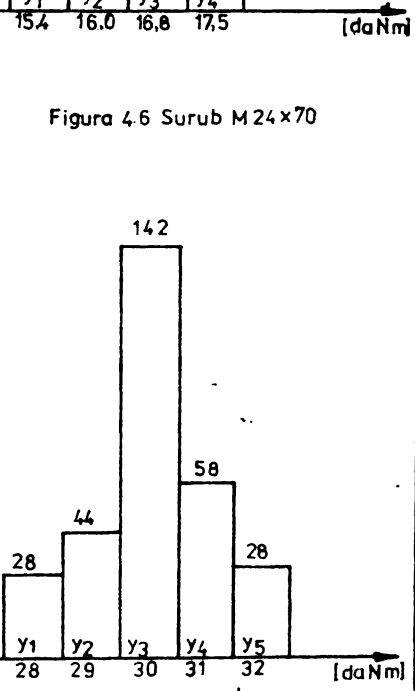


Figura 4.6 Șurub M24x70



SCARA: 20 de măsurători = 5[mm].

a) la LEA 220 KV Reșița-Oțelul-Roșu, câte 300 măsurători la fiecare dimensiune de șurub și anume în fig.4.3 Histograma pentru șurub M12x40 mm, în fig.4.4 Histograma pentru M16x50 mm, în fig.4.5 Histograma pentru M20x60 mm și în fig.4.6 Histograma de la M24x70mm;

b) La LEA 230 KV Teheran-Sahrud-IRAN, câte 500 măsurători la fiecare dimensiune de șurub, rezultatele fiind în fig.4.7 prin Histograma pentru M16x40 mm, și în fig.4.8 prin Histograma pentru M18x50mm;

HISTOGRAMELE
de distribuție a valorii momentelor de strângere
șuruburi semiprecise zincate gr.56 a câte 500
măsurători

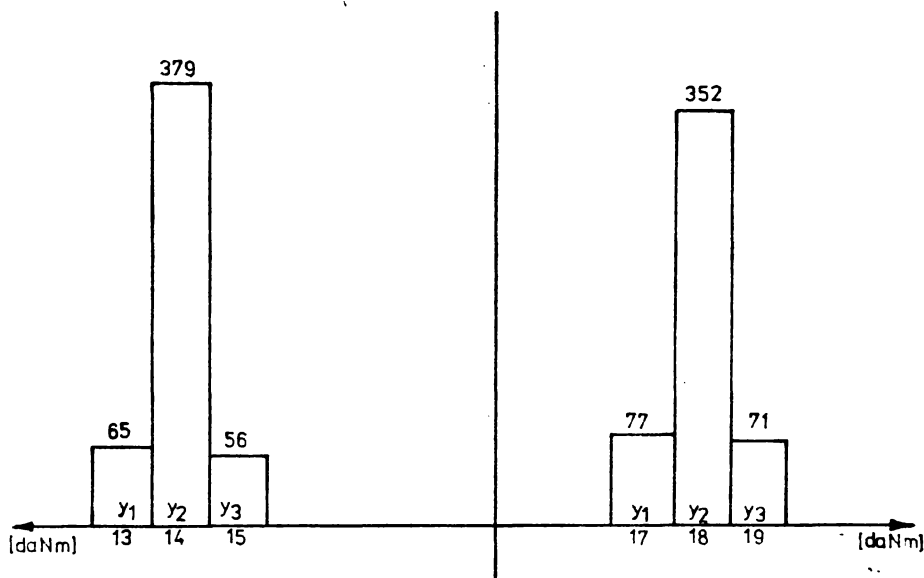


fig.4.7. Surub M16x40

fig.4.8. Surub M18x50

c) Diagrama momentelor de strângere în funcție de rotirea piuliței adică curba experimentată $M_{str} = f(\theta)$, ridicată în valori $\Delta\theta = 1^\circ$, deci suficient de exact este redată în fig.4.9, pentru M16, M18 și M20. Valorile M_{str} până la care s-a măsurat, au depășit momentul nominal - M_{sn} , apreciindu-se ca aproape de de strângerea maximă - $M_{str.max}$.

d) Diagrama variației valorilor momentelor de apăsare în gol M_{ag} , este prezentată în fig.4.10, în care este redată și curba trasată după relația teoretică demonstrată în cap.3, respectiv (3.3), fiind notată cea calculată și cea măsurată în laborator. La curba calculată s-au utilizat valori întrucâtva peste cele medii ale

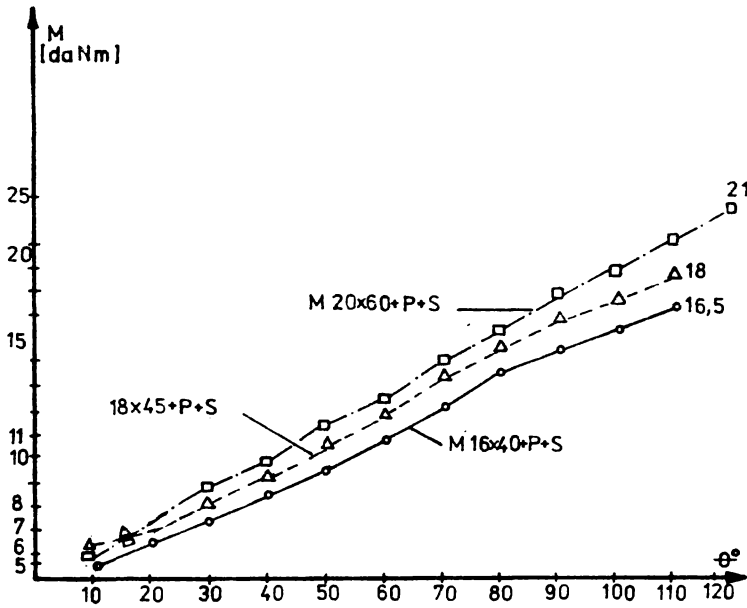


fig.4.9. Curba experimentală $M_{str}=f(\theta)$

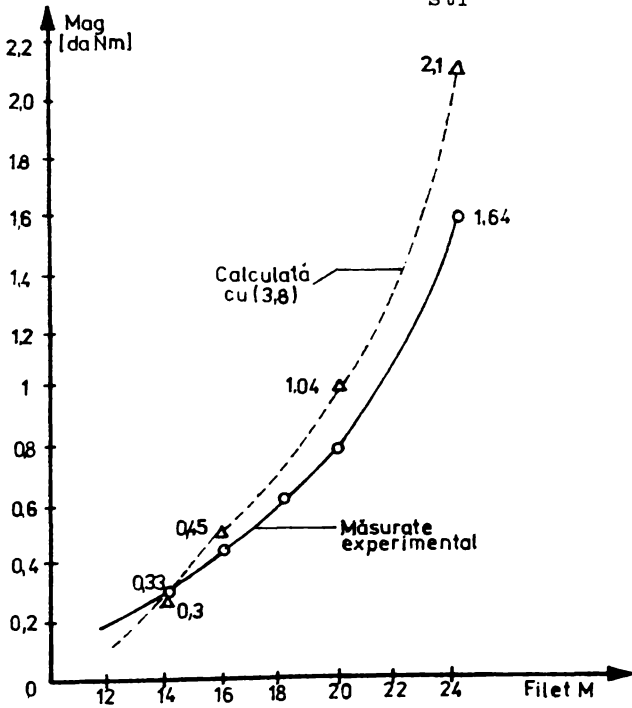


fig.4.10 Curbele M_{ag}

forței specifice de frecare- f_{sp} , avînd în vedere suprafața mai rugoasă a filetelor zincate.

d) Rezultatele măsurătorilor pentru strîngerea la momentul nominal M_{sn} , conform celor menționate anterior, adică pe șantierile LEA Reșița-Oțelul-

Roșu ; Timișoara-Arad și pe șantierul LEA Teheran Sahrud din Iran trecute în tabelul A4.2 din Anexa. Scopul acestora în ce privește, valorile realizate pentru M_{sn} corespund cu cele calculate (conform proiectării șuruburilor) și cu recomandări ale normelor străine, după care se face strîngerea pe șantierile din

străinătate ale R.S.R. În fig.4.11 se dau rezultatele acestor măsurători (atît din țară cît și din Iran), alături de curba momentelor M_{sn} calculate conform proiectării, adică pentru semiprecise grupa 5.6. Valorile măsurate se opresc la M24 (în țară) și la M18 în Iran, conform posibilităților de care s-a dispus pe șantier.

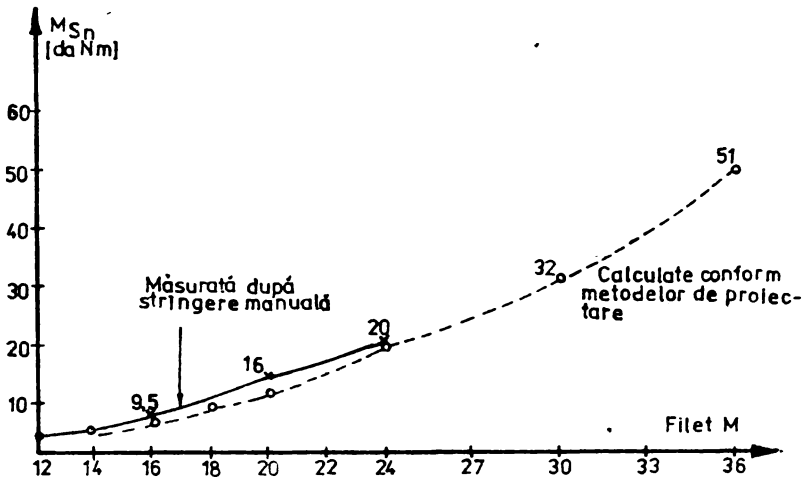


fig.4.11. Curbele M_{sn}

e) Rezultatele cronometrărilor duratelor efective de înșurubare pentru faza de apropiere și pentru M_{strmax} care cuprinde și momentul nominal- M_{sn} , sînt redade în tabelul A.4.2., din Anexe și ele vor servi la aprecieri comparative din p.d.v. a eficienței economice.

4.5. Concluzii

a) Din histogramele de distribuție ale valorii momentelor M_{strmax} prezentate în fig-le de la 4.3 la 4.8, rezultă că la măsurătorile întreprinse în Iran (fig.4.7 și fig.4.9) s-au obținut rezultate mult mai precise, și aceasta datorită clasei ridicate de precizie a cheii dinamometrice utilizate. În țară a fost utilizată cheia cu M_{strmax} 36 daNm, care are numai clasa a 5-a de precizie. Se observă încă a se mai determina dispersia mare a valorilor, datorită de fapt ^{cheii} dinamometrice de control. Concluzia care se impune, este aceea a necesității unei astfel de soluții a mijlocului mecanizat de strîngeri care să lucreze cu abateri minime de la un șurub la altul, respectînd valoarea impusă prin proiect.

b) În ceea ce privește curbele $M_{str} = f(\theta)$ - din fig.4-9 - concluziile au fost deja utilizate anticipat, în cap.3 par.3.2.3.2. Respectiv, în condițiile montării șuruburilor la LEA, curba $M_{str} = f(\theta)$ poate fi considerată aprox.o dreaptă.

c) Curbele M_{ag} - de apropiere în gol, calculate pe baza relației (3.8) și determinate experimental, atestă practic valabilitatea relației stabilite. Valorile teoretice (se observă) sînt întrucîtva mai mari, ceea ce însă s-a urmărit parțial prin mărirea aleasă a forței specifice - f_{sp} (cap.3). Acestea deoarece valorile M_{ag} , trebuie să servească determinării caracteristicilor de cuplu ale utilajului de înșurubat și care evident trebuie să dispună de oarecare rezervă, inclusiv pentru faza de apropiere, cu cupluri mici, dar în care variațiile mari ale rugozității suprafețelor zincate, în condițiile de șantier, impun necesitatea acestei rezerve.

d) Pentru momentul nominal - M_{sn} , cu rezultatele trecute în curba din fig.4.11, se deduce că strîngerile operatorilor, în unele cazuri au abateri de la valorile calculate prin proiectare. Totodată se știe însă că variază sensibil coeficienții de frecare și de asemeni au abateri și cheile dinamometrice cu care s-a verificat. Strîngerea pe baza "simțului exercitat" al operatorului, nu poate deci fi considerată cu erori sensibile, dar ea reclamă timp, este obositoare și necesită personal exercitat.

e) Duratele efective de înșurubare redată în tab.4.2. din Anexe se referă la M_{ag} ; M_{sn} și M_{max} , ele fiind cuprinse la șuruburi semiprecise de la un total de 44 sec (la M12) la 91 sec pt. M30. La șuruburile brute, durata totală înregistrată este de la 134 sec la M24 pînă la 149 sec la M30. Reiese că duratele cele mai mari sînt necesare la strîngerea șuruburilor brute, în comparație cu cele semiprecise. Duratele relativ mari, afectează cu valori sensibile prețul de cost realizat în procesele de montaj al stîlpilor la construcția LEA. Mecanizarea corespunzătoare a operațiilor de înșurubare va conduce inevitabil la reducerea normelor de timp și a prețurilor unitare (de ex.aprox.cu 30-50%), reducînd totodată duratele de realizare a LEA și permițînd importante economii anuale.

Cap.5. MODELUL EXPERIMENTAL REALIZAT

IN CADRUL LUCRĂRILOR TEZEI

5.1. Obiective și compunere a ansamblului

5.1.1. În scopul rezolvării mecanizării și automatizării operațiilor de înșurubare, în activitatea de construcții și montaje energetice, cu precădere în condițiile mobile din șantier pentru montajul LEA, s-a procedat prin lucrări prealabile la :

- Studiarea și întocmirea mai multor variante a soluției de ansamblu și constructive (cca 9 variante), pentru a se ajunge la soluția modelului care a fost decis pentru experimentare. Modelul respectiv răspunde în mare măsură condițiilor tehnice și tehnologice impuse unui ansamblu de înșurubare, specifice respectiv construcției LEA (detaliată în subcapitolul 3.1.) și posibilităților tehnologice ale unei întreprinderi de profil, ca potențială producătoare a acestui utilaj. Soluția pentru prototip, după cum rezultă din analiza și testarea modelului experimental, va dispune de perfecționări, care vor conferi ansamblului de înșurubare, posibilitatea ridicării nivelului funcțional - calitativ și tehnologicității.

- Completarea sau modificarea modelului experimental sau prevederea acestei posibilități, astfel ca să fie utilizabil în viitor la mecanizarea și a altor operații din cadrul sectorului de construcții și montaje energetice, prin utilizarea sursei și a motoarelor acționate hidrostactice. În acest sens se reamintesc : Lucrări de fundații, - de săpături și derocări, acționări de pompe pentru evacuat apa din gropi de fundații, - de compactare pentru pământ, apoi pentru montarea conductoarelor active și de protecție, pentru acționat prese de mufat conductoare, - foarfeci de tăiat conductoare, - foarfeci de tăiat profile OL, - duplexuri pentru găurit laminate, - fierăstrae pentru tăiat sau debitat, - cărucioare de transport pe șantier, - polizoare portabile, - prese pentru papuci și cleme, etc.

- Studiarea posibilităților ca modelul să poată fi generalizat pe ansamblul activităților de construcții-montaje de la noi din țară, construcții civile și industriale, transporturi feroviare și rutiere, exploatare petrolifere, adică în locuri în care

conține de asemeni rezervorul de ulei hidraulic al instalației, rezervorul de benzină al motorului de antrenare și totodată (în cavități separate) elementele comenzii centrale a ansamblului (electrice și electronice) comenzi închise în spații etanșe în interiorul cadrului sau șasiului respectiv. În acest mod se asigură implicit protecția blocurilor de comenzi, avantaj important deoarece GPH este destinat să lucreze numai în condiții de șantier în aer liber. Partea de putere hidraulică este prevăzută cu un panou hidrostatic, care cuprinde o parte din aparatul de execuție, protecție și control, necesar automatizării ciclurilor de lucru ale CIS-lui care este deci acționat de la distanța corespunzătoare lungimii furtunelor de presiune F (fig.5.1).

Furtunile F , de înaltă presiune (din cauciuc cu inserții metalice) au fost adoptate până la lungimi de cca 50 m. lungime dictată de necesitatea realizării înșurubărilor la toate îmbinările stâlpului metalic (S) ale cărui lungimi de obicei sînt în medie de 35 - 45 m. Pentru înșurubare, CIS-ul se poate fixa manual pe stâlpul metalic la diferitele poziții unde urmează a se realiza montaje prin șuruburi. Avîndu-se în vedere faptul esențial, că la pozițiile de montaj se utilizează șuruburi de diferite dimensiuni, CIS-ul, trebuie să corespundă tuturor mărimilor de filete prevăzute pentru LEA (respectiv de la M12 la M36), adică pentru asamblarea oricărui stâlp metalic complet. Șurubarile pot diferi chiar de la o poziție la alta cu mărimea a filetelui. De aceea introducerea cuplului nominal M_{sn} , de strîngere (diferit funcție de dimensiunea șurubului) are loc printr-un element simplu de tip potențiomtru instalate pe CIS și de la care prin semnal electric se comandă blocul electronic de pe GPH. Blocul electronic comandă automat și rapid reglarea presiunilor lichidului de alimentare, a hidromotoarelor de strîngere, corespunzător cu momentul M_{sn} prescris pentru filetul respectiv. În oricare poziție de înșurubare, este prevăzută fixarea capului portabil prin elemente de susținere care se pot fixa la elementele spațiale ale stâlpului aflat în montaj.

Soluția elaborată pentru construcția CIS-lui prevede două faze de lucru și anume : faza de apropiere în care este rotită piulița pe tija filetată a șurubului deci "în gol", cu un caplu redus, dar cu viteza ridicată după ce în prealabil a fost apozată

Manual pe șurub, este deci o fază premergătoare celei de strângere cu care se ajunge la un contact al piuliței și suprafețelor îmbinate - deci la M_{stain} (Cap.3). Faza de strângere propriuzisă, este caracterizată printr-un cuplu crescător, pînă la realizarea valorii momentului de strângere denumit și nominal- M_{sn} prescris pentru dimensiunea șurubului respectiv. Valoarea momentului de strângere trebuie fixată la începutul fazei de strângere cu ajutorul unui buton de pe CIS, la diviziunea corespunzătoare. Se precizează că etalonarea butonului conform mărimii cuplurilor de strângere se face direct trasîndu-se în jurul butonului diviziunile notate cu mărimile filetelor. Fiecărei diviziuni îi corespunde cuplul de strângere nominal - M_{sn} , stabilit la etalonare. Corespondența valorilor M_{sn} pentru anumite filete, se poate schimba relativ ușor.

Faza de apropiere în gol a piuliței pe tija șurubului se realizează prin acțiunea unui hidromotor rotativ de gabarit și cuplu mic. Finalizarea apropierei este sesizată de sistemul comenzilor prin care se oprește acest hidromotor. Sesizarea are loc prin valoarea presiunii lichidului de lucru, care se poate schimba conform mărimii șurubului respectiv. Comanda centrală a întregului ansamblu de înșurubare asigură în continuare trecerea automată a lichidului la faza de strângere propriu zisă a piuliței. Strîngerea se realizează la momentul M_{sn} prescris și fixat de operatorul O - fig.5.1, la începutul strîngerii sau al ciclului de lucru, conform etalonării de pe scala gradată a butonului respectiv.

Faza de strîngere este realizată prin acțiunea, unui hidromotor oscilant, cu simplă paletă (unghi. $< 360^\circ$). În cazul în care, nu se realizează strîngerea pînă la valoarea momentului nominal - M_{sn} , la finele primei curse active de strîngere, se comandă automat reversarea hidromotorului oscilant de la blocul comenzilor și astfel se repetă cursa de strîngere a acestui hidromotor oscilant pînă la atingerea valorii momentului M_{sn} (prescris) și cînd în mod automat se oprește oscilantul, strîngerea și deci ciclul de înșurubare fiind terminat. La așezare corectă a pieselor de montat, strîngerea are loc la o singură cursă activă a hidromotorului oscilant, unghiul necesar $\theta_1 < 360^\circ$ (cap.3). Rezultă că sarcina operatorului constă numai în a instala manual CIS-ul pe piulița de strîns, și în a instala la buton (dacă șurubul diferă de

precedentul) momentul M_{sen} (prescris) respectiv direct mărimea
șurubului, după care apasă un buton de pornire și ciclul înșuru-
bării decurge automat. Toate cele de mai sus, realizate de către
ansamblul de înșurubare schițat în fig.5.1, constituie performan-
țe care au prioritate în acest domeniu pe plan mondial și care nu
sînt încă depășite de alte realizări. Caracterul prioritar și de
noutate pe plan mondial este certificat prin acordarea celor trei
brevete de invenții România, pentru care numai la CIS (Capul de
înșurubat portabil - Brevet de Invenție România nr.80724), refe-
rințele bibliografice ale descrierii invenției cuprind opt breve-
te de invenție din USA, două brevete de invenții din Franța și 2
certIFICATE de autor de invenție din URSS.

5.2. Capul de înșurubat portabil (CIS)

5.2.1. Soluția de ansamblu a acestuia se descrie pe baza

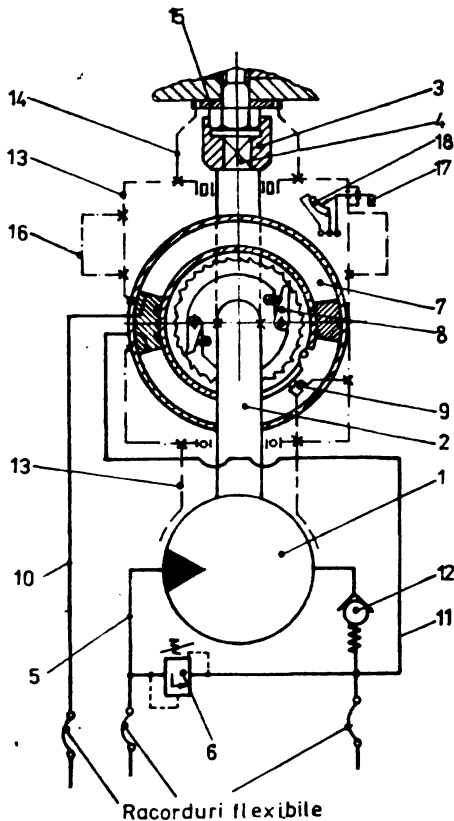


fig.5.2. Schema CIS-lui

schemei din fig.5.2. Sa per-
mite realizarea construc-
ției cu o greutate minia
(portabilă manuală), de
sau celal
tal, după cum se va expli-
cita în paragraful următor,
nu intervenit și conside-
ranta temperatură. Ca solu-
ție însă, pentru o greuta-
te minimă, elementele de co-
mandă incluse în CIS, sunt
sunt câteva și necesare
le cu greutate.

Micromotorul portativ 1
este cel destinat să rea-
lizazeze faza de apropiere
înșurubării piuliței pe
tija filetată a șurubului,
prin interacțiunea arbore-
lui 2. Pe ultimul se fi-
xează cheia schimbabilă
hexagonală 3, de dimensiu-
nea necesară.

Fixarea se face de o terminație pătură 4, care permite montajul facil al capetelor de chei tubulare, corespunzător mărimii și formai piuliței sau capului necesar a fi înșurubat.

Hidromotorul 1 rotește cheia hexagonală 3 pînă la terminarea fazei de apropiere în gol, cînd momentul rezistent la filet începe numai să crească, dar numai pînă la valoarea reglată - M_{stmin} prin care se asigură contactul piuliței și pieselor în montaj. Cînd comanda ansamblului de înșurubare sesizează că a fost realizată presiunea lichidului la faza de apropiere corespunzătoare valorii M_{stmin} pentru mărirea șurubului în montaj se transmite automat semnalul care execută oprirea acestui hidromotor 1.

Protecția ultimului la eventualele unde de presiune datorită inerției coloanei de lichid din furtunul de presiune 5 la oprirea sa prin distribuitorul aflat pe MPH, se realizează cu o supapă de descărcare 6 prin care surplusul lichidului scapă direct la ieșire. Această protecție poate intra în acțiune și la pornirea hidromotorului 1, în ffacțiunea de secundă necesară "dezlipirii" suprafețelor aflate în etanșare.

Prin sistemul de comandă, practic odată cu oprirea hidromotorului 1 pentru apropiere este pus în mișcare un hidromotor oscilant 7 construit inelar peste arborele de strîngere 2. Oscilantul 7 are cuplu suficient pentru realizarea strîngerii la momentul nominal - M_{sn} și aceasta la o presiune care nu depășește de cea nominală la filetul maxim, necesară hidromotorului rotativ 1. Cuplul - M_{sn} , cu valoarea prescrisă conform mărimii șurubului respectiv este cel care se instalează de către operator prin butonul cu gradații etalonate.

Hidromotorul oscilant (HMO) inelar 7 acționează arborele de strîngere 2 prin intermediul unui cuplaj de sens realizat de ex. cu clicheții 8, fie cu o altă soluție, cuplaj dispus pe arbore și în interiorul inelar al HMO-lui 7. La această fază de strîngere este inițial rotit și hidromotorul 1 ca urmare prin schemă hidraulică se asigură prin el o circulație a lichidului, evident la o viteză foarte mică. La strîngeri obișnuite HMO poate realiza strîngerea la valoarea momentului - M_{sn} , la un singur ciclu de funcționare, adică la o cursă activă mai mică decît cea 270° . Dacă totuși s-a epuizat unghiul și nu s-a ajuns la M_{sn} , prin semnalul de fine cursă de la microlimitatorul 9 și deci fără a se fi

ajuns la presiunea ce corespunde lui M_{sn} , se comandă revenirea, HMO-lui și realizarea unei noi curse active a acestuia, pînă se realizează cuplul nominal de strîngere - M_{sn} . Normal la acesta trebuie să se ajungă în cel mult a doua cursă activă a HMO, după care sistemul central îl oprește fiind fine de ciclu. Oprirea are loc în momentul în care s-a realizat presiunea de strîngere corespunzătoare momentului nominal - M_{sn} , prescris. Alimentarea cu debit sub presiune a HMO-lui, are loc prin conducta 10 (fig. 5.2), iar pentru reversare prin conducta 11. Supapa de sens 12 oprește intrarea lichidului destinat pentru reversarea HMO-lui în hidromotorul rotativ 1, .

Părțile fixe ale hidromotorului rotativ 1 și a celui oscilant 7, sînt solidarizate printr-o carcasă comună 13 și la care este de asemenea solidarizată o prelungire cilindrică 14 ce are la terminația sa frontală (căt-re șurub), o dințare asemeni unui cuplaj și prin care se fixează cu o rondea 15 sau o altă piesă asemănătoare avînd aceeași dințare la periferie, dar evident de "contrapiesă". Rondeaua 15 cu periferie dințată, se introduce sub capul șurubului sau piuliței de montat prin înșurubare sau se fixează în alt mod pe piesele de montat, iar în funcție de mărimea sa se schimbă și prelungirea 14. Prin înmoinarea dinților de la prelungirea 13 și rondeaua sau piesa dințată 15 se preia în totalitate, momentul de reacție al CIS-lui din procesul strîngerii. Operatorului îi revine deci numai sarcina, de a susține CIS-ul prin niște mînere 16 fixate la carcasa 13, pînă cînd îl fixează în poziția de înșurubare pe piulița de strîns și în piesa cîrăstă. Susținerea are loc numai în cazul în care nu este prevăzut, sau nu s-a recurs la elemente de susținere speciale ale CIS-lui direct pe elementele spațiale ale stîlpului metalic, a căror componente se asamblează în acel moment prin înșurubare. Soluția CIS-lui cu preluarea momentului de reacție are o deosebită importanță. Ea este aplicabilă însă numai strîngerii continue, deoarece îi conferă o superioritate netă față de strîngerea cu mecanisme de impact la care parte din momentul de reacție este preluat de către operator și dispozitivele de susținere, care îngreunează construcția MI.

Lîngă unul din mînerele 16 ale CIS-lui este dispus un buton rotativ 17. Prin acesta se reglează cu un potențiomtru 18

circuitele electronice, dispuse pe GPH și deci presiunile de alimentare ale hidromotoarelor, corespunzător cu mărimea filetului, înscrise direct pe scala acestuia, adică se citește și se reglează direct valoarea momentului de strângere pentru șurubul respectiv. Locul de așezare al butonului 17 corespunde razei de acțiune al degetului principal de la mîna operatorului, care deserveste CIS-ul.

5.2.2. Soluția constructivă, a fost prelucrată pentru a asigura înșurubarea continuă a piulițelor sau a șuruburilor în toată gama necesară la LEA, din țară, adică de la M12 la M36. O astfel de gamă foarte mare a acestui model experimental este posibil să nu fie necesară în viitor, ca urmare a tendinței de restrîngere a gamei șuruburilor utilizate, din considerente de aprovizionare și tehnologice. Ultimele se referă la faptul că nu există încă un CIS cu astfel de posibilități, respectiv cu o astfel de universalitate și totodată cu o flexibilitate practic totală, de care se bucură soluția elaborată prin prezenta teză. Deci deși această gamă de șuruburi aleasă poate fi exagerată chiar actualmente, modelul experimental s-a realizat cu o astfel de extindere a utilizării tocmai pentru a se verifica și practic valabilitatea soluției chiar și la game mai extinse de șuruburi. Ingustarea gamei se va putea deci efectua cu siguranță deplină. Totodată trebuie să se menționeze că respectiva gamă mărită a șuruburilor de strîns, a contribuit în parte la o supra-dimensionare a CIS-ului și deci s-a mărit greutatea proprie a acestuia, ceea ce constituie în forma actuală un inconvenient, la utilizarea sa pe șantier. Greutatea însă a ajuns mărită și datorită faptului că nu s-a dispus în mod operativ de componente corespunzătoare (care în prezent există) și că s-au admis mari rezerve în ce privește cuplurile, deoarece nu erau finalizate determinările experimentale prealabile și s-a impus adoptarea unor caracteristici (cupluri), care s-au dovedit cu rezerve prea mari nejustificînd deci mărirea gabariturii capului de înșurubat. La posibilitățile actuale, inclusiv pentru GPH (un motor termic mai mic și mai adecvat), cu componente hidrostactice pentru presiuni mărite (ca de ex. pentru 10MPa), gabarite și greutăți reduse (inclusiv hidromotorul rotativ), dispunînd de date certe și mai mici pentru momentele de strîngere și în final cu cerința unei game mai reduse

de ex.de la M16 la M20) va rezulta o reducere esențială a parametrilor funcționali ai CIS-lui (de ex.valoarea maximă a momentului de strângere ar fi de 250 Nm. deci un sfert din valoarea momentului maxim de strângere al modelului experimental realizat) și o scădere mult mai importantă (de câteva ori) a greutateii prototipului ce urmează a se executa, față de actuala greutate a modelului experimental. De aceea se consideră soluțiile constructive în fondul lor și nu în varianta de mărime realizată, deoarece

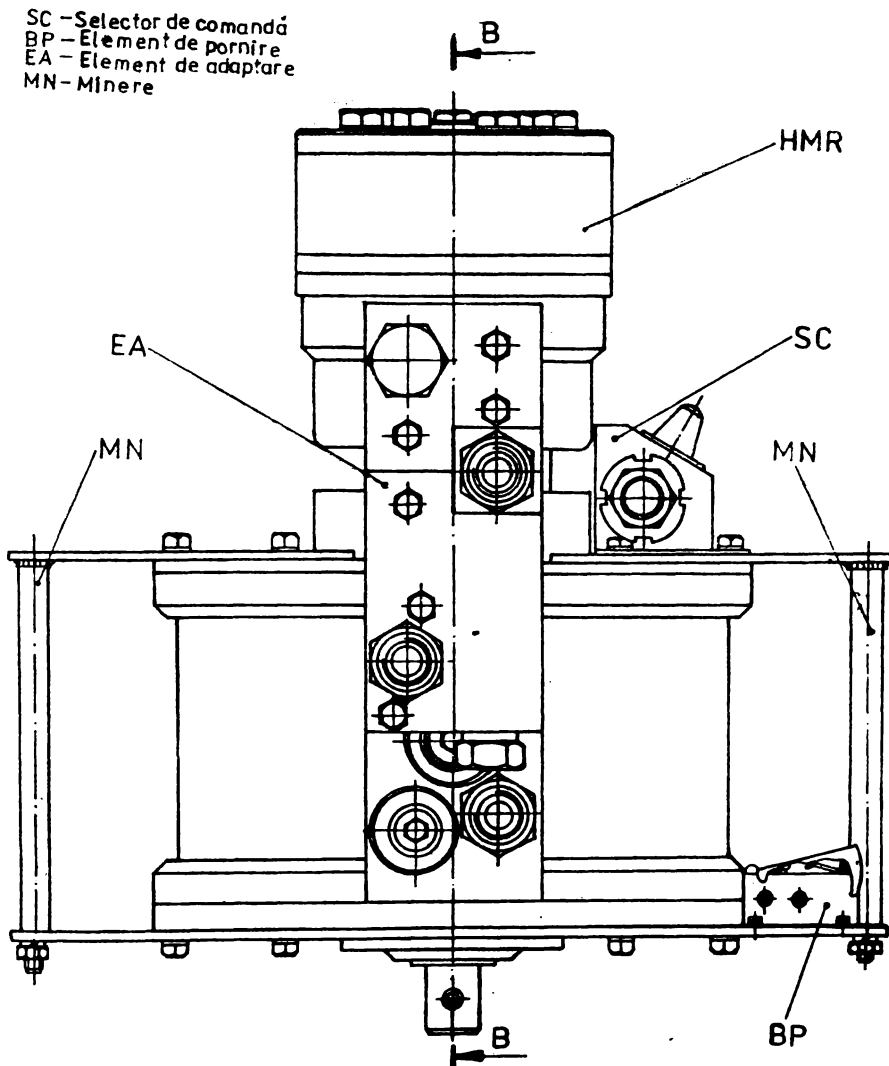
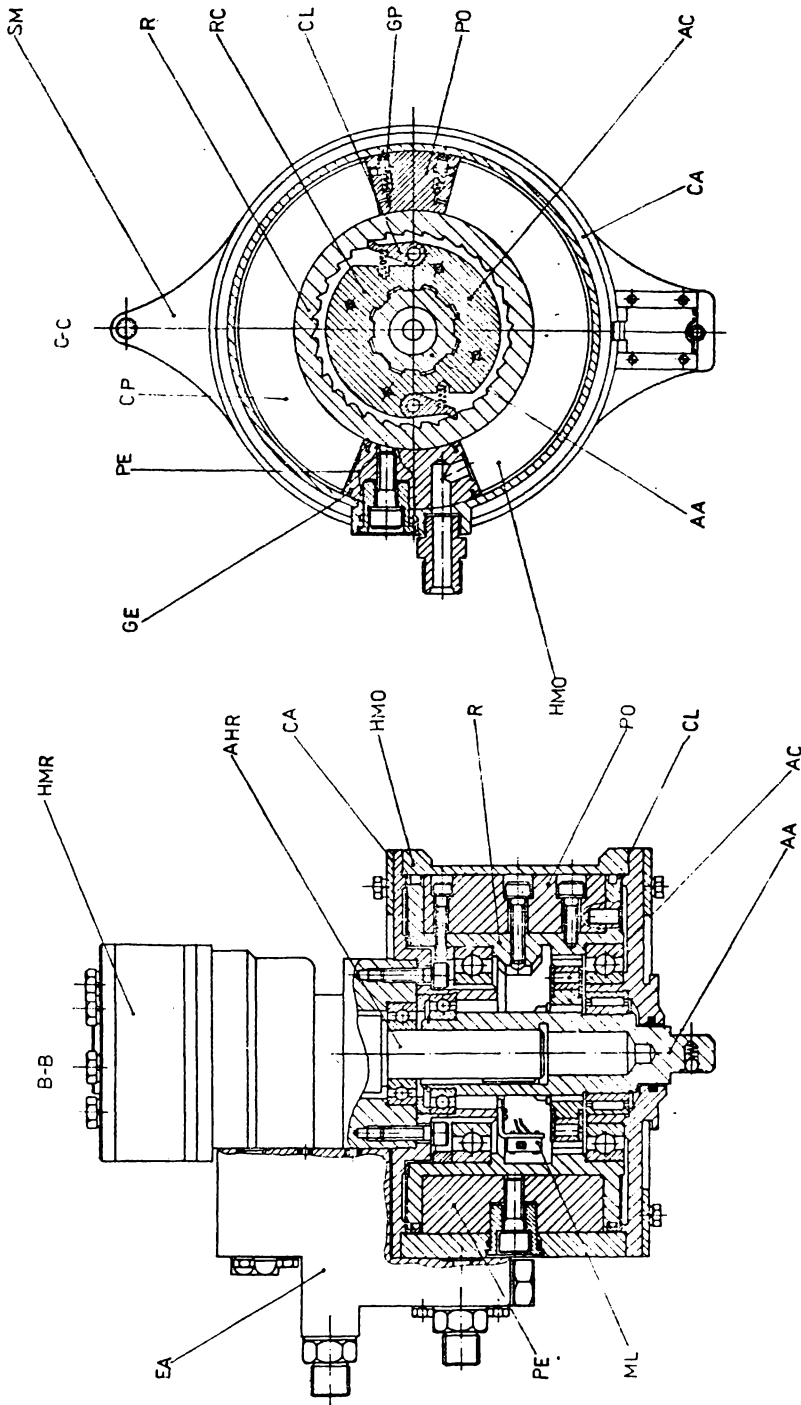


fig.5.3. Vederea exterioară a CIS-lui



- HMR - Hidromotor relativ
- EA - Element de acoplare
- HMO - Hidromotor oscilant
- AHR - Arbore de antrenare
- SM - Suporți
- GE - Garnitură piesă elanșare
- PE - Perete separator
- PO - Paletă HO
- R - Garnitură elanșare paletă
- R - Rotor

- RC - Roată conieală
- CL - Clichet
- AC - Arbore canelat
- AA - Arbore de prindere
- B-P - Element de prindere
- SC - Subansamblu comandă
- SRC - Subansamblu reversare ciclu activ

Fig 54. Secțiune B-B și secțiunea G-C de la C15

Obs. Secțiunea B-B este notată în Fig. 5.3

prin cele menționate se poate afirma pe baza de calcul că greutatea se poate reduce la max.5 - 6 daN. Este de asemeni posibil ca în viitor pentru șantierele din străinătate să se ceară 2-3 modele ale CIS-lui, respectiv pentru strângeri în game mai restrânse, ceea ce nu va mai constitui o problemă, date fiind verificările executate pentru modelul experimental în game mai mari.

Vederea exterioară a construcției CIS-lui este desenată în fig.5.3, iar fotografiile sînt în două vederi, respectiv în fig. 5.5 și fig.5.6 și anume în 5.5 o vedere laterală, iar în 5.6 una frontală. Din fig.5.3 se observă că hidromotorul rotativ HMR (notat cu 1 în fig.5.2), de construcție orbitală (producție indigenă), a fost asamblat central, după prelucrări exterioare necesare prinderii și legăturii conductelor conform schemei din fig.5.2.

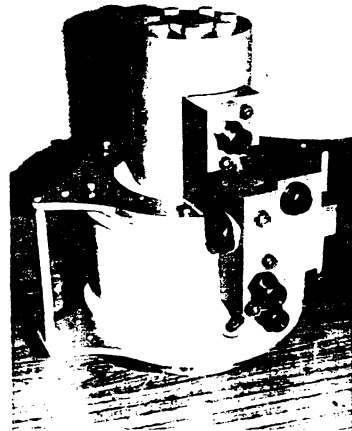
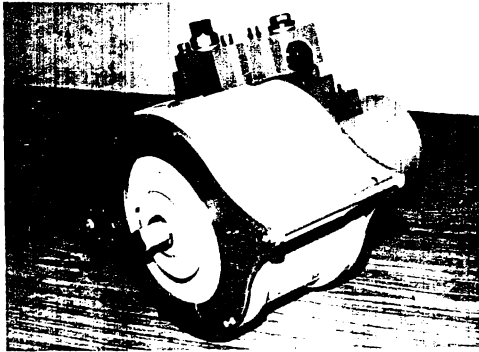


fig.5.5. Vedere laterală a CIS-lui
fig.5.6. Vedere frontală a CIS-lui

Arborele HMR-lui, notat AHR în fig.5.4, antrenează direct prin arborele AA cheia de înșurubat, mai întâi în faza de apropiere - deci cu M_{ag} , moment după care se alege HMR-ul orbital. Deși de turații joase, HMR-le orbitate au rapiditate suficientă pentru cursa de apropiere, iar cuplul relativ mare, asigură inclusiv momentul de contact M_{ctm} (cap.3) chiar cu cel mai mic model (tipul OMM /5.13/), care se va produce prin producție în țară (modelele mai mari se produc de către Intreprinderea "Steaua Roșie" București). Elementul SU, care poate fi denumit și selector de comandă, grupează (fig.5.3) butonul rotativ cu gradațiile directe ale mărimii filetelui (după care se stabilesc valorile M_{sn} ale momentului nominal de strângere-deci cel prescriș), precum și conexiunile conductorilor electrici, care

leagă CIS-ul de GPH. Pentru pornire, butonul BP se află imediat lângă unul din mânerele MN pentru susținerea CIS-ului de către operator. Conform celor din paragraful precedent, la terminarea fazei de apropiere de către HMR automat se trece la faza de strângere de către hidromotorul oscilant - HMO (fig.5.4). Acesta este construit inelar peste arborele de acționare-AA susținut de lagăre cu rostogolire. Hidromotorul oscilant - HMO este construit dintr-o carcasă cu alezaj cilindric, în centrul căreia se află arborele AA și concentric rotorul R pe care se fixează paleta PO a motorului oscilant HMO, paletă etanșată cu garnituri speciale - GP. Peretele separator -PE, care alunecă pe rotorul R, are o etanșare realizată cu garnituri elaborate în mod special -GE. Deci speciale, garniturile GP și GE au fost executate prin aşchiere, din teflon cu rezolvare deosebit de avantajoasă deoarece acesta pe lângă posibilitatea de a fi prelucrat prin aşchiere, este singurul material cunoscut al cărui coeficient de frecare nu depinde practic de viteza alunecării, inclusiv la viteză nulă. Aceasta permite ca să se controleze mai precis cuplul motor (de strângere), ce își menține efectiv valoarea numai în funcție de presiunea lichidului, fără a mai depinde sensibil de viteza unghiulară, care scade la finele strângerii, când se ajunge la momentul nominal M_{sn} . Paleta PO este solidarizată constructiv cu rotorul R. Acesta prin intermediul a doi clicheti -CL și unei roți canelate -RC, transmite cuplul motor la arborele canelat -AC, iar acesta arborelui de strângere -AA, concentric cu AC. CIS-ul este manevrat prin ajutorul a două mânere MN (fig.5.3) fixate în suportii acestora -SM (fig.5.4) și la rîndul lor solidarizați cu carcasa CA a motorului HMO. Când eventual strângerea nu ajunge la M_{sn} dintr-o singură cursă a paletii PO cu rotorul R, înainte ca paleta să oprească în peretele PO, este comutat microlimitatorul MI, prin a cărui semnal se comandă de la grup reversarea paletii PO. Când în camera de lucru sau de presiune CP, se ajunge la presiunea corespunzătoare momentului M_{sn} evident rotind PO cu R,RC,AC și AA-, prin comanda generată se comandă oprirea, deci terminarea ciclului.

Elementul de adaptare -EA (notat și în fig.5.3) este prezentat constructiv în fig.5.7. El are rolul de a dirija lichidul la hidromotorul rotativ (HMR) conform cu schema din fig.5.2. Construcți

supapei de sens unic se vede în secțiunea C-C din fig.5.7. Ea are rolul de a opri, intrarea lichidului în HMR la ciclul de reversare al oscilantului HMO. Supapa de descărcare este cu o construcție adaptată cazului concret și care este redată în secțiunea E-E (fig.5.7). Rolul său a fost prezentat în cadrul soluției de principiu a CIS-lui, deci în legătură cu fig.5.2.

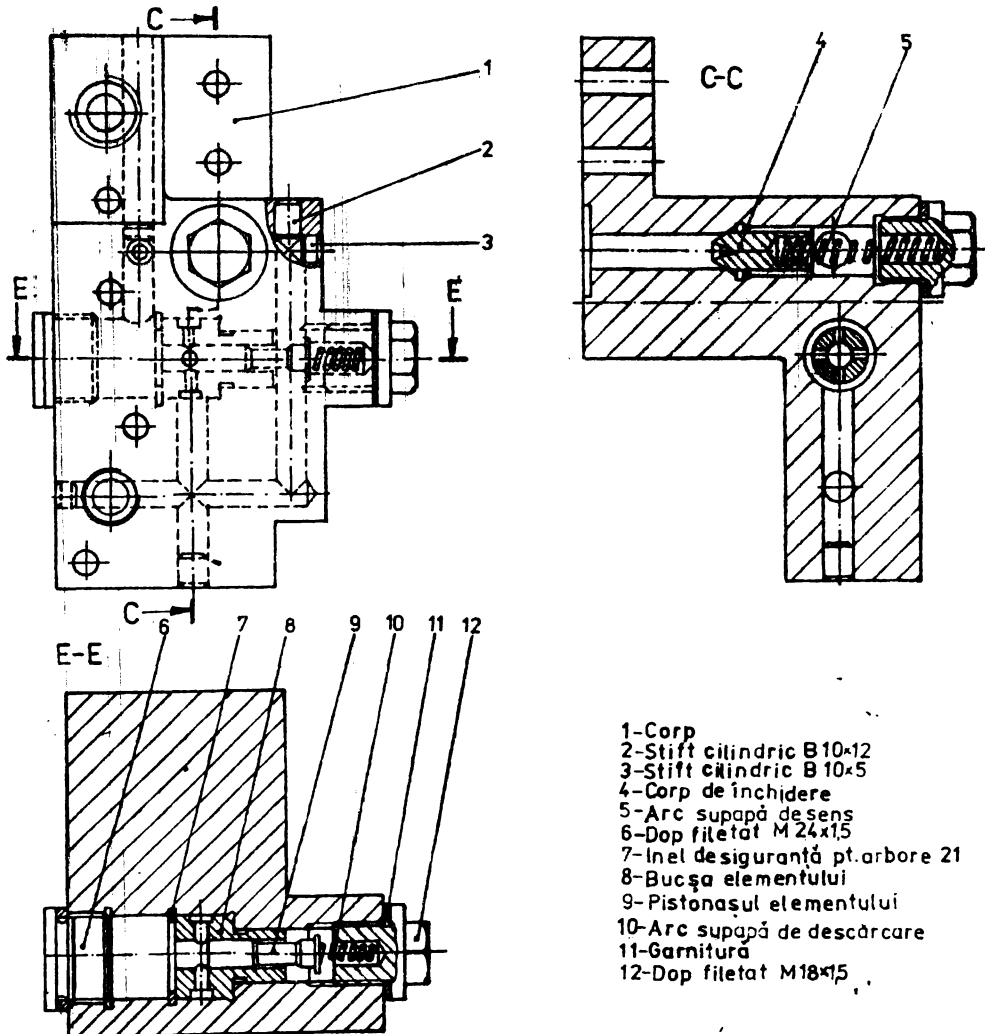


fig.5.7. Elementul de adaptare

Adaptarea construcției a fost dictată de considerentele tehnologice și de fabricație, deoarece o supapă tipizată nu era posibil de utilizat (gabarit, greutate mare, etc.), dar totodată se impune reducerea

costurilor de execuție. Ca urmare s-au adoptat elementele 3 și 9 din alte produse realizate în țară în serie și cu completări mai puțin costisitoare s-a realizat supapa corespunzătoare. În funcționarea acestei supape de descărcare (poz.6 în fig.5.2). Datorită inerției sau rapidității de reacție eventual relativ mai redusă decât ar cere o dinamică perfectă în faza deschiderii, hidromotorul rotativ 1 (fig.5.2) va realiza un moment M_{stmin} , pentru contactul piuliței cu piesele, întrucâtva mai mare (cu cca 10 - 15 %), dar după cum s-a constatat și în mod experimental, această eventuală depășire nu provoacă decât o oarecare reducere a duratei fazei de strângere ceea ce este favorabil. Greutatea redusă a elementului 9 (fig.5.7) asigură însă evitarea oricărei ajungeri la momentul maxim admis la EMR de apropiere, ceea ce și constituie de fapt rolul său. Totodată însă, adaptarea menționată îi asigură oricum o rapiditate mai mare decât la supapele tipizate, ceea ce justifică și din acest punct de vedere rezolvarea sa constructivă mai deosebită.

În ceea ce privește hidromotorul oscilant HMO (fig.5.4) momentul motor de la paletă se transmite la arborele de strângere AA prin rotorul R clicheții CL și canelura dintre AC și AA, cu forțe tot mai mari, deoarece se reduce treptat brațul acestora. Mărirea corespunzătoare a forțelor, solicită evident crescând suprafețele pe care acestea acționează. De aceea din p.d.v. al construcției este importantă asigurarea rezistențelor de contact la clicheții CL și la canelura dintre AC și AA. Aceasta s-a rezolvat pe baza calculelor organologice cunoscute, dar totodată s-au ales toleranțele la pașii dinților de clichet, între urșii de reazem a clicheților și pașii la canelură, plecând de la considerentul divizării cât mai egale a sarcinilor în urma unor deformări de contact diferite datorate totuși faptului că toleranțele nu pot fi nule chiar la clasele cele mai precise.

5.2.3. Preluarea momentului de reacție, foarte importantă în deosebi la strângerea șuruburilor mai mari - cum sînt, în cazul LEA - a necesitat o prelucrare constructivă mai deosebită în sensul că a fost necesar să se introducă un element de noutate. În paragraful 5.2.1, s-a menționat pe scurt schema de principiu a unei variante inițiale preluată din literatură /5.18/, urmărindu-se numai relevarea existenței unei rezolvări. Se poate afirma

că pînă la existența acestora, înșurubarea cu strîngerea continuă prezintă dificultăți deosebite în preluarea momentului de reacție mai mare, ceea ce se consideră o cauză reală a răspîndirii predominante a MI cu impact și a variantelor chiar mai complexe de preluare a reacției la unele modele de MI continuu cu hidromotoare dar lineare /5.14/.

Soluția din /5.12/ se explică prin fig.5.8. În cazul A, momentul de frecare sub capul 1 al șurubului $-M_{cp}$ este considerat egal cu cel dintre suprafața frontală a piuliței și rondeaua dințată 2, și care la rîndul său este de obicei mai mare decît momentul de frecare $-M_{ff}$ pe filetul dintre șurub și piuliță. (Se mai știe că suma celor 2 momente de frecare-pe filet și sub piuliță - constituie în fond momentul util de strîngere a șurubului). Ca urmare dacă carcasa l3a CIS-lui (fig.5.2) este solidarizată printr-o prelungire l4 cu dinți, la rondeaua dințată 15 (în fig.5.8 notată cu 2), piulița se poate roti prin preluarea momentului de reacție de către rondeaua dințată 2 (fig.5.8), care formează asemenea suprafeței frontale a capului, un moment de frecare cu piesa $-M_{rp} \geq M_{cp}$, soluția se bazează deci pe inegalitatea :

$$M_{rp} \geq M_{cp} > M_{ff} ; \quad (5.1)$$

În mare, inegalitatea de mai sus-(5.1), este reală. Întrădeavăr, considerînd relația cunoscută /5.6/, (utilizată și în paragraful 3.2.3.2) și anume :

$$M_{ts} = Q \frac{d_m}{2} t_g (\alpha \pm \vartheta) + \frac{2}{3} Q \mu \frac{R_{ex}^3 - r_g^3}{r_{ex}^2 - r_g^2} = M_{ff} + M_{cp}; \quad (5.2)$$

Prima parte, adică expresia pentru M_{ff} a fost explicitată pentru (3.4). În a doua - pentru M_{cp} , s-a notat cu :

μ - coef.de frecare între suprafața frontală a piuliței și rondea sau piesă ;

R_{ex} - raza exter. a suprafeței de contact la capul(sau piulița) șurubului;

r_g - raza interioară a suprafeței de contact la capul(sau piulița) șurubului;

Se observă că r_g - este de fapt raza găurii în care intră tija șurubului.

În form pârții a doua din (5.1), trebuie deci în primul rînd, ca:

$$M_{ff} < M_{cp}; \text{ sau } Q \frac{d_m}{2} \text{tg}(\alpha + \beta) < \frac{2}{3} Q \mu \frac{r_{ex}^3 - r_g^3}{r_{ex}^2 - r_g^2}; \quad (5.3)$$

Considerînd strîngerea, deci $\text{tg}(\alpha + \beta)$ și $r_m = 0,5d_m$, din (5.3) se obține :

$$r_m \text{tg}(\alpha + \beta) < \frac{2}{3} \mu \frac{r_{ex}^2 + r_{ex} \cdot r_g + r_g^2}{r_{ex} + r_g}; \text{ Ori } r_{ex} \approx d;$$

$r_g \approx 0,55 d$ și $r_m \approx 0,45d$, deci înlocuind se obține :

$$0,45 \cdot d \cdot \text{tg}(\alpha + \beta) < \frac{2}{3} \mu \cdot \frac{d^2 + d \cdot 0,55d + 0,303d^2}{d + 0,55d}; \quad (5.4)$$

din care, efectuînd toate operațiunile și simplificările rezultă:

$\text{tg}(\alpha + \beta) < 1,77\mu$; (5.5) condiție pentru orice combinație de va-

luri ale lui μ , α și β ; Ori: $\mu = 0,15 - 0,3$ (oțel pe oțel) iar

$\text{tg}(\alpha + \beta)$, pentru $\beta_{max} = 23^\circ$ (par. 3.2.3.2) / 5.5/, sau mai exact

$\beta_{max} = 23^\circ 42'$ și $\alpha_{max} = 3^\circ 30'$ (unghiul elicei la LEA sînt file-

te metrice normale), rezultă : $\text{tg}(\alpha + \beta) = 0,514$ și deci cu

$\mu_{min} = 0,15$, condiția (5.5) devine: $0,514 < 1,77 \times 0,15 = 0,2655$,

ceea ce este evident inexact, pentru valori μ , α și β întru totul

posibile în condițiile de șantier, la LEA. Altfel spus soluția

oferită de /5.18/, nu are va-

labilitate generală. De alt-

fel, fără a da detalii, firma

însăși recunoaște că mai sigura

este soluția B din fig. 5.8,

pentru care ar fi și norme în

SUA (anume ASTM-A325 și ASTM-

A490). Se observă însă că so-

luția este complicată, ridi-

cînd prețul de cost prin exe-

cuția dinților sub cap și a

canalului la șurub (B-fig. 5.8)

și în ansamblu prin consumul

de rondel crestate, mai groa-

se și mai scumpe decît cele

rotunde și plate. Posibilita-

tea practică a nerespectării

inegalității (5.5), a fost ve-

rificată și experimental.

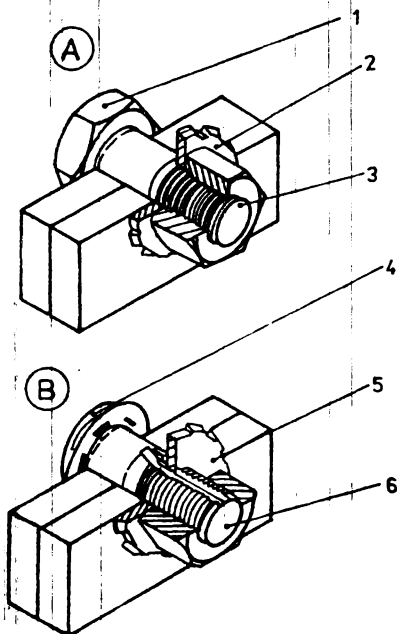


fig. 5.8. Montajul cu rondel crestate

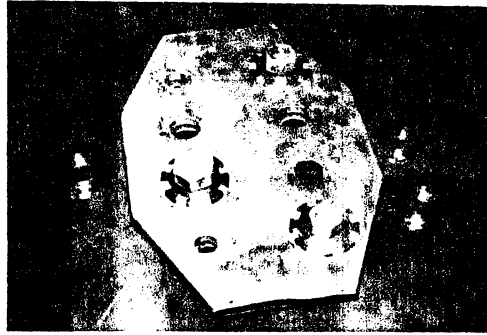
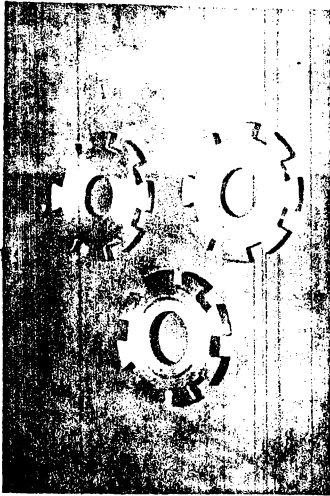


fig.5.11. Montaje cu rondelile crestate

fig.5.9. Rondelile crestate

fig.5.10. CIS-ul având prelungirea cu dinți



În fotografia din fig.5.9 se văd rondelile realizate, cu grosimi care cresc cu filetul de strâns, în fig.5.10, cheia plasată peste șurubul ce urmează a fi strâns și în fig.5.11, parte din montajele realizate experimental, cu rondelile crestate. Din experimentări, a rezultat că în deosebi la șuruburile mai mici (de ex. M12, M16) se impunea o preluare suplimentară a cuplului de reacție. Este evident că în condițiile de lucru la LEA, care se deduc din fig.1.1, nu

poate conta pe o mărire importantă a productivității muncii, decât un al doilea operator ar fi necesar pentru a "ține contra" și în plus consumul de oțel suplimentar prin rondelile crestate, chiar la soluția B (fig.5.9). Ultima ar putea eventual (dar nu absolut sigur în condițiile de la LEA) să se lipsească de operatorul suplimentar, dar menține consumul de oțel și costul mai ridicat la fiecare șurub. Deaceia s-au elaborat soluții constructive pentru preluarea momentului de reacție, care să elimine

dezavantajele menționate la soluția oferită de /5.18/ de altfel pe piața S.U.A., avînd caracter de nouitate.

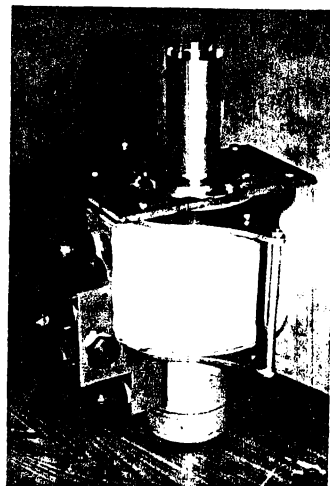
Soluția constructivă ^{elaborată} menține prelungirea rigidizată cu carcasa CIS-lui, prelungire fotografiată separat în fig.5.12. și apoi



fig.5.12. Fotografia prelungirii

fig.5.13. Fotografia prelungirii

montată pe carcasa CIS-lui
montată pe CIS, în fig.5.13. Dințarea
frontală a prelungirii, nu se mai cu-
plează însă cu o rondea crestată, ci cu un braț avînd creștări



similare, însă interioare. Desenul unui "braț simplu", este redat

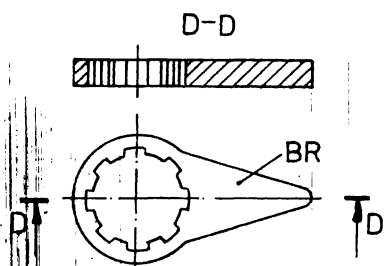


fig.5.14. Braț simplu.

sînt cazuri frecvente la montajul LEA.

Brațul simplu, fiind "neechilibrat", provoacă solicitări trans-
versale (nepericuloase) la șuruburile respective. De aceea el a
fost prevăzut pentru utilizare numai în cazurile în care nu este
posibilă utilizarea unui braț denumit "dublu" de prelucrare a

în fig.5.14 și el constituie un
echipament utilizat ca și prelung-
girea la toate mărimile de șuru-
buri ce corespund CIS-ului, fiind
dimensionat asemeni prelungirii
pentru piulița maximă. Deci se
schimbă odată cu cheia. Brațul
BR se așează pe eclisă astfel ca
să se oprească într-un alt șurub,
după cum se vede în montajul din
fig.5.15, sau în peretele unui
cornier ca în fig.5.16. Acestea

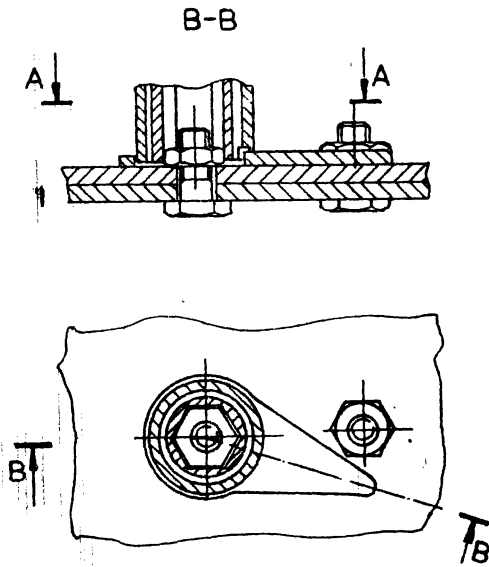


fig.5.15. Braț simplu rezemat în șurub

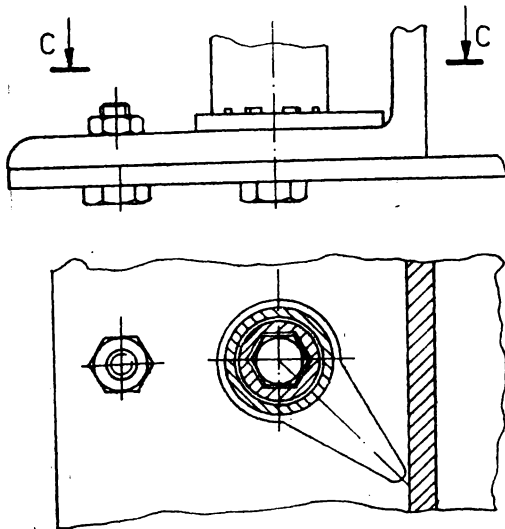


fig.5.16 Braț simplu rezemat în cornier.

momentului de reacție. "Brațul dublu", elimină practic solicitările transversale ale șuruburilor de pe eclise și evident se și așază mai ușor de către operator. Montajul cu un braț dublu este desenat în fig.5.17. Se observă că dispunerea în rînduri a șuruburilor nu este tocmai frecventă. De aceea "brațul dublu" a fost realizat montabil la diferite unghiuri a brațelor, așa cum rezultă din fig.5.18. Remontarea se execută datorită înbinării pe dinții triunghiulari înrunți, așa cum rezultă din detaliul B (fig. 5:18). Practic, în funcție de construcția stîlpului,

operatorul își preia în forma de braț udecvat (în caz extrem ambele) și are deci asigurată preluarea momentului de reacție cu o siguranță deplină.

Se pot astfel menține șuruburile normale, utilizate în prezent, iar brațele fac parte din echipamentul CIS-lui, a cărui carcasă urmează să se execute în mod normal împreună cu prelungirea.

Desenul așezării CIS-lui cu prelungirea, șurubul, cheia și brațul corespunzător situației se vede în fig.5.19, în forma în care a fost experimentat. Pentru prototip, forma grelungirii va fi evident finisată corespunzător, constituind de fapt un perete al carcasei.

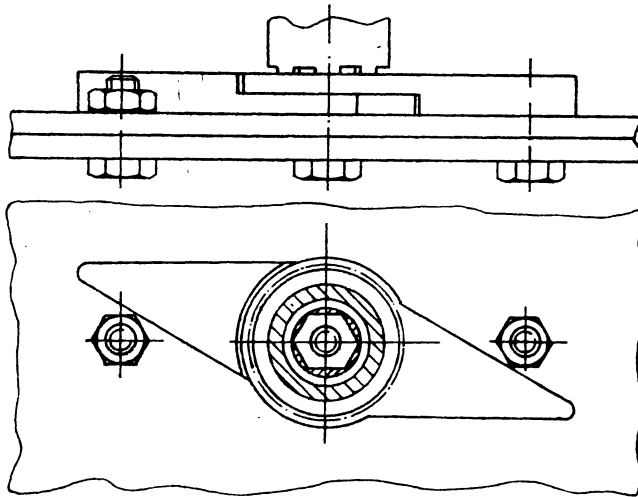


fig.5.17. Braț dublu între șuruburi în linie

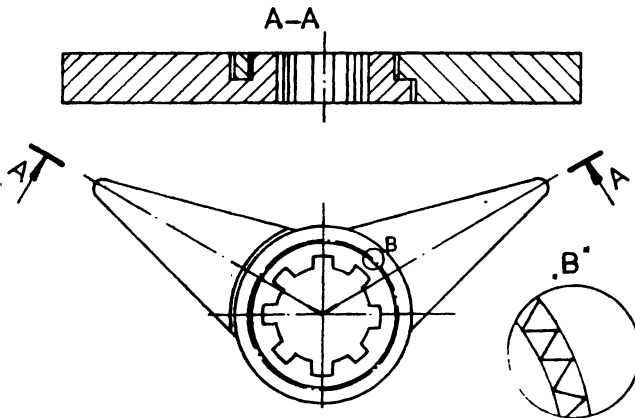


fig.5.18. Braț dublu remontat la unghiul diferit

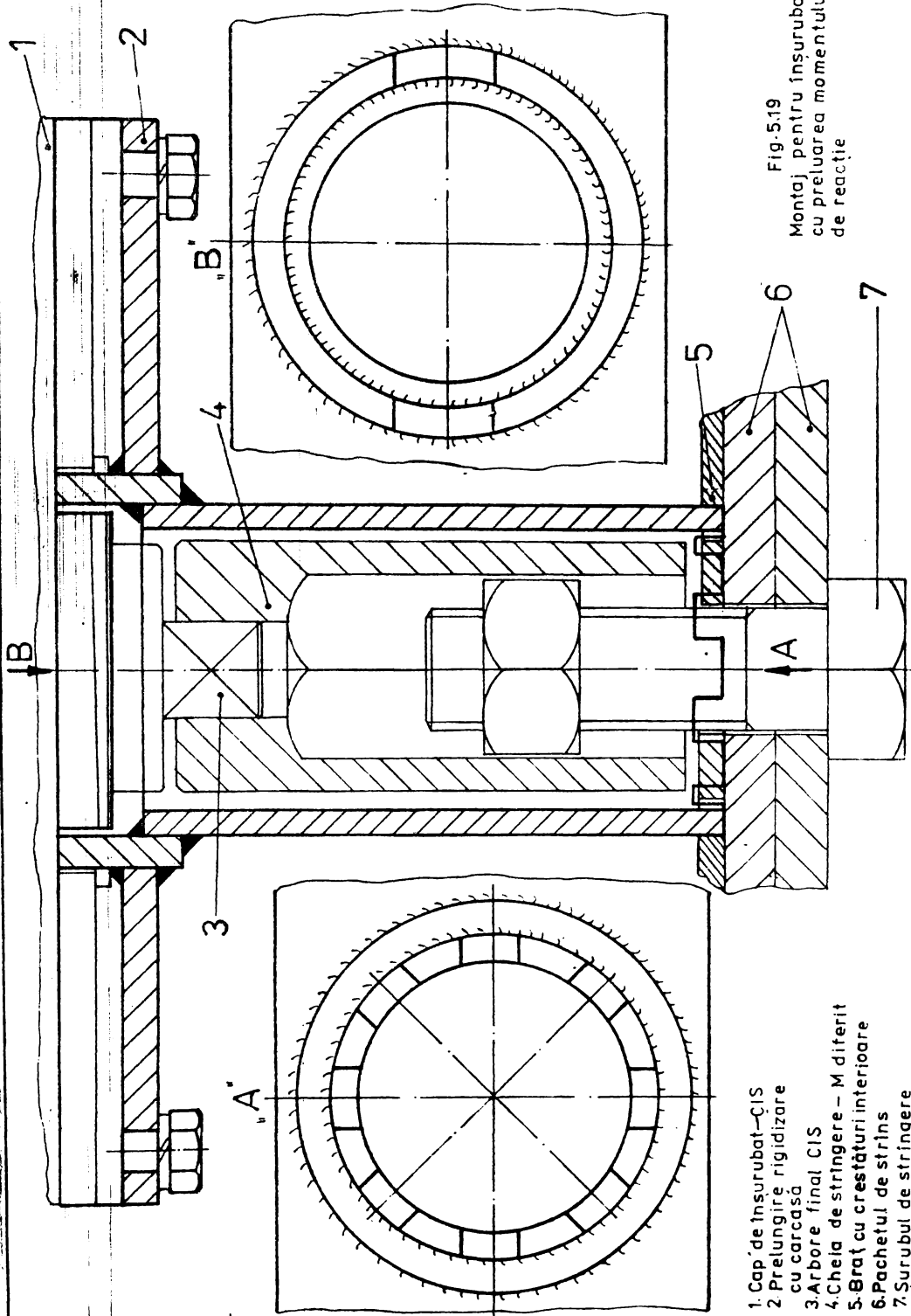


Fig. 5.19
Montaj pentru înșurubare
cu preluarea momentului
de reacție

1. Cap de înșurubare - CIS
2. Prolungire rigidizată cu carcasă
3. Arbore final CIS
4. Cheia de stringere - M diferit
5. Brat cu creștături interioare
6. Pachetul de strîns
7. Șurubul de stringere

5.2.4. Acționarea hidrostatică a JIS-lui este realizată cu schema redată în fig.5.20, care cuprinde și elemente pentru conexiunile electrice. Schema cuprinde majoritatea componentelor dispuse pe grupul de putere hidrostatic (GPH) dar și cele de pe CIS. Conexiunile electrice din fig.5.20 se transmit la blocurile de comandă a acționării, blocuri a căror schemă este în fig.

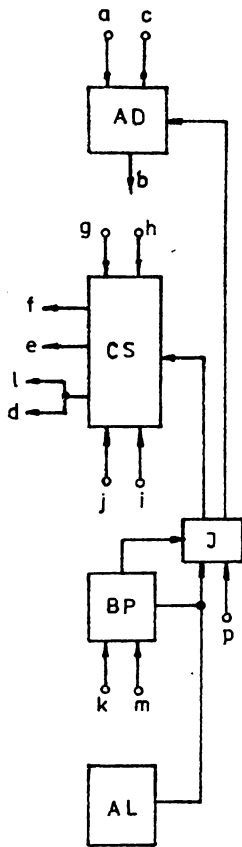


fig.5.21- Schema blocurilor de comenzi.

de alimentare în cursa activă a hidromotorului oscilant (HMO)-6 pentru strângere. Semnalele de la potențiometrul 1 ajung prin conexiunile a la blocul electronic AD construit cu amplificatoare

5.21. Ele sînt realizate cu componente electronice (în deosebi circuite integrate), electrice și electromagnetice. După cum reiese din figurile 5.20 și 5.21, semnalele de la CIS se transmit prin elementul 1 de tip potențiomtru și respectiv prin conexiunile a. S-a menționat anterior că prin potențiometrul 1 se instalează (înainte de începerea înșurubării) pe scala gradată direct în mărimi de filete, de fapt presiunea pînă la care se face contactul în faza de apropiere - adică M_{stain} presiune reglată la servoreleul 2 conectat la intrarea în HMR3 al fazei de apropiere, precum și presiunea pînă la care se face strîngerea- M_{un} presiune reglată la servosupapa 4 de descărcare a presiunii, deci legată în paralel la conducta 5

operaționale. De la AD, prin conexiunile b se comandă micromotoarele M de la servoreleul 2, servosupapa 4 și servoreleul 7. De la aceste trei servocomponente, prin conexiunile c se transmite câte un semnal de reacție analogic reprezentînd valoarea la care este reglat servocomponentul, adică fiecare motor M de la acestea este comandat prin sistem de urmărire, sisteme montate în blocul AD, Adică amplificatoarele diferențiale din AD, transmit semnalele de reglare la ieșire prin conexiunile b pe baza comparării semnalelor ce reprezintă presiunea necesară și care provin de la potențiometrul l cu semnalele din conexiunile c și care reprezintă valoarea presiunii existente la servocomponentele 2,1 și 7, diferențele între cele două semnale menținîndu-se pînă la obținerea valorii necesare. Servoreleul 2 transmite prin conexiunea g semnalul de finalizare de apropiere, deci a presiunii ce corespunde la M_{stmin} în HMR 3, iar servoreleul 7 prin conexiunea j, semnalul de finalizare a strîngerii, adică a presiunii ce corespunde la M_{sn} în HMO 6. Semnalele prin g și j ajung la blocul de comandă secvențială CS. La acelaș bloc ajung prin conexiunea h semnalele de la microlimitatorul 17 pentru comanda reversării oscilantului 6 și prin conexiunea i de la releul 19 semnalele de presiune ce indică terminarea reversării HMO-lui 6.

După instalarea mărimii de înșurubat la potențiometrul l, printr-un buton de pornire 8 situat de asemeni pe CIS se transmit semnale prin conexiunea p și a unui bloc de întrerupătoare I, la blocul de comenzi secvențiale- CS cu caracteristici de releu la ieșire, De la blocul secvențial CS, prin conexiunile d și e se comandă descărcarea de presiune la o supapă de descărcare pilotată 9 a pompei 10 pentru alimentarea sistemului hidrostatic precum și aprinderea lămpii de semnalizare 11 de pe CIS prin care se semnalizează intrarea sau ieșirea de sub presiune a sistemului hidrostatic și deci începutul sau respectiv finele ciclului de înșurubare.

Odată cu intrarea sistemului sub presiune, blocul de comenzi secvențiale CS comandă prin conexiunile e și f, distribuitorul tripozițional 12 de reversare a HM-lor 3 și 6 și totodată comandă un distribuitor bipozițional 13 de separare, al cărui rol este de a transmite debitul de intrare fie în HMR-ul de tip orbital 3 pentru realizarea fazei de apropiere, fie la HMO de strîngere

La valoarea momentului prescris - M_{sn} .

Comanda distribuitorului 12 se face din poziția zero, în care orificiile sînt închise și deci hidromotoarele oprite, prin deplasare în poziția corespunzătoare de strîngere, în care se alimentează cu presiune conducta 14, și respectiv distribuitorul 13, iar ultimul este simultan comandat pentru a se alimenta intrarea la HMR 3. Faza de apropiere începută astfel, cu alimentarea HMR-lui 3 se continuă prin rotirea acestuia pînă cînd momentul de înșurubare în gol - M_{ag} crește pînă la valoarea M_{stmin} corespunzătoare contactului piuliței cu piesele, respectiv presiunii reglate la servoreleul 2 și cînd HMR 3 se oprește, iar debitul pompei se descarcă pentru un timp scurt prin supapa 9.

Semnalul de la servoreleul 2 și care se transmite prin conexiunile g la blocul de comenzi secvențiale CS, comanda prin conexiunile f comutarea distribuitorului de separare 13 pentru alimentarea HMO-lui 6 de strîngere, deci începutul fazei respective. În timpul acestei faze de strîngere fiind antrenat și HMR-ul 3, debitul său circulă prin conducta de ieșire, supapa de sens unic 15 și o altă supapă de sens 16, conectată dinspre eșirea comună a hidromotoarelor spre intrarea în HMR-ul, eliminîndu-se astfel orice frînare a strîngerii din partea HMR-lui 3.

Dacă valoarea momentului de strîngere nominal prescris adică M_{sn} , respectiv presiunea în conducta 5 nu se realizează la o singură cursă activă de pînă la cca 270° , a HMO-lui 6, atunci la finele acesteia, prin microlimitatorul de cursă 17, se transmite un semnal prin conexiunile h la blocul CS, de la care se comandă reversarea HMO-lui pentru executarea următorului ciclu activ de strîngere, iarăși de cca 270° , prin conexiunile e, respectiv prin distribuitorul de reversare tripozițional 12. Ca urmare HMO 6 reversează fără ca lichidul să intre în hidromotorul rotativ 3, datorită supapei de sens unic 15. La finele acestei reversări, creșterea presiunii este sesizată de către releul de presiune 18, care prin conexiunile i transmite semnale la blocul CS și de la ultimul prin conexiunile e se readuce distribuitorul tripozițional 12 în poziția de strîngere și se continuă astfel strîngerea cu HMO-6. La îmbinări normale însă o singură cursă de strîngere cu HMO trebuie să fie suficientă, a doua intervenind rar. Se pot însă repeta și mai multe curse, dar nu pot fi necesare.

Cînd la HMO 6 se realizează valoarea momentului de strîngere nominal $-M_{sn}$ și deci presiunea corespunzătoare, în conducta sa de intrare 5 ajunge la valoarea corespunzătoare a momentului prescris $-M_{sn}$, ceea ce poate avea loc și la prima sa cursă activă, se deschide servosupapa de descărcare 4, debitul scapă la rezervor și HMO 6 se oprește înainte de a fi ajuns la limita cursei sale active oscilante. Simultan cu deschiderea servosupapei 4 se transmite un semnal de la servoreleul 7, prin conexiunile j, la blocul CS care anulează semnalele de comandă prin conexiunile e, la distribuitorul de reversare tripozițional 12 și acesta trece în poziția zero -de mijloc. Totodată prin conexiunile f se comandă distribuitorul bipozițional 13 ca să revină în poziția de alimentare a HMR-lui 3, pentru faza de apropiere a înșurubării următoare. Simultan, blocul de comenzi secvențiale CS intrerupe și alimentările la conexiune d și l, producîndu-se deci descărcarea sistemului de presiune și totodată stingerea lămpii 11 de semnalizare a "prezenței" ciclului de înșurubare, lămpă aprinsă de la începutul ciclului înșurubării. Stingerea lămpii de semnalizare 11 indică terminarea fazei de strîngere respective.

Pentru ca alimentările hidromotoarelor dispuse pe capul de înșurubat portabil, la distanța de pînă la 50 de metrii de grupul de putere hidrostatic, să se facă fără șocuri de presiune, care pot provoca semnale false la servorelele de presiune 2 și 7 de pe conductele de intrare a hidromotoarelor, înaintea punctelor de conectare a servorelelelor de presiune este montată cîte o supapă antișoc 19, iar pentru protecția HMR-lui de tip orbital 3 ce realizează faza de apropiere a înșurubării este o supapă de descărcare 20 al cărui rol este precizat anterior în subcapitolul 5.2.2.

Parametrii de funcționare a tuturor componentelor sistemului, inclusiv în condițiile de temperatură variabilă din șantierele de construcție a LEA, sînt asigurate prin filtrarea uleiului cu un filtru 21 cu sesizare electrică și comandă automată după temperatură, precum și a unui sorb 22 de asemeni cu sesizare electrică, montat la absorbția pompei 10 de alimentare a sistemului hidrostatic. Semnalele electrice de la filtrul 21, se transmit prin conexiunile k, iar de la sorbul 22, prin conexiunile m la un bloc de protecție -BP al comenzilor bloc, care la îmbîcsirea filtrului sau a sorbului comandă prin blocul de intrerupere I,

oprirea funcționării prin întreruperea alimentării blocului de comenzi secvențiale CS și, a amplificatoarelor diferențiale AD, de la un subansamblu de alimentare -AL.

Eliminarea aerului din sistemul hidrostatic al ansamblului se face cu ajutorul unei supape de aerisire automată 23, menținerea plină cu lichid a sistemului cu ajutorul unei supape de contrapresiune 24, iar presiunea se măsoară cu manometrul 25. Prin eliminarea aerului și menținerea plină cu lichid a rețelei, se înlătură șocurile de presiune datorită pungilor de aer, care pot provoca comenzi false și chiar distrugerea funcționării. Instalația hidrostatică și blocurile de comandă sînt montate pe grupul hidrostatic mobil (GPH). Legătura la CIS conform schemei din fig. 5.20 se face prin trei furtune de presiune din cauciuc și un tub de protecție cu conductori electrici. Componentele montate pe CIS împreună cu HM-le sînt prinse într-un dreptunghi din linie mixtă și ele au fost prezentate la construcția CIS-lui.

După cum rezultă din prezentarea schemei de acționare și comandă a CIS-lui, aceasta conține o serie de elemente pentru telecomandă respectiv servocomponente și anume: servosupapă de descărcare a presiunii (construcție cond.șt.și col) și servorelee de presiune idem. Ambele realizează schimbarea presiunii reglate prin sisteme de urmărire cu micro-motoare de execuție. Comanda acestora se face deci în mod automat, conform măririi șurubului de strîns, care este instalată prin comanda operatorului, după cum s-a arătat în subcapitolul 5.2.1 și 5.2.2.

Avînd în vedere condițiile în ceea ce privește variația de temperatură, în care funcționează GPH, s-a recurs la adaptarea unui filtru avînd sesizarea electrică (a cond.șt.și col.) astfel ca la perioadele de pornire, în regia termic scăzut să nu se transmită semnale false despre o îmbăcșire inexistentă, datorită creșterii vîscozității uleiului la temperaturi scăzute. În aceeași idee este utilizat și sorbul cu sesizare electrică a îmbăcșirii și respectiv cu posibilitate de curățire din exterior, fără a fi necesară golirea rezervorului - deci așa zisul sorb exterior cu sesizare electrică (de asemenea construcție a cond.șt. și col.) Se utilizează de asemenea componente de vîrf pe plan mondial, care nu sunt produse deocamdată la noi în țară (decît în producție individuală la cat.TCM a IPTVT) și anume supapă

antișoc (comercializată numai de firmele Abex Denison /5.8/, /5.9/, USA și Rexroth /5.17/ - RFG), precum și supapa de aerisire automată, comercializată în străinătate tot numai de aceleași firme, dar de asemeni realizată în microproducție la cat.TCM a IPTVT. Aceste servocomponente și componente speciale, asigură un grad mai ridicat de independență a comenzilor acționării și totodată caracteristici superioare de funcționare a întregului ansamblu de înjurubare.

5.3. Grupul de putere hidrostatic mobil (GPH).

Soluția de construcție a grupului de putere hidrostatic mobil (GPH), cuprinde câteva rezolvări mai importante și anume: schema

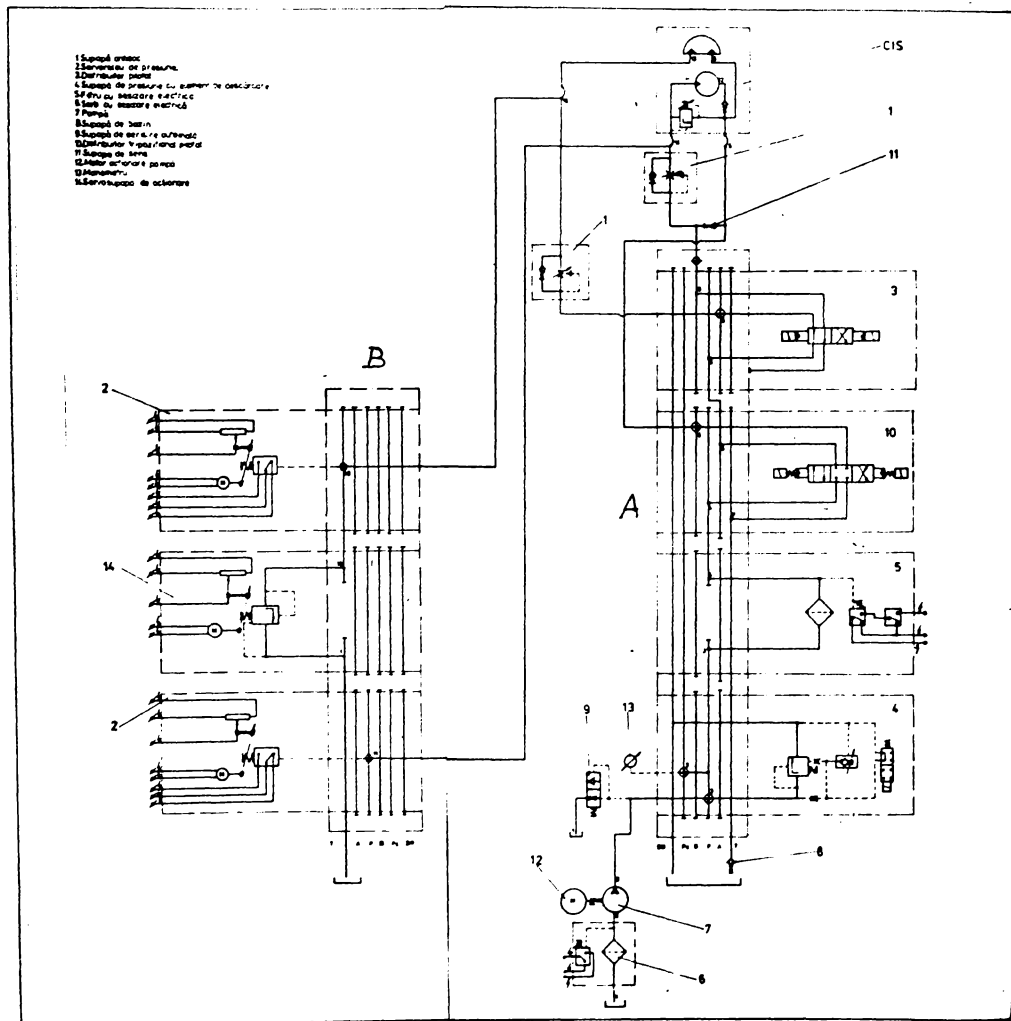


fig. 5.22 Schema de conexiuni hidrostactice

de conexiuni a sistemului hidrostatic care transpune de fapt schema de principiu din fig.5.20 în forme constructive (pachete hidrostatice), blocurile de comenzi (electrice și electronice), cadru portant al grupului de putere, precum și rezervorul hidrostatic de ulei.

5.3.1. Schema de conexiuni a sistemului hidrostatic, în forma care s-a concretizat prin pachetele hidrostatice, este dată în fig.5.22. Din aceasta se observă că a fost utilizată varianta cu două pachete hidrostatice, utilizându-se 7 plăci. Dispunerea pe două pachete a fost mai corespunzătoare față de un singur pachet hidrostatic, deoarece a permis realizarea într-un volum mai restrâns a dispunerii sistemului, care a fost astfel încadrat mai armonios în spațiul rezervat din cadrul GPH. Această dispunere se poate observa și în fotografiile din fig.5.23 și fig.5.24.



fig.5.23 și fig.5.24: Vederi ale pachetelor sistemului hidrostatic.

În prima vedere este din fața grupului, iar în a doua din spre interior, astfel că la mijloc se observă pompa, iar în dreapta motorul termic pentru antrenarea grupului.

Primul pachet "A" - are ca placă de bază cea a supapei de descărcare 4, cu ajutorul căreia se limitează manual valoarea reglată a presiunii și se realizează automat descărcarea pompei 7 și a sistemului de presiune (măsurată cu manometrul 13), prin comanda electrică. Aerisirea se realizează prin montajul unei supapei de aerisire automată 9, chiar la prima placă, cât mai aproape de pompa 7.

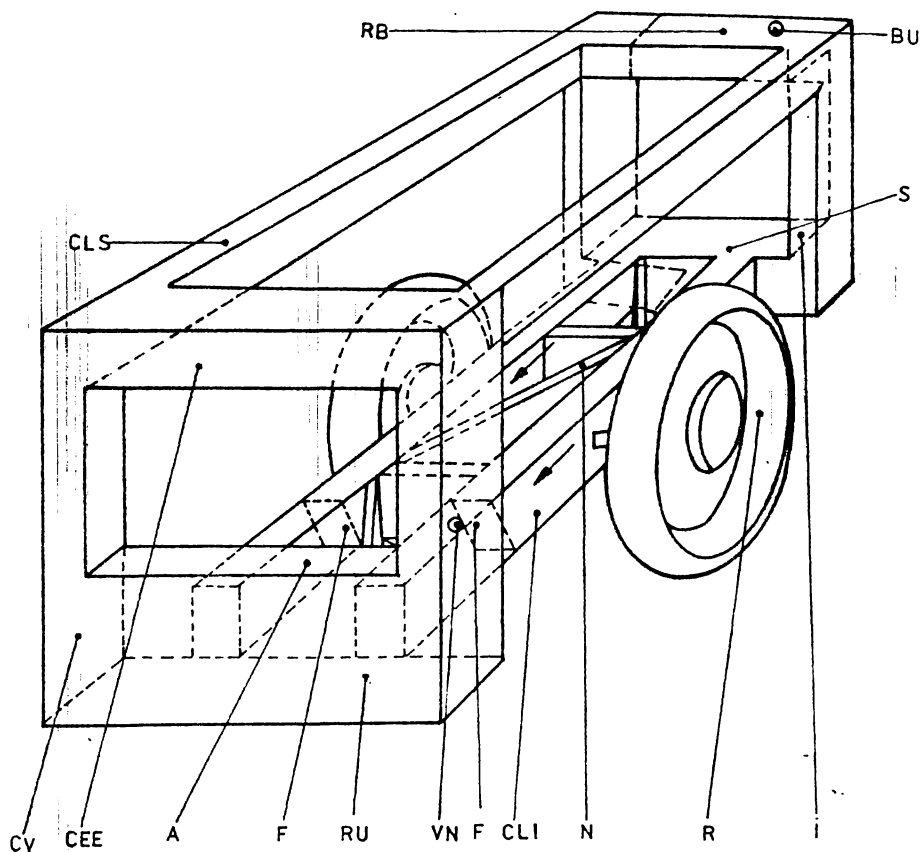
Presiunea se transmite în sistem la cea de a treia placă, care cuprinde distribuitorul 10, prin intermediul celei de a

două plăci, pe care este dispus filtrul cu sesizare electrică 5. Totodată distribuitorul 10, prin conexiunile 5, face legătura cu placa 4, care prin intermediul distribuitorului 3, transmite presiunea de strângere la CIS. Prin conexiunile 10, 11 se realizează legătura pachetului "A" cu pachetul "B". Pe pachetul "B" sînt dispuse atît componente hidrostactice de distribuție cît și de protecție și reglaj. Pe placa întîia a acestui pachet, se află servorelul de presiune 2, care reglează presiunea de apropiere a procesului de strângere la HMR. Pe placa a doua se află servosupa de descărcare 14 care la atingerea presiunii strîngerii, adică la cuplu controlat, descarcă circuitul la rezervor. Faza este controlată permanent de către releul de presiune 2 de pe placa 3. Conexiunile și respectiv montajul a fost realizat cu plăci și nu s-a recurs la componente modulare, deoarece debitele au depășit (la acest model experimental) 10 litri/min. S-a adaptat un debit mai mare, din aceleași cauze care au fost precizate anterior pentru construcția mai mare a CIS-lui. Din aceleași raționamente în continuare la CIS, în următoarea realizare (prototip, etc.) se va putea adapta o soluție a conexiunilor pe bază de componente modulare, ceea ce va scădea esențial greutatea pachetelor hidrostactice și deci a întregului G.P.H.

5.3.2. Cadrul de susținere al grupului de putere hidrostatic mobil, este realizat pe baza unei soluții elaborate pe un principiu nou, care nu este cunoscut pe plan mondial. Prin această soluție nouă s-a urmărit satisfacerea unor condiții tehnologice, dar mai ales a indicatorului de greutate specifică. Subansamblul constructiv respectiv a fost denumit "cadrul portant", sau "sașiu portant".

Cadrul sau sașiu portant este o construcție compactă și rigidă, constituit din profile închise cu spații goale în interior, în mare măsură realizate din tablă ondulată, dispuse spațial. Se reduce esențial, în acest mod de realizare a sa, consumul specific de metal. Schema soluției se vede în fig. 5.25. În interiorul cadrului portant se află dispus rezervorul de ulei al sistemului hidrostatic, rezervorul de benzină, comanda electrică, căi de circulație a uleiului dar în același timp el constituie și sașiu portant al ZPH. Spațiile cele mai importante sînt evident ocupate de rezervorul de ulei în primul rînd și apoi de cel pentru benzină

pentru motorul termic de antrenare. Cel mai mic este spațiul pentru amplasarea comenzii centrale a ansamblului de înșurubare adică, cea electrică și electronică. Plasarea acestora este notată în fig.5.25.



- | | |
|---|----------------------------------|
| R - Roți transport | RB - Rezervor de benzină |
| F - Elemente filtrare | BU - Bușon umplere benzină |
| I - Întoarcere ulei | RU - Rezervor de ulei hidrolic |
| A - Absorbție ulei | → - Circulația uleiului utilizat |
| N - Nervuri de rigidizare și de susținere | |
| S - Site pentru reținerea spumei | |
| CLI - Cadru longitudinal inferior | |
| CLS - Cadru longitudinal superior | |
| CV - Cadru vertical | |
| VN - Vizor nivel ulei rezervor | |
| CEE - Comandă electrică și electronică | |

fig.5.25. Schema cadrului portant.

Cadrul portant susține în același timp și subansamblele importante ale grupului și anume: motorul termic, pompa de ulei, componentele hidrostatice care intră în compunerea schemei

respective a ansamblului, generatorul electric aparatajul electric necesar alimentării instalației electrice, furtunile de înaltă presiune, precum și capul de înșurubare portabil obligator în timpul transportului.

La partea inferioară cadrul portant este susținut prin suspensii de tip automobil pe roți independente, care asigură mobilitatea și ținuta de mers a GPH. Două fotografii, fiecare din câte o parte a grupului cu capacele scoase, astfel ca să se vadă cadrul portant realizat la modelul experimental al ansamblului de înșurubare, sînt date în fig.5.26 și 5.27.



fig.5.26 și fig. 5.27 - Fotografii ale grupului cu vederea cadrului portant.

Referitor la anumite părți constructive sau/și spații obținute prin soluția arătată și prin care s-a eliminat necesitatea unor rezervoare speciale, se mai adaugă cele ce urmează. Astfel la partea frontală inferioară a cadrului, în spațiul RU al rezervorului de ulei (fig.5.25), se află dispus sorbul cu sesizare electrică a îmbîcsirii și care permite curățirea din exterior fără golirea rezervorului, deci asigurarea unei exploatare mai simple. Introducerea uleiului în rezervor (cînd se face schimbarea) se realizează pe la partea inferioară și posterioară, în zona I, printr-o sită protejată contra rușerilor din exterior ceea ce asigură o primă curățire a uleiului introdus în rezervor și totodată reduce întrucîtva spumarea acestuia. La reîntoarcere din sistem, de asemenea în zona I uleiul (pentru reținerea spumei) trece prin alte site S, cu ochiuri de mărimi diferite, precum și prin fante practice în pereții despărțitori ai compartimentelor rezervorului, care au rolul să liniștească uleiul și să-l decanteze.

Totodată există elemente de filtrare F, precum și magneți permanenți care rețin particolele în suspensie din ulei. Nivelul din interiorul construcției spațiale a rezervorului se verifică vizual prin indicatoarele de nivel (VN).

Răcirea uleiului se realizează pe cale naturală, adică prin eliminarea acesteia cu transmisie prin pereți, eliminare favorizată special de construcția spațială a rezervorului. Eliminarea căldurii prin disiparea ei în mediul înconjurător, se datorește suprafeței mare de răcire a cadrului portant, care este suplimentată ^{datorează} construcției pereților din tablă ondulată. Această soluție dă la un schimb eficient de căldură cu exteriorul. Procentul la care se va recurge la tablă ondulată în construcția rezervorului, se va verifica în exploatarea prototipului și la seria zero a GPH, deci la testarea cadrului portant pe o lungă durată de activitate în șantier, mai ales în condiții de climă mai caldă.

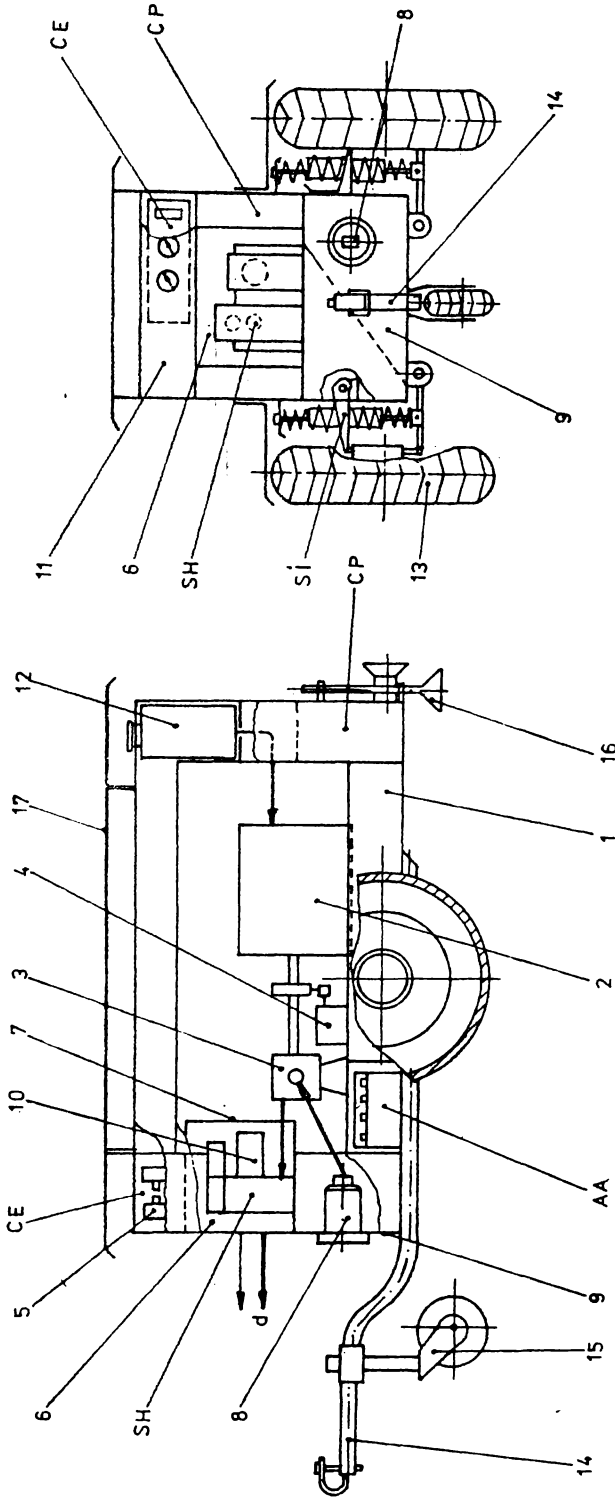
Conform celor menționate mai sus în partea superioară a cadrului frontal se află dispusă în compartimente etanșe comanda electrică și electronică a ansamblului GPH, iar posterior la același nivel se află rezervorul de benzină RB al motorului termic. Se remenționează că forma elaborată a cadrului portant, care îndeplinește în principal funcții de rezervor pentru ulei hidrostatic, de rezervor pentru benzină, de cavitate pentru comenzi și totodată pe cea de pasiu al GPH, este o soluție originală, care nu a fost găsită la nici una din construcțiile GPH-lor realizate pînă în prezent pe plan mondial (subcapitolul 2.4.1) și deaceia s-a apreciat o noutate tehnică în construcția GPH-lor mobile. Totodată și utilizarea tablei ondulate la construcția cadrului longitudinal inferior CLI constituind o grindă de mare rigiditate, reprezintă de asemeni anume prin introducerea la cadru, un element cu oarecare noutate.

5.3.3. Rezervorul de ulei hidrolic, realizat în mod total diferit și anume în însuși o parte din interiorul cadrului portant al GPH, a necesitat un volum de prelucrări pentru a se ajunge la forma care să corespundă condițiilor necesare de transport mobil în șantier, îndeplinind totodată și condițiile generale impuse unui rezervor de sistem hidrostatic. Volumul de lichid, care trebuie înmagazinat în rezervorul hidrostatic, date fiind condițiile mai bune de răcire conferite prin soluția constructivă aleasă, precum și prin avantajul faptului că GPH lucrează în aer liber,

s-a ales de numai cca $5 Q_p = 150$ litri și care s-a dovedit practic suficient. Se poate de asemeni realiza în bune condițiuni și filtrarea uleiului prin sitele de diferite mărimi montate pe traseul uleiului dintre locul de reîntoarcere și cel de absorbție, deci între diferitele compartimente ale rezervorului adoptat. Aceasta pe lângă filtrul pe traseul sistemului (din schemă) cu sesizare electrică a îmbîcsirii și prevăzut cu traductor de temperatură a uleiului, traductor necesar în regim termic scăzut (ca de ex. la pornirile în aer liber rece) și totodată pe lângă cea efectuată de către sorbul cu sesizare electrică a îmbîcsirii și curățirea din exterior, prevăzut cu două rînduri de site (din care una poate fi înlocuită cu hîrtie de filtru) și care își execută funcția la intrarea uleiului în pompa sistemului. În ceea ce privește decantarea uleiului ea se realizează corespunzător în cazul asigurării unei îndepărtări bune între conducta de aspirație și conducta de intrare a uleiului în rezervor, îndepărtare foarte favorabilă la soluția adoptată. La toate cele menționate se ia în considerare faptul că în timpul desfășurării ciclurilor de lucru, GPH este în poziție de repaus, mai exact este chiar fixat cu suportți suplimentari prevăzuți la cele patru muchii verticale ale cadrului. Apoi și liniștirea sau despumarea uleiului se realizează mai favorabil decît la rezervoarele obișnuite, datorită pe de o parte aceleași depărtări între locul de reîntoarcere a uleiului în rezervor și locul de aspirație în pompă, dar totodată și faptului că pe traseul respectiv sînt filtre (cu site sau hîrtie) care rețin spuma și permit o curgere foarte liniștită (cu viteză f.mică) a uleiului.

5.3.4. Soluția de ansamblu al Grupului de putere hidrostatic mobil - GPH.

Din cele prezentate anterior, a rezultat o serie de subansamble care se află montate pe cadrul portant. Ca ultimul, cu motorul termic și alte componente, constituie ansamblul care a fost denumit G.P.H. Schema acestui ansamblu este redată în fig.5.22. Din aceasta se observă că pe cadrul longitudinal inferior 1 al cadrului portant CP, este montat motorul cu combustie internă 2, care acționează pompa volumică 3 a întregului sistem hidrostatic, și de asemeni un generator electric 4 (alternator), cu redresor încorporat, de tipul celor utilizate la automobile, Generatorul electric 4 este montat pe cadrul portant, iar circuitul său



CE-Comandă electrică și
electronică
SH-Pachet e hidrostatice

Fig. 5.28. Schema de ansamblu a GPH

8-Sorbul pompei
AA-Acumulatori
Si-Suspensie independentă

electric se află conectat în paralel cu o baterie dublă de acumulatori AA și un releu regulator 5, constituind împreună cu aceasta un grup de alimentare electrică AL. Grupul AL și cu principalele blocuri de comandă (descrise integral în legătură cu fig.5.21) are schema electrică simplificată în fig.5.29.

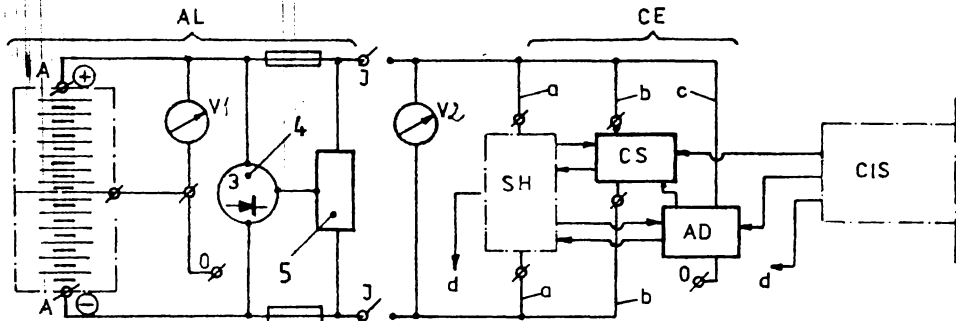


fig.5.29. Alimentarea electrică.

Bateria dublă de acumulatori AA este montată ca câte un acumulator pe o parte și de alta, a cadrului longitudinal 1 din cadrul portant CP. Fiecare acumulator este închis într-o cutie cu izolație rezistentă la acid sulfuric.

Conexiunile acumulatorilor în grupul de alimentare conform schemei din fig.5.29, sînt realizate pentru a furniza direct ± 12 Volt cu masa la zero pentru circuitele integrate (în principal amplificatoare operaționale) din blocurile de comandă, în principal din blocul AD (notat la fel ca în fig.5.21). Corespunzător este conectat și alternatorul 4 (pentru camioane -24 volt) cu releul regulator 5, Voltmetru V1 indică tensiunea față de masă (de zero), iar V2 între +12 Volt și -12 Volt. Toate aceste componente sînt din tipurile "auto", care deci se produce în serii foarte mari și deci la costuri reduse, evident convenabile.

Sistemul hidrostatic SH este montat cu toate componentele și servocomponentele sale, în conformitate cu cele prezentate în subcapitolul 5.3.1. în partea frontală al cadrului portant CP, în spațiul 6.

În interiorul unei laturi superioare frontale 11 a cadrului portant, este montată comanda electrică și electronică CE a ansamblului de înșurubare. În partea posterioară a cadrului portant

CP se află dispus rezervorul de benzină 12 și care alimentează motorul cu combustie internă 2 prin căderea liberă a combustibilului, volumul rezervorului respectiv - 12, este etanș și izolat față de restul interiorului cadrului CP.

Susținerea cadrului CP pe cele două roți 13 se face prin intermediul suspensiilor independente SI cu două brațe oscilante, arcuri și amortizoare toate de tipul celor utilizate la automobile (de la familia ARO). Geometria montării roților și ecartermentul acestora, corespund celor uzuale la model de ARO. Această soluție a căii de rulare pentru deplasarea GPH, situează centrul de greutate al acestuia cât mai jos posibil, înlăturînd astfel riscul de răsturnare, pe drumurile majoritar neamenajate ale traseelor unde se construiesc LEA. Tracțiunea GPH este realizată printr-un proțap 14 solidarizat cu cadrul CP prevăzut cu un picior rabatabil la 90° avînd rola de susținere 15, cu scopul realizării a 3 puncte de sprijin în timpul staționării. Stabilitatea suplimentară în timpul funcționării GPH se asigură prin două suporturi de susținere 16, care sînt montate în partea posterioară a părții inferioare a cadrului CP.

Acoperirea contra intemperieiilor a GPH-lui se obține printr-o copertină 17, sub care se așează pe perioadele de transport furcunele de cauciuc de înaltă presiune, tubul care conține conductorii electrici către CIS și însuși CIS-ul.

Protecția grupului în părțile laterale și în spate, se realizează prin capotaje ușor demontabile de pe cadrul portant. GPH are de asemeni posibilitatea de a transmite de la autovehicolul care-l tractează, semnalizarea rutieră necesară în deplasarea sa pe drumurile publice, avînd prevăzut echipamentul necesar, acestui scop. Tot acest echipament este de asemeni de tip auto, respectiv din cel utilizat la modele ARO.

5.3.5. Soluția constructivă a GPH, este bazată pe schema acesteia prezentată în 5.3.4, în legătură cu fig.5.29 respectiv dispunerea subansamblelor este conform acesteia. Soluțiile constructive ale cadrului portant CP, introducerea și dispunerea altor componente, rezultă în principal din desenul vederii laterale, redat în fig.5.30, precum și din fotografia redată în fig. 5.31. Fotografia este realizată cu capacele și CIS-ul montat, iar vederea desenată cu capacele îndepărtate.

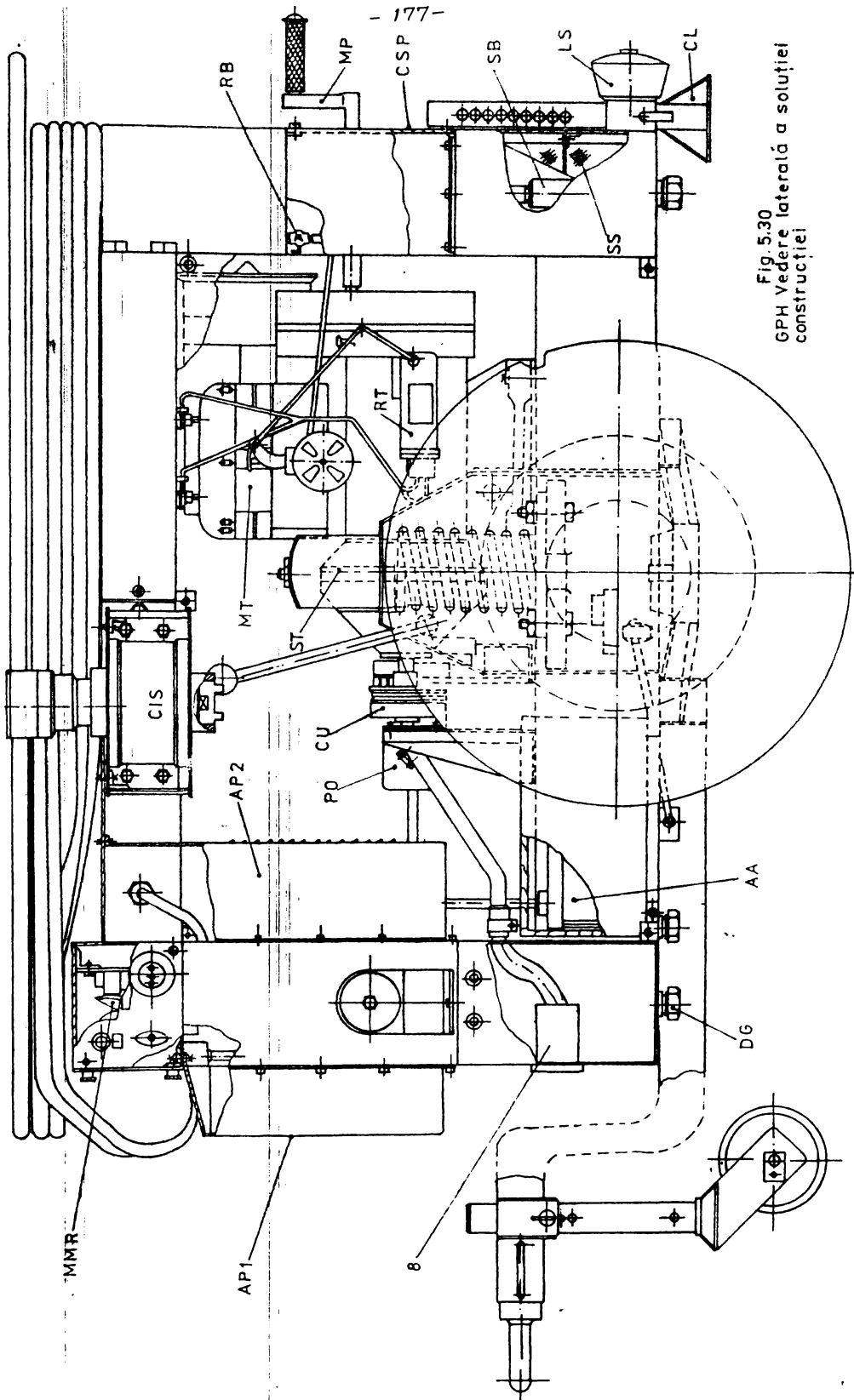


Fig. 5.30
GPH Vedere laterală a soluției
construcției

În desen -fig.5.30 se observă în ruptură sorbul 8 de la sistemul hidrostatic și dispunerea acoperirilor pentru pachetele și componentele hidrostatice, acoperiri notate cu AP1 și AP2, iar cu PO este notată pompa sistemului hidrostatic. Antrenarea pompei PO de la motorul termic MT se face prin cuplajul monodisc CU. Deci motorul MT, evident se pornește în gol și apoi se cuplează pompa. La pornire se deschide robinetul de benzină RB, iar "demararea" motorului MT se realizează cu manivela de pornire MP. În ruptură la partea posterioară se observă supapa de bazin SB de la conductele de retur a uleiului și sitele de spumă SS. Partea din spate este acoperită prin capotașul CSP, lampa de semnalizare spate este notată LS, iar cala (piciorul) de fixare cu CL.

Motorul termic în funcționare trebuie să suporte sarcini variabile, De aceea este dotat cu un regulator de combustibil RT, care schimbă cantitatea de combustibil (de amestec) ce arde în cilindri în funcție de sarcină, astfel că turația să se mențină aprox.constantă. Este posibilă însă și stabilirea unor turații

pe care să le mențină regulatorul RT, respectiv MT și de aci apare evident o gamă de turații și deci de debite obtenibile de la pompă PO. Pentru modelul experimental realizat $Q_{nom} = 10 \text{ l/min}$, $Q_{max} = 30 \text{ l/min}$. Presiunea se poate furniza la valoarea nominală $p_n = 105 \text{ daN/cm}^2$ sau maximă $p_{max} = 150 \text{ daN/cm}^2$.

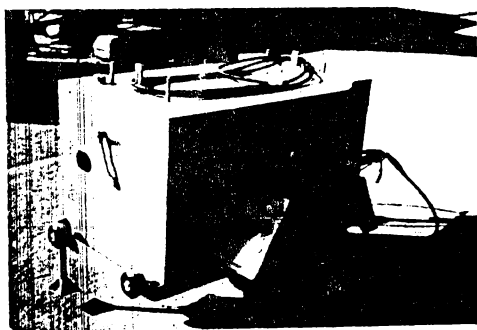


fig.5.31. Vederea G.P.H.-lui

Motorul de antrenare MT utilizat la modelul experimental ca sursă de putere a grupului este de tip S 18 produs de Uz.Timpuri noi București /5.11/. În prezent industria noastră, produce motoare cu combustie internă mai perfecționate, care pot fi încorporate în soluția constructivă a prototipului GPH, motoare având parametrii funcționali superiori cum este modelul AL 75B, produs din 1983 de Uz.Metrom Brașov /5.10/. Pompa PO este cu roți dințate (familia PS), produsă de I.M.Ploeni. Golirea rezervorului de ulei se face prin dopul DG.

În ceea ce privește compartimentul electric (CE în fig.5.29) pentru a se asigura răcirea componentelor respectiv, un mic motor cu ventilator - MMR (fig.5.30) antrenază aerul închis, transmitând căldura la pereții exteriori. Instalația electrică (deci generatorul auto de 24 Volt), nu suportă și alimentarea semnalizărilor, etc. Autovehicolul care tractează GPH-ul alimentează el instalația de semnalizare rutieră - lămpă de semnalizare, a numărului de circulație, a poziției LS. Referitor la construcția suspensiei, în prezent la toate grupurile de acționare hidrostatică mobile, grupuri electrogene și motocompressoare, la noi în țară și pe plan mondial se utilizează osii (suspensii dependente) și cu arcuri lamelare. La prezentul model experimental, soluțiile acestea au fost înlocuite, prin adoptarea construcției de suspensie independentă cu arcuri elicoidale, suspensie ce oferă certe avantaje: construcție mai elastică, stabilitate mai bună, gabarit mai mic în înălțime. Este deci în cauză suspensia din față de tip independent, utilizată la autoturismele de teren, produsă la Uz. ARO din Cîmpulung Muscel /5.15/. Ea este compusă din brațele transversale, arcurile elicoidale și amortizoarele telescopice ST, la care se montează cauciucuri de dimensiunea 650/16. (fig.5.30)

După cum rezultă din soluția constructivă adoptată, au fost utilizate subansamble și componente, care se produc în serie, de către industria autohtonă. Aceasta va ușura realizarea în viitor a acestor grupuri de putere în serie la prețuri de cost reduse, iar exploatarea va fi sprijinită cu posibilitatea largă a procurării pieselor de schimb necesare întreținerii și reparării acestor G.P.H.

Modelul experimental, al GPH, așa cum a fost executat reprezintă o soluție gabaritică și destul de grea, deoarece în momentul concepției pe de o parte se impunea a utiliza o serie de componente și subansamble ce se produceau atunci de către industrie (și care pînă în prezent au suferit îmbunătățiri) și apoi după cum s-a menționat și la CIS proiectarea s-a efectuat pentru strîngeri la o gamă largă de șuruburi de la M12 la M36, dar pînă la cupluri de strîngere de 1000 Nm.

Aștit gabaritul cît și greutatea la construcția prototipului se vor reduce după cum rezultă în continuare, la minim 2/3 din gabaritul și greutatea existentă menținînd numai lățimea, dictată de calea de rulare adică conform celei a autoturismelor ARO.

CAP.6. INCERCARI EXPERIMENTALE SI CONCLUZII.

6.1. Verificarea funcțională

În vederea verificării soluțiilor elaborate și realizate ale GPH și ale CIS-lui și anume dacă ele corespund cerințelor impuse precum și pentru a se stabili modificările sau/și completările necesare la construcția prototipului, modelul experimental al ansamblului de înșurubare, a fost supus unor probe stabilite adecvat și în primul rând de funcționare, astfel ca pe baza acestor încercări să fie posibilă formularea unor concluzii.

A) Pentru G.P.H au fost efectuate :

a) Testări ale construcției modelului experimental la condiții de transport din șantier, adică pe drumuri modernizate și în terenuri, cu drumuri neamenajate caracteristice traseelor de construcție a LEA. GPH a fost tractat de către un autoturism ARO tip 243, după cum este prezentat în fotografiile din fig.6.1.



fig.6.1. GPH în condiții de transport.

După deplasarea în acest mod pe o distanță suficientă, a fost adus la laboratorul MU-TCM al IPTV Timișoara, unde au fost verificate :

- comportarea cadrului portant CP, care în perioada de transport a avut pline rezervoarele sale, adică cel pentru ulei hidraulic cu 150 l și cel pentru benzină cu 20 l.

- ansamblul compus din motor termic (S 18), cuplaj, pompă și sistemul hidrostatic. S-a verificat cu atenție starea celor două pachete componente ale sistemului, precum și a aparatului hidro-

17 - suspensia și șasiul grupului de constituie partea numită cadrul inferior a CP. Au fost verificate și controlate, cordonale de sudură și starea ansamblului în general, în vederea depistării unor deformații permanente, fisuri, etc.

Toate verificările și controalele făcute au avut rezultate corespunzătoare, în sensul că întreg ansamblul nu s-a resimțit cu nimic în urma solicitărilor din transport.

b) Funcționarea în gol de durată a GPH, cu scopul verificării modului de realizare a tuturor mișcărilor și fazelor din ciclul de lucru, deci a urmării posibilităților în ceea ce privește realizarea ciclului după ce s-a efectuat proba de transport efectuată anterior. Grupul a funcționat în circuit închis, cu rezultate normale.

c) Funcționarea grupului în sarcină. În acest scop a fost conceput și realizat un stand de probe prezentat în fotografia din fig.6.2., care a avut rolul de a încerca hidromotorul de apropiere HMR și modul de variație a presiunii de alimentare, la realizarea momentelor M_{ag} și M_{stain} .

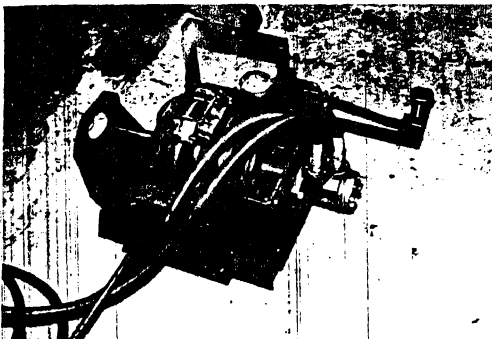


fig.6.2. Stand de încercare a HMR

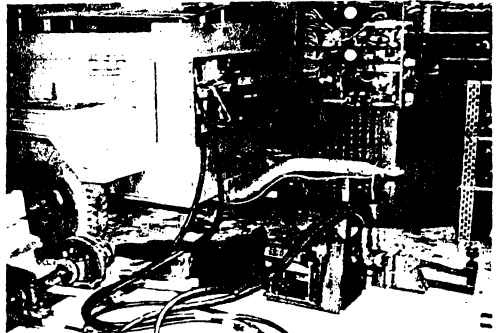


fig.6.3. Montaj pentru verificare HMR

Standul este construit dintr-un cadru care are montat pe un arbore, un disc prevăzut cu un etriere de frînare de tip auto. Plăcuțele de frînă sînt apăsate hidraulic, cu presiunea care se creiază prin intermediul unei pedale (de la picior). De fapt pedala apasă un piston de la o pompă centrală de frînă hidrostatică, (componente utilizate la autovehicole). Antrenarea arborelui este realizată de către HMR-ul de construcție orbitală, pentru înțaru-

bare în gol, HMR din construcția CIS-lui și care a fost alimentat de la GPH. Montajul realizat este prezentat în fotografia din fig.6.3. Astfel a fost posibilă realizarea diferitelor cupluri rezistente și totodată să se constate în ce mod le învinge HMR-ul alimentat la rîndul său cu diferite presiuni de la GPH, în acest mod au fost obținute cupluri motoare mult mai mari decît M_{stmin} și anume pînă la cca 30 Nm cupluri rezistente realizate cu ajutorul pedalei ajungînd la valori și mai mari. Constatarea imediată care s-a desprins a fost posibilitatea adoptării unui HMR de dimensiuni mult mai mici. Totodată s-a verificat dacă la o anumită presiune de alimentare de la GPH (s-a încercat pînă la 6MPa), HMR realizează același cuplu în mod repetat. Cuplul rezistent se citea prin manometrul conectat la circuitul de frînare. Manometrele, de precizie normală nu au indicat diferențe la realizarea aceluiași valori ale momentului motoare și cînd alimentarea HMR se deconecta.

B) Pentru CIS s-a efectuat :

a) Verificări ale funcționării HMR și HMO ale capului de strîngere la parametrii normali. Acest test a fost realizat în cadrul laboratorului MU al catedrei TCM de la IPTVT. Acționarea s-a făcut de la un grup de putere hidrostatic special acționat de către un motor electric. Separat de grup s-a făcut verificări funcționale pentru HMR și pentru HMO într-un montaj realizat, redat în fotografia din fig.6.4.

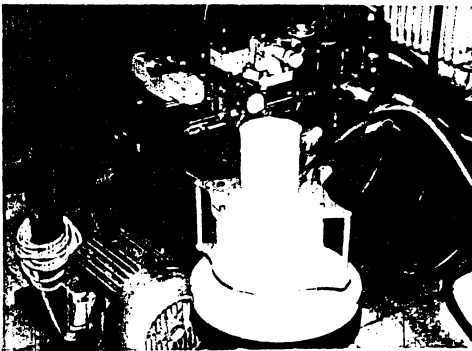


fig.6.4.Verificarea funcționării
CIS-lui

fost rupt. La fel la presiunea de 45 daN/cm², s-a obținut un

b) Încercări de durată a funcționării ansamblului de înșurubare deci a GPH și a CIS-lui, care au fost realizate în laboratorul de MU al cat.TCM de la IPTVT.

Au fost folosite diferite caracteristici hidrostatice. De ex. La presiunea de 35 daN/cm² au fost obținute cupluri de 24 daNm. la un șurub de M 16x50 dar la această valoare șurubul

cuplu de 38 daNm, la un șurub de M 12x40, moment la care tija șurubului s-a rupt.

Se menționează ca de la faza de apropiere rapidă s-a trecut automat la faza de strângere propriuzisă. A fost necesar în consecință, a se face măsurători și încercări cu presiuni mult mai reduse și respectiv cupluri de strângere care să depășească sigur valoarea nominală M_{sn} ale șuruburilor la care s-au făcut experimentările și anume gr. 5-6 zincate, destinate construcției LEA. Cuplul mărit peste M_{sn} , a fost considerat ca limită și precizat ca mărimea la care tija șurubului începea deformații plastice. Evident după M_{sn} se lucra cu viteză redusă la HMO pentru a se observa începutul rotirii tijeii deci $-M_{max}$. Duratele de strângere au fost în medie de două secunde până la obținerea momentului M_{sn} , și apoi s-a mers mai lent până la M_{max} , și de 4 secunde în medie până la cuplurile care au condus la ruperea șuruburilor, valori care depășesc mult momentul M_{sn} . Încercările au fost efectuate cu debite între cca 10 l/min și cca 20 l/min, iar presiunile s-au schimbat în intervalul de la 1,2 MPa până la 6MPa. De altfel la presiuni de peste 5 MPa, cu HMO s-au rupt toate șuruburile (mărimile) de care s-a dispus. Până la 6MPa s-a lucrat numai cu HMR pentru a se vedea cuplurile ce se obțin cu acesta.

La funcționarea ansamblului, supapele antișoc și cea de aerisire automată, au exclus apariția semnalelor false în sistem (datele șocurilor de presiune).

c) Măsurători ale momentelor de strângere la șurucuri semi-precise zincate gr 5.6 realizate mecanizat cu ansamblul de înșurubare - model experimental GPH + CIS. În acest scop CIS-ul a avut prevăzută prelungirea pentru preluare a momentului de reacție, prelungire care se solidarizează cu carcasa în partea frontală a sa, după cum rezultă din fotografiile redată în fig.6.5 și 6.6 și din cele prezentate în cap.5.

Capetele de chei tubulare, de construcție prelungită L.A, au fost montate pe partea patrată a arborelui CIS-ului.

Au fost folosite la înșurubare în prima fază rondsaua crestată iar în a doua fază dispozitivul cu braț pentru preluarea momentului de reacție al înșurubării.

Strângerea șuruburilor de M16, M18 și M20, s-a făcut la un guseu de stîlp LEA în grosime de 8 mm a unei table zincate,



fig.6.5. CIS cu prelungirea pentru prelucrarea reacției

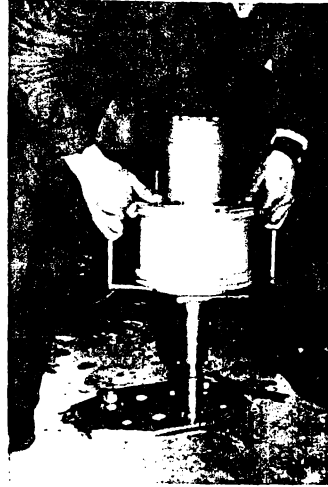


fig.6.6. Injurubare realizată cu CIS

deci la un pachet de 16 mm grosime. Verificarea momentelor de strângere realizate s-a efectuat cu ajutorul unei chei dinamometrice.

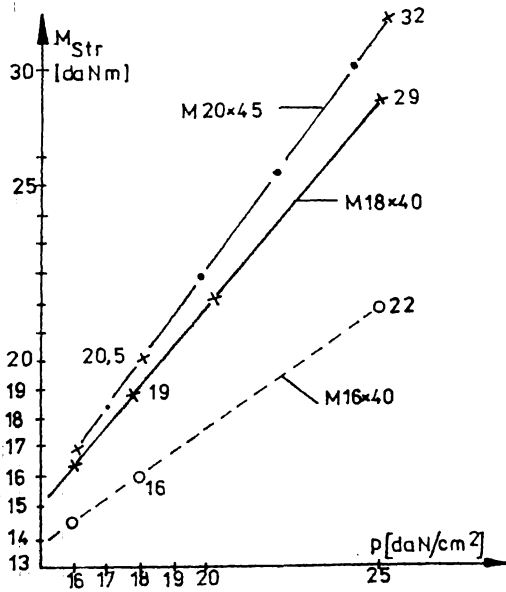


fig.6.7 Curbele $M_{str} = f(p)$

Rezultatele obținute sunt prezentate în diagrama din fig.6.7 și ele au fost notate după încercări repetate, între 5 și 10 strângeri la o valoare a presiunii. Se observă cum că variația de strângere liniară cu presiunea. Variația poate fi considerată satisfăcătoare. Adică s-a verificat că reglând presiunea la CIS, s-a obținut diferite momente de

strângere, comandate de către schema de acționare a ansamblului. La probe au fost reglate și valori ale momentelor care au condus la ruperea unor șuruburi.

6.2. Concluzii pentru prototip

Modelul experimental al ansamblului de înșurubare, a fost proiectat în anii 1978-79, realizat în forma actuală și omologat în cadrul TAGEM la Antrepriza Electronontaj Sibiu, în anul 1984. Rezultatele experimentărilor efectuate cu CIS-ul și GPH în 1986 precum și posibilitățile noi create de către realizările din ultimii ani ai industriei noastre constructoare de mașini, privitor la componente noi sau modernizate, conduc la adaptarea unor măsuri care să îmbunătățească construcția prototipului. În acest sens se anintește că utilizarea la construcția LEA a ansamblului de înșurubare, are două faze :

- manipularea pentru trecerea de la un șurub la altul și
- înșurubarea care cuprinde faza de apropiere și apoi de strângere.

Manipularea de la un șurub la altul este funcție de modul la care se utilizează CIS-ul adică la asamblarea stîlpului la sol sau la strângerea șuruburilor la stîlpul metalic care se ridică prin metoda clădirii bară cu bară.

Stîlpul de ex. în primul caz, începe cu asamblarea tronsoanelor componente ale acestuia la care se strîng șuruburile de prindere a contravînturilor de montanții stîlpului, iar apoi prin eclisele de montaj îmbinarea tronson cu tronson. Pentru coronament (vîrfar și console) asamblarea se face utilizînd și gusee de prindere.

Operatorul, se deplasează permanent în ordinea de mai sus pentru a strînge șuruburi în gama de la M12 la M24 în general, la tronsoanele (III, IV, V, VI ș.a.) și apoi la coronament. Strângerea propriuzisă a unui șurub durează în medie cca 2 secunde. Deplasarea se face la distanța de maxim 40 m cît reprezintă lungimea furtunelor de la GPH. Inșă pentru strîngerea unui șurub este necesar a se pune în prealabil dispozitivul de preluare a momentului de reacție, punerea piuliței pe șurub, fixarea cheii pe piuliță și în final instalarea CIS-ului pentru înșurubat. Aceste operații consumă, împreună cu deplasarea în poziție de strîngere la stîlpi, un timp de cca 730 - 145 secunde. La înșurubări efectuate la gusee,

acest timp se ridică la cca 15 - 20 secunde. Acestea fiind relevate, se pot preciza cele ce urmează.

a) Trebuie realizată o coincidență a timpilor efectivi și auxiliari, adică a celor 30 - 45 sec. sau a celor 15 - 20 sec. cu timpul efectiv de înșurubare. În acest caz se poate utiliza 2 CIS-uri, la același GPH. Utilizarea unuia exclude utilizarea celuilalt pentru a nu se ajunge la lucrul în paralel. Totuși și în acest mod rămân timpi liberi. Ca urmare este util a se monta un acumulator hidrostatic care să preia energia timpilor liberi. Astfel descărcarea pompei de presiune și utilizarea motorului termic la "ralanti" vor reduce consumul de energie al GPH. Acumulatorul are rolul și de a suplimenta debitul, caracteristic utilizării a două CIS-uri, la fazele de înșurubare.

b) Adaptarea de noi modele de hidromotoare. La faza de apropiere rapidă un nou model de hidromotor rotativ, comparativ cu HMR, utilizat (orbital) cu performanțe superioare, care în prezent se experimentează la colectivul conducătorului științific (MU - IPTVT) a cărui formă inelară și cuplu specific mărit, vor asigura ridicarea performanțelor și scăderea importantă a greutateii proprii.

În cazul hidromotorului oscilant, trebuie analizate posibilitățile utilizării a două variante și anume - HMO cu dublă paletă, cu unghi de oscilare sub 180° și deci gabarit mai redus; - HMO de construcție cu simpla paletă asemenea celui realizat la modelul experimental, dar oricum de construcție mai mică, nefiind necesare momente de strângere atât de mari, ca cele pe care s-a contat la proiectare.

Reducerea greutateii CIS-lui de la 14,2 daN cît are în prezent modelul experimental la o greutate de sub 5 daN, greutate care-l va situa la nivelul celor mai bune modele pe plan mondial, dar cu performanțe sporite.

c) Reducerea gabaritului și greutateii GPH, prin următoarele soluții:

- înlocuirea actualului motor termic de tip S13, în greutate de 80 daN, cu un motor termic pe benzină model 75 b al Uzinei Metrom Brașov, în greutate de numai 27 daN.

- utilizarea de aparataj hidrostatic - Balanța Sibiu, construcție nouă (licența Bosch) cu gabarite și greutate mult reduse,

care vor înlocui, actuala construcție a sistemului hidrostatic al GPH, realizat cu pachete (constituite din plăci). Se recomandă în acest mod a se reduce înălțimea GPH de la 1450 mm la 1200 mm și a se reduce lungimea utilă de la 1500 mm la cca 1000 mm, iar a celei totale de la 2650 mm la 2000 mm. Greutatea se va reduce de la cca 510 daN la cca 300 daN.

d) Realizarea încălzirii uleiului pe timp frumos de la căldura rezultată din gazele de evacuare ale motorului termic. Această soluție, necesită un sistem special, care necesită o soluționare aparte.

Pe lângă îmbunătățirile de mai sus, se subînțelege că în mare soluția verificată a modelului experimental constituie o bază reală pentru trecerea la construcția prototipului, ea rezolvând și satisfăcând condițiile puse în prealabil pentru un astfel de ansamblu destinat înșurubărilor pe șantiere mobile.

Cap.7. CONCLUZII GENERALE

Din elaborarea și verificarea în practică a modelului experimental a ansamblului de înșurubare, precum și din toate lucrările dezvoltate în cadrul prezentei teze se pot trage concluziile care urmează.

1.) Strângerea șuruburilor în gama de la M12 la M36, necesare operațiilor de preasamblare sau/și asamblare ale stâlpilor metalici pentru LEA, se impune a fi realizate cu cupluri controlabile, și preluarea integrală a momentului de reacție. Considerându-se specificul înșurubărilor la LEA a rezultat ca necesar un grad ridicat de automatizare în ceea ce privește flexibilitatea și respectiv recurgerea la utilaje prevăzute cu telecomandă, caracterizate de o eficiență energetică mai ridicată și de durate sensibil mai reduse a fazelor de apropiere și strângere ale înșurubărilor.

2.) În scopul soluționării necesităților s-au elaborat condiții concrete impuse și necesare ansamblului de înșurubare, condiții bazate pe experiențe rezultate din activitatea șantiierelor de montaj mobil, ale LEA atât în țară cât și străinătate. În concordanță cu tehnologiile prevăzute de montaj, îndeplinirea condițiilor va conduce în viitor la creșteri importante ale productivității muncii.

3.) Analiza stadiului actual al tehnicii mondiale pentru mecanizarea înșurubărilor mobile și în final a mașinilor de înșurubat (MI), s-a dovedit deosebit de cuprinzătoare, chiar numai selectându-se utilajele destinate montajelor din șantiere, prevăzute cu mobilitate și sursă de energie independentă. Pentru numărul mare de modele existente (prezentate numeric în tabela 7.1, s-au sistematizat și analizat în detaliu caracteristicile tehnice și constructive, performanțele funcționale pe tipodimensiuni ale acestora, în toate deosebindu-se MI cu impact și MI cu strângere continuă (tab.7.1). Dintr-un voluminos material bibliografic se relevă situația practic puțin cunoscută a varietății largi de modele utilizate pe plan mondial, clasificate în continuare după tipul acționării-pneumatice, electrice, hidraulice (tab.7.1),-categorii pentru care s-au determinat eficiențele energetice, indicator de deosebită

Tabel 7.1.

Acționarea M.I.	Grupuri de putere (buc)		M.I. modelle (buc)			
	denumirea	no- dele	ef.energ. %	cu im- pact	str. cont.	ef.energ. %
pneumatică	compresor	13	12	50	4	6
electrică	gr.electroz.	12	73	10	9	41
hidrostatică	gr.hidraul.	10	90	13	12	42
Total:	-	35	-	73	25	-

utilitate în condițiile cerințelor generale de reducere a consumurilor energetice și totodată de nouitate prin măsurile relative care au rezultat din calcule comparative, ultimele s-au efectuat având prin însăși criteriile adoptate un caracter de nouitate, iar deciziile care vor utiliza rezultatele menționate, sînt deosebit de importante pentru orientarea soluțiilor de mecanizare a montajelor mobile în viitor. Randamentul energetic a fost considerat de la cheia de strîngere și pînă la grupurile de putere respectiv pînă la arborele motorului termic, grup de putere care trebuie încă admis obligator în prezent (datorită independenței sale), la lucrările mobile de montaj din șantier. În ceea ce privește M.I., din "lanțul energetic" menționat determinarea nu a considerat mecanismele eventuale dintre motorul mașinii de înșurubat (M.I.) și cheia. Rezultatele (indicate în tabelul 7.1), evidențiază randamentul de numai 12% al motocompresorilor și de numai 6% în cazul M.I. cu acționare pneumatică, (APE). La acționarea electrică (AEI) și la cea hidraulică (AHI), acesta sînt aproape, respectiv au valori de 41-42%. A rezultat deci clar, că și în condițiile de șantier mobil, folosirea utilajelor pneumatice - în apeș M.I. cu APE - este cel mai deficitar din p. v. energie.

4.) Fiindă mont de numărul (recomandat) de M.I. la M.I. (93 unități cu toate cele trei tipuri de acționări utilizate) bazate pe mecanismele de strîngere cu impact față de numărul minoritar al celor cu strîngere continuă, a fost introdus un grup de criterii pentru analiza comparativă, grup care să confere concluzii de bază și definitorii pentru o nouă soluție care să rezulte din cercetare. Acest grup de criterii a cuprins :

a) modul de îndeplinire a condițiilor impuse și necesare operației de înșurubare pe șantierele mobile;

b) comparații referitoare la rapoartele "putere-greutate", "putere-volum", la distanța de acțiune, la costurile specifice (lei) pentru unitatea de putere;

c) compararea raporturilor între parametri cu strângere continuă și ai MI cu impact. În parametri s-au inclus: factorii calitativi (pentru a se determina cea mai avantajoasă soluție), - analiza constructivă și funcțională a mecanismelor de strângere, - considerații raționale și calcule estimative care să determine un criteriu cantitativ al parametrilor energetici și al timpilor reali de strângere.

Sintetizarea rezultatelor sînt prezentate în tabele. Au fost folosite date din literatură, precum și observațiile experimentărilor și a măsurărilor efectuate în șantier, la condiții de producție din țară și Iran.

Din analiza comparativă a rezultat că punctajul condițiilor necesare este cel mai ridicat la MI cu AHI - respectiv 60,8-, urmează apoi ABL cu 38,5 și ultima APE cu punctajul minim de 35,1.

Raportul putere-volum al motoarelor de acționare, a relevat superioritatea motorului hidrostatic cu 1333 % față de motorul electric și cu 166 % față de motorul pneumatic cu palete cel mai utilizat la MI cu APE.

Media generală a raporturilor anuașilor parametri comuni constructivi și funcționali ai MI, a permis să se conchidă că din 9 parametri comparați, 7 parametri sînt în favoarea strîngerii continuei, deci un procent de 77 %, față de strîngerea cu impact. Astfel, precizia mecanismelor cu impact are o toleranță de \pm cca 40 %, ea fiind de cca 4 ori mai defavorabilă decît precizia realizată de strîngerea continuă. Ca urmare a preciziei reduse, de ex. la strîngerea cu impact este necesar a se utiliza un șurub de M16-M18 în loc de unul de M10, suficient în cazul strîngerii continuei. Apoi controlul cuplurilor de strîngere prin impact se realizează greu, în special la lucrările mobile, impunînd soluții suplimentare (limitatoare de moment, bare de torsione ș.a.) care întroduc în schimb alte dezavantaje.

5) Un element important de noutate a fost introdus prin determinarea valorilor parametrilor energetici și a duratelor înșurubării la montajele pentru LEA. Astfel au fost demonstrate și verificate experimental expresii pentru momentul necesar apropiării

în gol (M_{ng}), - momentul minim pentru realizarea contactului
 plăcii cu piesele (M_{stmin}), - energia de strângere până la cuplul
 nominal M_{gn} . Din determinarea consumurilor energetice specifice
 (pt.1 şurub) utilizând momentele determinate mai sus și unghiul
 de strângere (ϕ) în condițiile strângerii continue și a celei
 prin impact, a rezultat o concluzie deosebit de importantă sub
 aspect energetic și anume că înșurubarea cu MI prin impact, con-
 sumă cu cca 30 - 70 % mai multă energie la strângerea unui şurub,
 decât strângerea continuă. Pe baza acestui rezultat, unde se apro-
 ximează medii ale eficienței energetice ale MI cu strângere prin
 impact și a celor cu strângere continuă, se obțin valorile din
 tabelul 7.2. Acesta scoate în final în evidență avantajul din

Tipul acționării MI	Ef.energetică %	
	Str.cu imp.	Str.cont.
pneumatic	3	6
electric	20	41
hidrostatic	21	42

p.d.v.energetic al înșuru-
 bării continue. Considerând
 și alte criterii (menționa-
 te mai sus), s-a concluzio-
 nat net asupra avantajului
 adaptării acționării hidro-

statice cu strângere continuă, ceea ce a și constituit baza pentru
 elaborarea unui utilaj nou de înșurubare specific în LSA și res-
 pectiv în condiții de șantier mobil.

6) În scopul fundamentării caracteristicilor de cercetare și
 proiectare al noului utilaj, au fost efectuate cercetări în
 șantierele LSA, din țară și Iran, și experimentări în la-
 boratoare, prezentate în histograme, diagrame, arătându-se în
 deosebi stabilirea valorii momentelor de strângere și a duratelor
 de înșurubare.

7) În baza datelor prezentate anterior, și a studiilor din
 multe variante, a fost elaborată soluția de ansamblu și construc-
 tivă a unui grup de putere hidrostatică mobil (HM) și cu un cuplu de
 înșurubat (CIS) cu model experimentat în complex, care este
 la : specificul construcțiilor LSA, posibilitățile tehnologice
 din p.a.v. al producției de către o întreprindere de profil, uti-
 lizarea GFH la mecanizarea și a altor operații din cadrul șantie-
 relor de construcții și montaje energetice, dispunându-se evident
 de noi utilaje și dispozitive cu MI. Se apreciază ca importantă
 posibilitatea generalizării pe ansamblul activității de construcții
 și montaje de la noi din țară a VII elaborat, încă aceasta în
 condițiile elaborării în continuare a celor noi subansamble

executante (mașini pentru diferite lucrări) avînd necesități de flexibilitate și posibilități de utilizare a telecomenzii grupului (GPH).

8) Ansamblul de înșurubare constituit din grupul de putere hidrostatic (GPH) și capul de înșurubat (CIS), realizat și încercat în cadrul prezentei teze cuprinde un grup de soluționări cu caracter de noutate pe plan mondial și care își mențin și în prezent atât prioritățile cît și avantajele. Astfel:

Capul de înșurubat (CIS) realizează înșurubarea "continuă" în două faze și anume:

a) Înșurubarea de apropiere a piuliței, de la capătul șurubului pînă la asigurarea contactului acesteia cu piesele de înbit, apropiere realizată de către un hidromotor rotativ (HMR), cu cuplu redus și turație ridicată pînă la obținerea contactului definit printr-un moment $-M_{stmin}$ și care constituie o origine a începutului strîngerii.

b) Strîngerea propriu zisă este a doua fază, însă realizată de către un hidromotor oscilant (HMO) și caracterizată printr-un cuplu crescător pînă la valoarea momentului nominal $-M_{sn}$ la care trebuie strîns șurubul.

Trecerea de la prima la a doua fază se realizează automat prin telecomandă cu semnale emise de către elemente de pe CIS, către comanda electronică a ansamblului și de la aceasta la GPH. Valoarea momentului nominal de strîngere $-M_{sn}$ se fixează pe CIS cu ajutorul unui buton etalonat direct în funcție de grosimea filetelui. În acest mod se dispune de o mare flexibilitate deoarece comanda strîngerii se poate schimba ușor de la o mărime de șurub la alta, în gama de la M12-M36, prin schema de comandă electronică, și prin care se schimbă de fapt precizia sistemului hidrostatic. În acest mod întru întreaga gamă de șuruburi este utilizată o singură mărime CIS-lui.

9) Prelucrarea momentului de reacție al înșurubării, este realizată pe o soluție nouă diferită de cea indicată în normele USA - ASTM A 325 și A 490 (de altfel singura indicată în literatură la strîngerea continuă), norme după care se ridică prețul de cost și consumul de metal, ceea ce este neeconomic pentru R.S.R. Soluția adoptată în teză, prevede preluarea integrală a momentului de reacție, utilizînd dispozitive simple, anexe la CIS și care se pot alina și așeza ușor. Rezolvarea este productivă, se bazează pe

acelaș singur operator de manevră CIS-ul, nu necesită consum de metal și deci costuri suplimentare la fiecare șurub, dând o largă aplicabilitate CIS-ului. Noutatea și prioritatea soluțiilor menționate sînt confirmate și protejate prin brevetul de invenție România 20724. Performanțele, cu prioritate pe plan mondial, nu sînt depășite de alte realizări, situînd CIS-ul realizat pe primul loc în mecanizarea înșurubărilor din șantiere mobile.

10) Acționarea hidrostatică a CIS-se realizează prin schema de conexiuni a sistemului hidrostatic și a blocurilor de comenzi electrice și electronice (realizate cu circuite integrate) și a celor componente sînt dispuse în cadrul comenzii generale a ansamblului pe GPH. Ca urmare a soluției originale a schemei de comandă și ea este protejată de brevetul de invenție România 20725.

11) Durata efectivă a înșurubării, realizată de către ansamblul de înșurubare, este de cca patru secunde, incluzînd cele două faze ale ciclului. Eficiența energetică este corespunzător soluției, cu cca 40-70% superioară strîngerii realizată cu mecanisme de impact.

12) Grupul de putere hidrostatic mobil (GPH) conține deosemeni noi soluții. Astfel la cadrul de susținere, denumit cadrul portant a-a conceput o construcție din profile închise cu spații goale în interior. Acest cadru îndeplinește funcția de șasiu, de rezervor pentru ulei hidrolic, de rezervor pentru benzină, de spațiu pentru amplasare a comenzii centrale electrice și electronice, funcția de susținere a sistemului de acționare hidrostatică, de susținere a celorlalte componente. Totodată el poate fi deplasat pe orice fel de drumuri, precum și pe terenuri neamenajate, datorită montării pe roți cu suspensie de tip independent, (utilizate la familia autoturismelor AKO), ceea ce îi conferă o mare stabilitate. Concepția unui GPH, cu soluțiile de mai sus și care totodată se realizează în multe funcții, are caracter de noutate și progres tehnic, atestat prin brevetul de invenție România 20709.

13) Ansamblul de înșurubare este încredințat practic în condiții de transport și la diferite teste funcționale în laborator, care au dovedit că rezultatele obținute sînt în acord cu totul și cu totul prevăzute. El poate fi exploatat corect și în aer liber, la temperaturi de la -20°C la $+35^{\circ}\text{C}$, deci indiferent de anotimp.

14) CIS-ul și GPH-ul este realizat constructiv din componente ale industriei noastre constructoare de mașini, ceea ce înlocuiește

posibilitate de producere în serie și totodată întreținere economicoasă în exploatare.

15) Din reevaluarea parametrilor necesari pe bază de măsurători în șantier și din încercările experimentale a reieșit că proiectarea modelului experimental a fost realizată cu mari rezerve, ca urmare de fapt a dorinței de extindere a aplicabilității și diversificării în viitor. Încercările au demonstrat însă realitatea sale posibilități tehnice și calitățile de extindere (a GPH) chiar și la dimensiuni și puteri mai reușe.

16) Concluziile reieșite din încercările modelului experimental, permit prevederea de îmbunătățiri care se vor aduce prototipului și între care se menționează: ridicarea eficienței energetice a GPH-ului prin introducerea unui acumulator hidrostatic, creșterea capacității de producție prin alimentarea a două sau mai multe CIS-uri, sau a altor dispozitive cu AHI, care vor fi concepute și realizate în viitor pentru mecanizări ale altor procese din șantierele mobile, reducerea gabaritelor și greutateii în dozebi a CIS-ului, prin utilizarea de noi hidromotoare rotative utilizarea unui motor termic redus model AL 75 b Metrom, la GPH precum și alte perfecționări.

17) Ansamblul de înșurubare, prin soluțiile noi de progres tehnic pe care le conține, posibilitatea obținerea unei importante eficiențe economice față de starea actuală. Datele de calcul al acestei eficiențe sînt redată sintetizat în tabelul 7.3, în care la coloana "obs", este explicat și modul de calcul al indicatorului respectiv. Norma medie de timp \bar{T}_2 (NT-rînd 2) este conform datelor în uz la T.A.G.E.M. (Trustul Antrepriză Generală electro-Montaj), și reprezintă o medie a tuturor tipurilor de stîlpi cu aceeași tensiune. Timpul mediu pentru înșurubare anuală ca și pentru cea mecanizată (rînd 12 și rînd 13) a fost determinat pe bază de normare tehnică conform Anexei A.7.1. Pe baza acestora s-au determinat timpii \bar{T}_3 (rînd 3) și \bar{T}_4 (rînd 4), care reprezintă valori medii la montarea stîlpilor și cuprind inclusiv fazele necesare înșurubării și care nu sînt afectate de mecanizarea înșurubării, rezolvată prin teză. Costul unui minut de exploatare a utilajului (CIS + GPH), la care operatorul face parte din însăși echipa de personal (rînd 7), s-a determinat la un cost de cca 100.000 lei al utilajului și la o amortizare pe timp de 3 ani a acestuia.

Tabel 7.3

Nr. crt.	Indicatorul	Tip stîlp-tensiune KV			Obs.
		110	220	400	
0	1	2	3	4	5
1.	Nr.mediu şuruburi /1 stîlp	541	596	3282	
2.	N.T.indicată τ_2 ore/1 stîlp	80	135	998	Manual
3.	Timp înşurub.man. τ_3 ore/1 stîlp	45	50	274	Inclusiv lucr. conexe înşurub.
4.	Timp înşurub.mec. τ_4 ore/1 stîlp	22,5	24,8	137	Cu CIS + GPH
5.	Creşterea capacitat. producţie ΔQ %	100	101	100	$Q = \frac{\tau_3}{\tau_4} \cdot 100$ %
6.	Echipă personal înşurub.manual	9	11	11	Nr.oameni
7.	Echipă personal înşurub.mecaniz.	8	9	9	- " -
8.	Prod.(W)-manual nr.şurub/1 om	60	54	298	rînd 1/rînd 6
9.	Nr.înşurubări mecaniz.în τ_3	1082	1201	6564	$\frac{\tau_3}{\tau_4} \times$ rînd 1
10.	Prod.(W)-mecaniz. Nr.înşurub./1 om	135	133	729	rînd 9/rînd 7
11.	Creştere product. ΔW în %	225	247	244	rînd 10/rînd 8
12.	Timp mediu pentru înşurub.manual	5 minute/1 şurub			Conf.calcul Anexă A7.1.
13.	Timp mediu pentru înşurub.mecaniz.	2,5 minute/1 şurub			- " -
14.	Timp pentru una înşurub.man.min.-om.	0,55	0,45	0,45	rînd 12/rînd 6
15.	Cost manoperă man. lei/1 şurub	1	1	1	rînd 12x12 lei/1 60 min.
16.	Regie manoperă manual lei	1,30	1,30	1,30	130%x rînd 15
17.	Chelt.indirecte caz. SDV, transp.ş.a.	0,99	1,21	1,21	0,11 lei/1 şurub x rînd 6
18.	Total cost lei înşurub.manual	3,29	3,51	3,51	Rînd 15+rînd 16 + rînd 17
19.	Timp pt.1 înşurub.mecaniz.minute-om.	0,31	0,27	0,27	rînd 13/rînd 7.
20.	Cost manop.înşurub.mecaniz.lei/1 şurub	0,5	0,5	0,5	rînd 13x12lei/h 60 min.

0	1	2	3	4	5
21.	Regie manoperă mecaniz. lei	0,65	0,65	0,65	130% x rînd 20
22.	Costuri exploat. CIS și GPH lei	0,67	0,67	0,67	0,27 lei/minx rînd 13 Anexă A 7.1.
23.	Cheltuieli indir. cazare, SDV transp. ș.a.	0,88	0,99	0,99	0,11 lei/1 șurub x rînd 7
24.	Total cost lei înșurub mecaniz.	2,70	2,81	2,81	Rînd 20+21+22 + rînd 23
25.	Reducere costuri lei/1 șurub	0,59	0,70	0,70	rînd 18 - rînd 24
26.	Reducere costuri în %	18 %	20 %	20 %	rînd 25 / rînd 18

Se observă clar, creșterea cu 100 % a capacității de producție la operația de înșurubare, creșterea cu 220 % - 247 % a productivității muncii, exprimată în număr de înșurubări/1 om, precum și reducerea cu cca 18 %-20 % a prețului de cost pentru una înșurubare mecanizată față de cea actuală, manuală. Pentru un stîlp de 110 KV, reducerea de costuri este de cca 320 lei, la un stîlp de 220 KV, este de cca 417 lei iar la cel de 400 KV de cca 2297 lei. De exemplu la 800 stîlpi montați anual avînd tensiunea de 400 KV, economia la prețul de cost va fi de 1.837.600 lei/an.

Extinderea la șantierele din țară și străinătate (ale R.S.R) precum și la stîlpii de toate tensiunile, multiplică corespunzător suma în lei economisită prin introducerea soluțiilor din prezenta teză.

8. BIBLIOGRAFIE

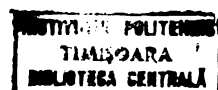
Cap.1

- 1.1. Ceaușescu Nicolae Raport prezentat la Congresul al XIII-lea al PCR Ed. Politică, 1984
- 1.2. Gârbacea Anton Certificat de inventator nr 57507 - Dispozitive de prindere al stîlpilor metalici LEA, ridicați, transportați și pozați cu heliicopterul - 1977.
- 1.3. Saviț Gheorghe p.a. Tehnologia Construcțiilor de Mașini. Ed. Didactică și Pedagogică - 1967
- 1.4. Tomuș Sabin Din experiența USA în electroenergetica IV - Construcții și Montaja Energetice nr.10, Ed.MES - 1972
- 1.5. Vicol Pavel Construcția Linilor electrice. Ed.Teh.1975
- 1.6. XXX "Electrical Engineers" Data Book-Second Edition Published by Electrical World. Ed. Mc.Graw - Hill New-York - 1974.
- 1.7. XXX Transmission and Distribution - October, A.Cleworth Publication-Philadelphia-1972.

Cap.2

- 2.1. Gaston F.Guss L'air comprimé industriel.vol.I-Entreprise Moderne d'Edition. Paris-1973.
- 2.2. Waston K.P. Compressed air the power behind assembly. Assembly and Fastener Engineering nr.9 august 1971.
- 2.3. XXX "Ackley machinery" Transmission and Distribution-october A.Cleworth Publication - 1972.
- 2.4. XXX Hydraulick als antrieb von aufreishütern bohrgeräten und anderen werkzeugen -V.D.B. U.K.-Information nr 2 april-mai 1972.
- 2.5. XXX Materials, equipment and services - Transmission and Distribution. February. The magazine for executives and Engineers in Electric Power Systems-1973.
- 2.6. XXX TRAVAUX - Organe de la technique française des travaux publics et du ciment armé - mai nr 398 - 1968.

- 2.7. XXX Anleitungen zur Bedienung und Verwendung
des pneumatischen Schraubenspanners - Q 62354
-Type PU 30 Drukov-Brno 1971.
- 2.8. XXX Atalanta-Power and light, generator plants -
Diesel-Catalog-1975.
- 2.9. XXX Ackley - Quiet team tools. Hydraulic Power
for Construction AKLF 30.696 Clackamas-Oregon
Prospect-1973.
- 2.10. XXX Air Tools-Desoutter.Master Catalogue.London
-1976
- 2.11. XXX Air tools for industry.-Atlas Copco.Catalog
E 811 K-Stockholm-1974.
- 2.12. XXX Blitz-Sioux-Druckluft -Werkzeuge.Prospect
1974
- 2.13. XXX Biax Druckluftschrauber-Schmidt und Wetzel
-nr 673-Maulbronn.Prospect-1973.
- 2.14. XXX Bosch-Electrowerkzeug Katalog 75/76-EW-AHW-Z
45 Leifelden Prospect 1976.
- 2.15. XXX Bosch-Lesto-Druckluft-Schlagschrauber-EW-AHW-
Prospect 1972
- 2.16. XXX Bosch-Industriewerkzeug-Druckluft-EW-WEB-
Prospect 1972.
- 2.17. XXX Bosch-Hochfrequenz Schrauber und schlagschrauber
in der industrie-Lew-AHW-3/402.
Prospect-1969.
- 2.18. XXX Bouloaneuses Pneumatiques-Skil Power-F 1132.
Skil Nederland Prospect-1971.
- 2.19. XXX Consolidated Pneumatic Tool Co.Ltd.-SP 559
Prospect-1976.
- 2.20. XXX Deprag Pressluftmaschinen.Schultz KF Amberg.
Buletin 14086-1974.
- 2.21. XXX Dymax-Torque Multipliers mechanically-operated
catalogue Bonn-1983.
- 2.22. XXX Dymax-Hydraulic Power wrenches-Katalog-Bonn-
1983
- 2.23. XXX Enerpac-Hydraulische Werkzeuge-Katalog E-307-
E Geneva-1975.
- 2.24. XXX Elektron-GMBH.Buletin nr.1050.Stuttgart-1975



- 2.25. XXX Fairmont-Railway motors Inc.Maintenance of way.Catalogue Fairmont-Minnesota -1975.
- 2.26. XXX Fairmont Hydraulics-The Powerfulls from Fairmont.Buletin 920-30,920-44 A Division of Fairmont Railway motors Inc.Buletin 875 D; 875-30,Fairmont-Minnesota-1985.
- 2.27. XXX Gaikoverť reversivnġi EP-1262-Avtomobilnġi Zavod imeni-Lihaciova Moscova.Prospect-1976.
- 2.28. XXX Gaikoverť reversivnġi EP 1240-tehniceskaia harakteristika Avtomobilnġi zavod imeni Lihaciova-Moscova.Prospect-1976
- 2.29. XXX Gaikoverť reversivnġi EP 1241-Avtomobilnġi zavod imeni Lihaciova-Moscova.Prospect-1978.
- 2.30. XXX Greenlee Tool Co.-Catalogue nr.45-March-Rockford-Illinois-1973.
- 2.31. XXX Gaikoverť PGG-1-Moskovskġi mehaniceski zavod nr.1 Metrostroia-Moscova.Prospect-1974.
- 2.32. XXX IRMER-Deutz-Constructiions Mġcaniques-Catalog-Bad Oeynhausen-1974.
- 2.33. XXX Impacttools-Cleco-Prospect-1969.
- 2.34. XXX Ingersoll-Rand-Imactools-Buletin-East Brunswick N.J.-1975.
- 2.35. XXX Instrucġiuni tehnice Ńi de exploatare a grupului electrogen GTS/5/160-UMB BucureŃti-1975
- 2.36. XXX Instrucġiuni tehnice Ńi de exploatare a grupului electrogen GTE 30/400-UMB BucureŃti-1973.
- 2.37. XXX Instrucġiuni de exploatare Ńi intretinere a MI tip 24 Ńi 42-Uz.Independenġa Sibiu-1975.
- 2.38. XXX Information of Honda Products-Honda Motor Co.Ltd.Tokyo.Prospect-1975.
- 2.39. XXX Kabelverlegemaschinen und Gerate-Lancier Katalog-Lancier Peter KG-Wolbeck-1973.
- 2.40. XXX LMS-Impact wrenchers-Buletin E 1587 b - Atlas Copco Stockholm -1975.
- 2.41. XXX Milwaukee-Heavy duty tools-for contractors and Industry-C talog 473-Brookfield-Wisconsin-1975.

- 2.42. XXX Montabert-Hydroville-Groupes et marteaux hydrauliques Buletin F 2849 b.Lyon-1977.
- 2.43. XXX Outils pneumatiques Globé-56B lo474-Prospect.1974
- 2.44. XXX PremagGmbH-Pressluftwerkzeug-und Maschinenbau -Geisenheim an Rhein-Prospect-1974.
- 2.45. XXX Porsche Industrie-Haupt und notstrom-ver-sorgung Katalog-1974.
- 2.46. XXX Renault E.G.-Outillage pneumatique Notice générale nr.3.Saint-Sebastien sur Loire-1975.
- 2.47. XXX Richard C Walter - Klein Kompressor Anlagen-Wuppertal.Proespect-1975.
- 2.48. XXX Reversivni gaikoverť P 3130-tehniceskaja karakteristika Remontni zavod soiuzselihoztehnice Gorodak,Hmelnitkoi oblasti-Prospect-1975.
- 2.49 XXX Reversivni gaikoverť PG-1 tehniceskaja karakteristika-Kulajvsehii zavod transportno-vo masinostroeniea-Prospect-1976.
- 2.50. XXX React-a-matic Schraubverbindungs system -Carl Walter Salzburg - 1978.
- 2.51. XXX Reactamatic-Bolting System-Sevice buletin-HI-SHEAR Corporation-Torrance-California -1984.
- 2.52. XXX Studiu comparativ privind performanțele MI pneumatice de șurț și înșurubat -UZ.Independența Sibiu-1967.
- 2.53. XXX Snap-on-tools.Buletin-Kenosha-Wisconsin-1973
- 2.54. XXX Skil power tools-L'outillage pneumatiques skil pour l'industrie FFB 1159-Breda-Prospect 1978.
- 2.55. XXX Skilpower tools-Impact wrenches-Main plant in Europe-Breda-Prospect 1972.
- 2.56. XXX Stanley Power Tools Division-New Britain-Connecticut Hydraulic Impact wrench and drill - Prospect 1972.
- 2.57. XXX Tools and Equipment - Catalog- Anixter Pruzan - Seattle - 1973.

- 2.58. XXX The new combination hydraulic impact wrench
-Limb Lopper Inc.-Santa Fe Springs-California.
Prospect 1973.
- 2.59. XXX Utility Equipment Co.Ltd.-Tool Division-
Catalog 5-Oklahoma City 1975.
- 2.60. XXX Uzina Timpuri Noi-Catalogul produselor fa-
bricate - București 1975.
- 2.61. XXX Wolf electric tools ltd.-The industrial elec-
tric tool specialists- Main catalogue 17-th
edition - London 1978
- 2.62. XXX Zumkeller-Tiefbau strassenbau-Hydraulik
werkzeuge Katalog-1979.

Cap.3

- 3.1. Ciocirdia C Acționarea hidrostatică a mașinilor agricole
ș.a. -Ed.Tehnică 1967.
- 3.2. Cosoroba V.ș.a. Acționari pneumatice -Ed.Tehn.București.1971
- 3.3. Vaida A. Mașini Unelte - Ed. Didactică și pedagogică
Dodon Eugen,ș.a. 1970
- 3.4. Florea S. Elemente de execuție hidraulice și pneumatice
Dumitrache L. Ed.Didactică și Pedagogică-1967.
- 3.5. Gafiteanu M.ș.a. Organe de Mașini-volumul I-Ed.Tehnică-1981
- 3.6. Levina Z.M. Kontaktnaia jestkostî mașin-Iz. Mașino-
stroenia Moscova-1971.
Rešetov D.M.
- 3.7. Novikov M.P. Osnovî konstruirovania sborocinîh prisposo-
blenii Leningrad - 1953.
- 3.8. Rijov E.V. Kontaktnaia jestkosti detaiei mașin - Iz.
Mașinostroenie - Moscova - 1966.
- 3.9. Cofer T.N. Aluminium 345 KV-H Frames Lower cost per
mile - Electrical-Engineers, Data Book -
Electrical World - Mc.Graw - Hill Publishing
Co.-New York 1969.
- 3.10. Celifand M.L. Energeticieskii metod issledovaniiia zatiajki
rezîbovîh soedinenii rezîbozavertîvauizii
mașinami udarnogo deistviiia - Mehânzîrovannîi
instrument i otdeleinie mașinî - nr.2
TNIITE Stroinas 1969
- 3.11. Junker Gerhard Reihenuntersuchungen Über das Anziehen von
Schraubenverbindungen mit motorischen Schrau-
ben.Draht-welt-56 nr.2-1970.

- 3.12. Isaev K.C. Gaikoverți udarno impulsiivnogo deistviia Vestnik Maşinostroeniia nr.1.Moscova 1956.
- 3.13. Tomus Sabin Din experiența USA în electroenergetica IV -Construcții și montaje energetice nr.10. -Ed.MEE București 1972.
- 3.14. Tipeniuk I.Ia. Dinamica proțessa udarnoi zatiajki rezîbovîh soedinenii Mehanizirovannîi instrument i otdelocinie maşinii nr.4 - TMIITE Strôimas. Moscova 1969.
- 3.15. Tipeniuk Ia.I, Gelifand M.L. Nekotorie voprosî udarnoimpulsiivnoi zatiajki rezîbovîh soedinenii- Mehanizirovannîi instrument i otdelocinie maşinii nr.2 - 1972.
- 3.16. Surenko MA. Izmerenie usilii pri zatiajke rezîbovîh soedinenii - Vestnik Maşinostroeniia -nr.1, Moscova - 1956.
- 3.17. XXX Air Motors-Atlas Copco-Stockholm-Prospect -1975.
- 3.18. XXX Atlas Copco-Manual Edition 2-Airpower-Stockholm 1975
- 3.19. XXX Carl Walter - Schraubwerkzeugfabrik KG. Prospect - 1981
- 3.20. XXX Gaikoverť PCG-1.Moskovskii mehanicieskii zavod nr.1 Metrostroia-Moscova,Prospect 1975.
- 3.21. XXX HI-SHEAR-Corporation-Reactamatic Service buletin-Torrance-California,Prospect-1983.
- 3.22. XXX Ingersoll-Rand-Impacttools.East Brunswick N.J.Buletin - 1975
- 3.23. XXX Instrucțiuni de exploatare și întreținere MI tip M24 și M42. Uz.Independența Sibiu - 1975.
- 3.24. XXX Instrucțiuni de exploatare grupului electrogen -UME-București-1981
- 3.25. XXX Milwaukee - Heavy duty tools for contractors and Industry Catalog 473 - Brookfield -1975.
- 3.26. XXX Motoare electrice - Catalog de produse-Intrep. Electromotor Timișoara - 1986.

- 3.27. XXX Reactamatic - Hi Shear Corporation - Tool Division - Torrance - 1976.
- 3.28. XXX Carl Walter - Reactamatic . Schraubverbindungssystem - 1978
- 3.29. XXX Studiu comparativ privind performanțele mașinilor pneumatice de șurubit. Uz. Însurubat pendența Sibiu 1967.

Cap.4.

- 4.1. XXX Adjustable torque wrench - Neill Tools Limited- Catalogue Sheffield - 1980
- 4.2. XXX Drehmoment schlüssel - Walter Werkzeuge - Prospect - V.I. 1974.
- 4.3. XXX Norme de timp și prețuri unitare la construcția LEA-TALEM - București 1985

Cap.5.

- 5.1. Boangiu Gh.,
Dodon Eugen Mașini unelte și agregate. Ed. Didactică Pedagogică - 1978.
- 5.2. Dodon Eugen. Certificat de inventator - 79569.- Grup de putere hidrostatic mobil - 1980.
- 5.3. Dodon Eugen,
Gârbacea Anton. Certificat de inventator - 80724.- Cap de înșurubat portabil - 1982.
- 5.4. Dodon Eugen
Gârbacea Anton Certificat de inventator - 80725.- Acționare și comandă a capului de înșurubat portabil - 1983.
- 5.5. Gafiteanu M ș.a. Organe de mașini vol.I. Ed.Tehnică 1981.
- 5.6. Gheorghiu Nicolae Organe de Mașini.-IPTV Timișoara - 1985.
- 5.7. Oprean A. Hidraulica așiniilor unelte-Ed. Didactică și Pedagogică - 1983.
- 5.8. XXX Abex Denison-Fluid power components- Bulletin 2201-5-72 Columbus,-Ohio-1972.
- 5.9. XXX Abex Denison-Catalogue-Fluid power components - New York - 1976.
- 5.10. XXX Carte tehnică-Motor AL 75 b.-Uz.Metrom Brașov 1982.
- 5.11. XXX Catalogul produselor aflate în fabricația de serie - Uz.Timpuri Noi-București-1973.

- 5.12. XXX Catalogul aparatelor hidrostactice produse de Uz. Balanța Sibiu - 1979.
- 5.13. XXX Danfoss - Moteurs hydrauliques - Catalog NK-10 C1- 04 Nordborg - 1985.
- 5.14. XXX Dynax - Hydraulic Power wrenches - Katalog Bonn 1983.
- 5.15. XXX Notița tehnica - autoturismul ARO-240,241, -Uz. Mecanica Muscel - 1973.
- 5.16. XXX Rexroth - Presentarea programului. Buletin RU-00-200 Lohr am Main - 1976.
- 5.17. XXX Rexroth - Katalog. Rexroth A.G.-Zürich 1980.
- 5.18. XXX Reactamatic - Schraubverbindungs System - Hi-Shear-Corporation-C.Walter. Salzburg-1978.

Cap 1	7
Cap 2	62
Cap 3	29
Cap 4	3
Cap 5	18
	<hr/>
	119

C O N T I N U T

	Pag.
1. INTRODUCERE	1
2. STADIUL TEHNICII MONDIALE AL MECANIZARII INSURUBARILOR MOBILE	12
2.1. Observații prealabile.....	12
2.2. Mașini de înșurubat (MI) cu acțiune pneumatică....	13
2.2.1. Compresoarele și utilizarea lor.....	13
2.2.2. MI pneumatice. Descriere, părți componente, funcționare.....	16
2.3. MI cu acționare electrică.....	31
2.3.1. Grupuri electrogene.	31
2.3.2. MI cu acționare electrică.....	33
2.3.3. Performanțele MI electrice.....	37
2.3.4. Considerații finale privind MI electrice...	39
2.4. MI cu acționare hidrostatică.....	40
2.4.1. Grupuri mobile de putere hidraulică.....	40
2.4.2. MI prin impact cu acționare hidrostatică(AHI)43	43
2.4.3. MI cu AHI și strângere continuă.....	47
2.4.4. Considerații finale... ..	49
3. ANALIZA ACȚIONARILOR MI.....	50
3.1. Caracteristici necesare ale MI pentru lucrările mobile de montaj.....	50
3.1.1. Acționarea pneumatică.....	51
3.1.2. Acționarea electrică.....	64
3.1.3. Acționarea hidrostatică.....	67
3.1.4. Concluzii comparative privind acționarea MI. 72	72
3.2. Mecanismele de strângere la MI.....	83
3.2.1. Mecanismul de strângere prin impact.....	84
3.2.2. Mașini cu strângere continuă.....	94
3.2.2. Considerații raționale pentru mecanismele de impact și strângere continuă.....	97
4. DETERMINARI EXPERIMENTALE PRELIMINARE... ..	127
4.1. Parametrii urmăriți prin măsurări.....	127
4.2. Metode de măsurare.....	129
4.3. Modul de lucru.....	131
4.4. Rezultatele măsurătorilor.....	134
4.5. Concluzii.....	138

5. MODELUL EXPERIMENTAL REALIZAT IN CADRUL	
LUCRĂRILOR TEZEI	140
5.1. Obiective și compunere a ansamblului.....	140
5.1.1. Scopul mecanizării și automatizării.....	140
5.1.2. Soluția de ansamblu.....	141
5.2. Capul de înșurubat portabil (CIS).....	144
5.2.1. Soluția de ansamblu.....	144
5.2.2. Soluția constructivă.....	147
5.2.3. Prelucrarea momentului de reacție.....	153
5.2.4. Acționarea hidrostatică.....	162
5.3. Grupul de putere hidrostatic (GPH).....	167
5.3.1. Schema de conexiuni a sistemului hidrostatic	168
5.3.2. Cadrul de susținere a GPH.....	169
5.3.3. Rezervorul de ulei hidrolic.....	172
5.3.4. Soluția de ansamblu.....	173
5.3.5. Soluția constructivă.....	176
6. INCERCĂRI EXPERIMENTALE SI CONCLUZII.....	180
6.1. Verificarea funcțională.....	180
6.2. Concluzii pentru prototip.....	185
7. CONCLUZII GENERALE.....	188
8. BIBLIOGRAFIE.....	197
9. CUPRINS	
10. ANEXE:	
1. Figura A.1.1.	1.A
2. Tabele A.2.1.....A.2.12.....	2.A
Figuri A.2.1.....A.2.17.....	16.A
4. Tabele A.4.1.....A.4.2.....	21.A
7. Tabel A.7.1.....	23.A

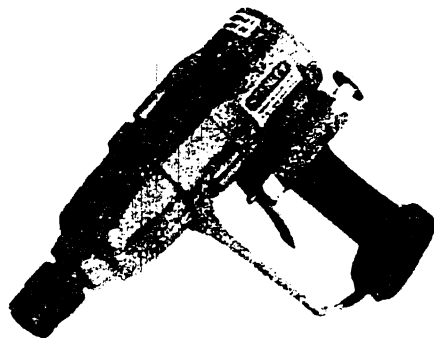


fig.A.2.15. MI-tip-Im -C6 -
Stanley-U.S.A.

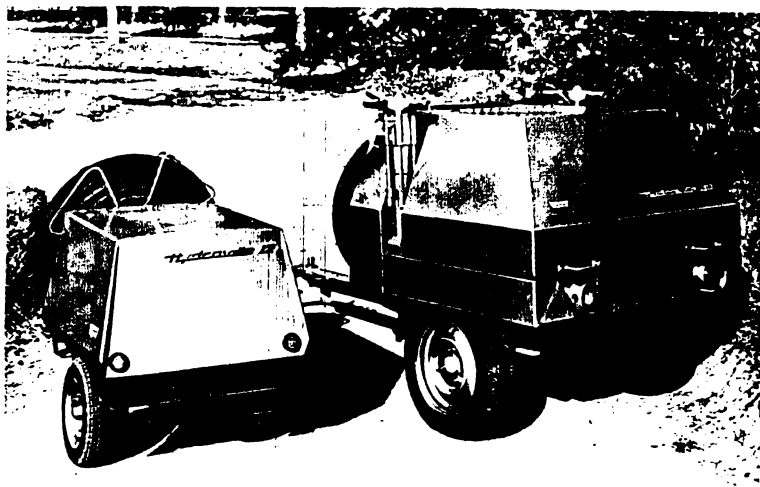


fig.A.2.17. Grupuri de putere hidrostatice
-tip- Hydroville - Franța

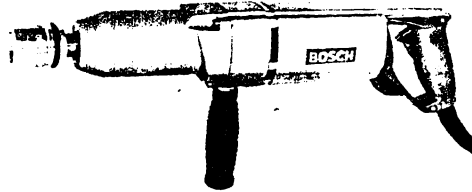


fig.A.2.13. MI tip-2434 și 2435
Bosch - R.F.G.

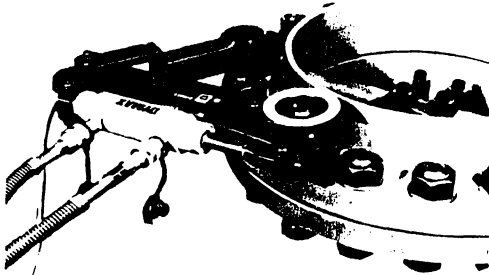


Fig.A.2.14. MI-tip DYKMAX-model
PH-SR Maschinenbau - und
Handelsgesellschaft-R.F.G.

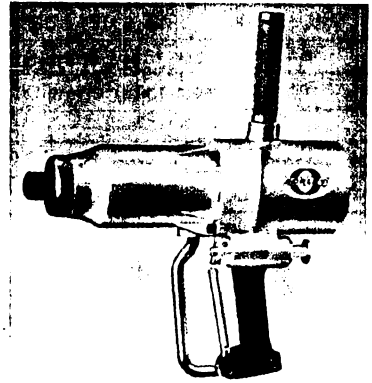
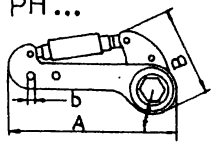
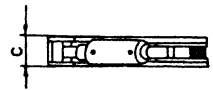


fig.A.2.16. MI-tip 22 H+S
Ackley - U.S.A.

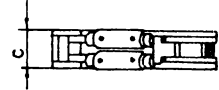
Tip PH...



Tip PH...1



Tip PH...2

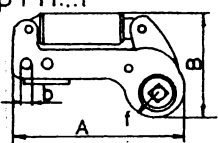


ANEXA A.2.12

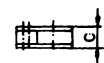
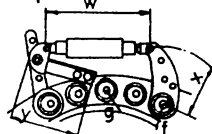
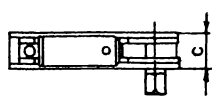
Caracteristici

Tip PH	101	151	351	501	751	1001	1501	2501	2502	3501	3502	5002	7502	10002	20001	30001
Dim.A	312	305	430	445	486	509	553	783	562	783	722	806	843	900	1047	1067
Dim.B	93	100	167	222	178	225	297	330	305	400	365	360	460	425	700	650
Dim.C	45	50	52	52	67	81	85	110	115	110	120	160	180	200	220	260
Dim.b			20	20	25	30	30	36	36	36	36	36	45	45	50	60
Dim.f	22	35	45	55	58	65	75	110	100	110	110	135	150	150	190	220
A/F	27	36	46	55	60	70	75	115	100	115	115	115	130	130	220	250
■ in°	3/4	1	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3 1/2	3 1/2	3 1/2	5	5 1/2
da N	5	6	10	11	17,5	24,5	28	64	52	73	74	157	183	215	368	396
M _A N _m	1000	1500	3500	5000	7500	10000	15000	25000	25000	35000	35000	50000	75000	10 ⁵	2·10 ⁵	3·10 ⁵

Tip PH...F



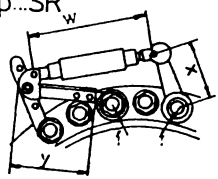
Tip...RK



Caracteristici

Tip PH	351F	501F	751F	1001F	1501F	2801F	5001F	Tip PH	RK 351	RK 501	RK 751	RK 1501	RK 2501
Dim.A	283	318	352	368	412	484	666	Dim.W	276	276	320	400	494
Dim.B	163	203	188	220	225	285	335	Dim.X	105	150	105	200	190
Dim.C	50	58	70	74	80	115	150	Dim.C	40	40	45	55	60
Dim.b	20	20	25	25	25	36	36	Dim.Y	190	190	220	250	250
Dim.f	38	55	57	57	65	65	100	Dim.f	Dimens. funct. moment și A/F				
								A/F	Dimens. funct. moment și A/F				
■ in°	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2	2 1/2	3 1/2						
da N	8	10	15	18	23	41	60	da N	Dimens. funct. moment și A/F				
N _A N _m	3500	5000	7500	10000	15000	28000	50000	M _A N _m	3500	5000	7500	15000	25000

Tip...SR



Caracteristici

Tip PH	500 SR	750 SR	2500 SR	5000 SR	8000 SR	10000 SR	20000 SR	30000 SR
Dim.W	276	320	494	552	631	545	690	705
Dim.X	150	105	190	250	400	370	450	400
Dim.Y	190	220	250	280	415	550	625	700
da N	115	17	39	67	81	95	135	255
M _A N _m	5000	7500	25000	50000	80000	100000	200000	300000

Măcu strângere continuă hidrostatică tip DYMAX

7.	Ackley Co.	32H+S	USA	50,8-76,2	105,45-140,6	52,5-60,5	60,5	400	900	607	2-3	40,9	Idem + S	-
8.	Limb - Lopper	HL-003000	USA	11,11	105,4-140,6	11,4-18,9	15,2	1100	2200	214	5/16	2,6	Pistol	-
9.	Fairmont	H6500	USA	12,7	49,21-140,6	14,40-16,8	14,4	1000	2000	228,6	3/8	2,6	"	-
10.	Ackley Co.	5 H	USA	11,11	70,3-140,6	18,9-26,5	18,9	1000	2000	212	5/16	2,6	"	-
11.	Stanley	IV-06	USA	19,05	70-140	17-19	19	950	1900	230	-	5	"	A2.15
12.	Stanley	IV-13	USA	25,4	70-140	11-19	19	1050	2100	230	-	6	"	-
13.	Stanley	IV-23	USA	50,8	90-140	58-60	60	565	1130	340	-	36	Pistol cu miner in cruce	2.39
B. MI cu stringere continuă														
1.	Dymax	PH-151	IRPG	36	20-400	-	9	-	-	305	-	6	-	2.42
2.	Dymax /2.22/	SR-750	RPG	80	40-700	-	-	-	-	320	-	17	-	A2.14

ANEXA

Tabel A.2.11

PERFORMANȚELE MI CU ACȚIONARE HIDROSTATICĂ PÎNĂ LA

L. 50

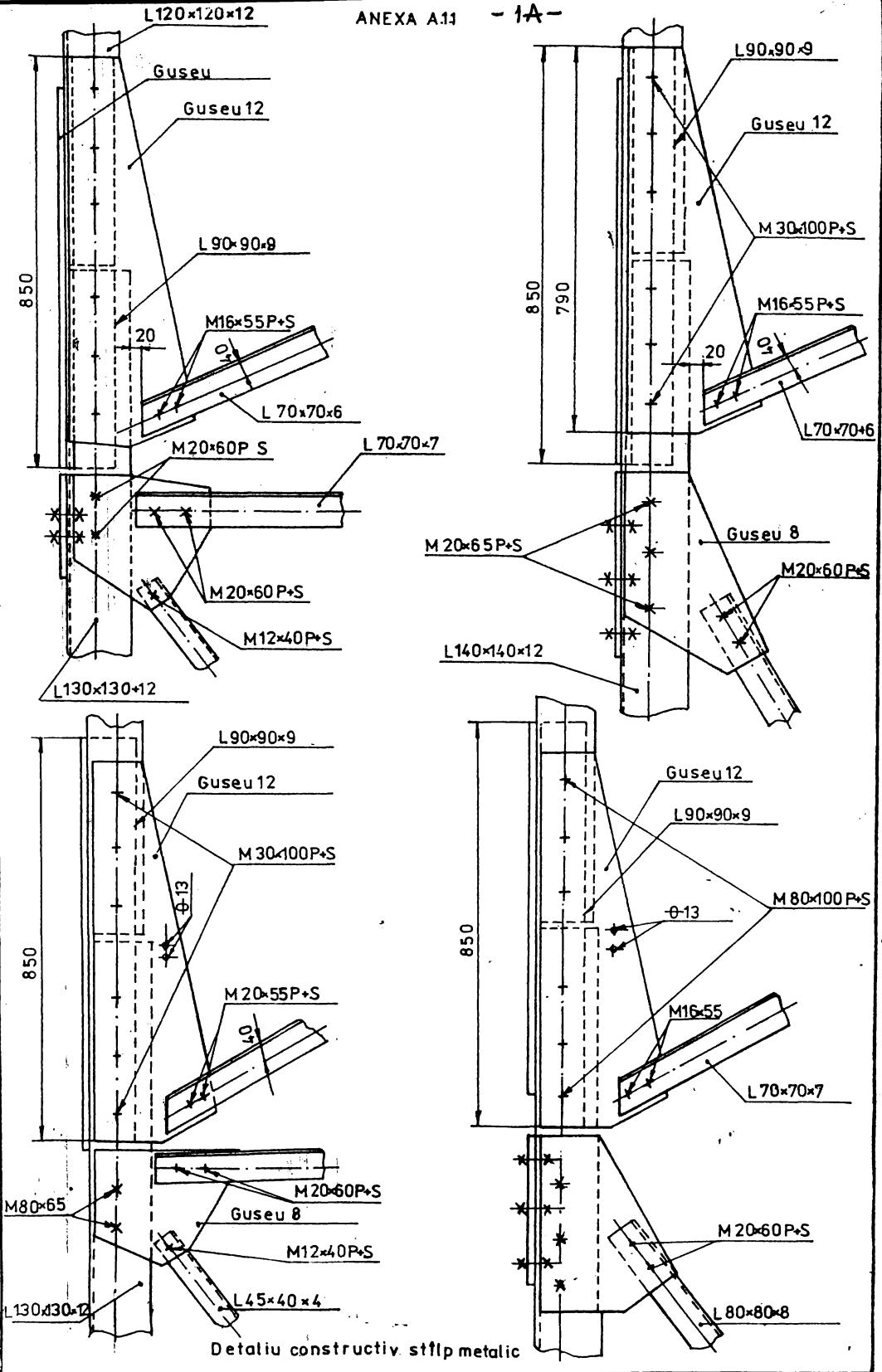
Nr. cert.	Firme producătoare	Tipul constructiv	Țara	Diam. max. șurub mm	Cădere		Debit		Frecvențe		Lungime mm	Patrat antră nare țoli	Greutate dan	Forma constructivă	Reprez. grafică fiș.nr
					Presiunea de lucru dan/cm ²	Debitul l/min	Debit optim l/min	Turația opt. rot/min	vențe de impact imp/min						
A. MI cu impact															
1.	Limb-Lopper /2.58/	oc3001	USA	12,7	105,45-140,6	15,2-22,8	18,2	1100	2200	228,6	3/8	3,17	Pistol	2.37	
2.	Ackley Co /2.9/	13 H+S	USA	19,05	70,3-140,6	11,4-15,2	14,4	1050	2100	286	3/4-1	5,9	"	2.38	
3.	Fairmont	M 6510	USA	19,05	70,3-140,6	15,2-20,6	18,2	-	1950	260	3/4-1	4,54	"	2.36	
4.	Ackley Co	22 H+S	USA	21,75	70,3-140,6	26,5-37,8	30,4	660	1320	406	3/4-1 1/4	11,75	Pistol năre în cruce	2.39	
5.	Fairmont /2.27/	H5500	USA	21,75	90,9-140,6	18,9-22,4	20,6	-	1150	425	1	15,89	"	2.41	
6.	Ackley Co.	23H+S	USA	27,9	91,29-140,6	22,60-30,5	60,5	565	1130	546	1 1/2	36,2	10 cm + S	2.40	

./.

PROIECT DE CONSTRUCȚIE DE UTILAJE MOBILE PENTRU PUMPIZAREA
ENERGIEI HIDRAULICE (CANTONUL DE DEBATA HIDROELECTRICE G.T.H.)

A N 5 X A
Anexa A.2.10

Nr. crt.	Mărcă produsent	Tipul construcției	Țara	Cărbure		Presiunea de lucru kg/cm ²	Debit furnizat l/min	Puterea hp	Mărimile pe care se alimentează	Tehnologia	Transportabilitate	Greutate totală kg	Tipul motorului de antrenare	Reprezentarea fig. nr.
				Puterea kW	Debit m ³ /min									
1.	Peter Lancier /2.39/	GR18013	RMG	2,2	600	1,5	-	1	1	-	Prin purtare	43	electric	-
2.	Greenlee Woods /2.30/	797G-SA	USA	3,3	353,3	4,3	3000	1	12	Pe roți metalice	18160	18160	termic benzină	-
3.	Enerpac/2.23/	DVS-3	Elveția USA	5,9	200	13,5	3000	1	60	Prin purtare	-	-	electric	-
4.	Fairmont/2.25/	HG3500	USA	8	105,4	19,8	2200	1	30	Pe 2 pneuri	119	119	termic benzină	2.35
5.	Ackley /2.3/	Pu.1.10 1500	USA	7,4	105,4	37,8	1800	1	152,3	"	362	362	"	-
6.	Ackley	Pu.2.14 2200	USA	43,4	154,5	53	2400	2	2 buc	"	1130	1130	"	-
7.	Fairmont/2.26/	HG3558	USA	11,8	200	-	3000	1	20	"	165	165	"	2.34
8.	Hydrex/2.4./	DVI/75	RMG	5,2	100	33	3000	1	25	"	180	180	termic motorină	2.35
9.	Dynapac/2.21/	PMI	RMG	-	700	9	-	1	-	Pe 4 pneuri	83	83	electric	-
10.	Montabert /2.42/	Hydrovi 11c 40	Franta	9,6	75-85	40	-	1	50	Pe 2 pneuri	650	650	termic diesel	A.2.17



Detaliu constructiv. stflp metalic

TIPURI CONSTRUCTIVE DE MOTOCOMPRESOARE TRANSPORTABILE
PE ROTI CU PNEURI

Ex. ort.	Firma producătoare	Tara	Tipul constructiv	Debitul m ³ /min.	Presiunea daN/cm ²	Turația rot/min.	Puteerea motorului termic KW	Masa netă daN	Tip motor	Repr. graf. in fig.
1.	BAUER-KOMPRESSOREN München /2.6/	R.F.G.	FK 800	0,75	6 -7	1.500	7	350	Diesel	-
2.	"Consolidated Pneumatic Tool" - Londra /2.19/	Anglia	"Ghomer" 125-Ro-2	1,250	6 -8	-	9,8	420	Diesel	-
3.	Walther-Pilot /2.47/	R.F.G.	K 65	0,175	6 -7	1.400	0,88	75	Cu benzina	-
4.	Peter Lancier KG /2.39/	R.F.G.	K 1,4 SSG	1,400	6	-	14,7	265	"	/2.1/
5.	"Demag" Duisburg /2.6/	R.F.G.	D 201	2,100	6 -7	-	14,7	880	Diesel	-
6.	"Deutz"-IRMER /2.32/	R.F.G.	D 2	2,500	6 -7	-	22	1030	"	-
7.	"Deutz"-IRMER	R.F.G.	D 3 A	3,100	6 -7	-	22	1080	"	-
8.	"Deutz"-IRMER	R.F.G.	D 4	5,000	6 -7	-	33,8	1480	"	-
9.	"Timpuiri Noi" București /2.60/	R.S.R.	MC 5	5	5 -7	1.800	47,8	1670	"	-

ANEXA

Tabel A.2.2.

TIPURI CONSTRUCTIVE DE ELECTROCOMPRESOARE
TRANSPORTABILE PE ROTI CU PNEURI

Nr. crt.	Firma producătoare	Tara	Tip constructiv	Debitul m ³ /min	Presiunea daN/cm ²	Turația rot/min.	Puterea motor electric KW	Masa netă daN	Volum recipient dm ³	Reprezentare grafică în fig. nr.
1.	"Timpuri Noi" București / 2.60/	R.S.R.	ECV220	0,220	4 - 7	1500	2,2	116	75	-
2.	Hilti	Elveția	-	0,300	6	1500	3,8	180	-	-
3.	Elektron GmbH Stuttgart / 2.24/	R.F.G.	ECS	0,305	5 - 6	-	3,2	-	-	-
4.	"Timpuri Noi" București	R.S.R.	ECS 1,5	1,50	4 - 7	1500	17	520	500	-

ANEXA
Tabel A.2.3.

PERFORMANTELE MI CŪ ACTIONARE PNEUMATICA
AVIND STRINGERA PINA LA M.10

Nr. crt.	Firma producătoare	Tipul construc-tiv	Țara	Diam. max. șurub mm	Greu-tăți daN	Tura-ția în sol rot. min.	Frec-vența de im-pect imp. min.	Con-sum aer m ³ /min.	Presi-unea daN/cm ²	Mo-ment strîn-gere daNm	Lun-gi-mea mm	Forma-	Reprez. grafică fig.nr.
1.	Böhler /2.52/	WPK	Austria	8	1,3	6.600	1.920	0,15	4-6	8,96	145	Pistol	2.2;2.0
2.	Gleco /2.33/	I-072	U.S.A.	9,5	2,21	4.800	1.000	0,15	6-9	11	168	"	A2.1;A2.4
3.	Piap /2.52/	W-37	Italia	9,5	2,54	-	1.100	0,20	5	-	164	"	A2.2;A2.3
4.	Fame /2.52/	DS 31 R	Suedia	10	2,5	2.200	2.000	0,45	5	8,0	235	"	2.3;2.9
5.	Atlas-Jopeo/2.40	MS 34	Suedia	9,5	2,4	7.400	900	-	6	-	142	"	2.6
6.	Globé /2.42/	2W3B-P	Franta	10	2,1	1.750	-	0,34	6	-	195	"	-
7.	Premig /2.44/	SS-o RTS	R.F.G.	10	2	7.200	2.600	0,2	6	5,2	190	"	A.2.5
8.	Bosch /2.15 /	607-450-582	R.F.G.	10	2,7	7.200	1.600	-	6-7	-	160	"	2.10
9.	Ingersoll-Rand / 2.34/	50-20Hal	U.S.A.	9,5	2,4	2.700	2.400	0,25	6	9,0	175	"	2.11
10.	Independenta / 2.37/	MI.10.	România	10	3,65	4.500	1.200	0,90	5	-	220	Mîner cu ureche	-
11.	Consolidated Pneumatic Tool /2.19/	606 RS	Anglia	9,5	2,7	-	-	0,34	4-7	-	210	Pistol	-

12. Blitz-Sioux / 2.12/	317.	R.F.G.	9,5	2,7	-	0,15	6	11	215	Pistol	-
13. Biex / 2.13/	8PDL	R.F.G.	8	1,250	400	-	6	7	-	"	-
14. SNAP-on Tools / 2.53/	IM180	U.S.A.	9,5	2,60	-	-	4-6	-	175	"	-

AMEXA
Tabel A2.4

PERFORMANTELE MI CU ACTIONARE PNEUMATICA,
AVIND SRINGEREA PINA LA M 24.

A. cu impact.												
1. Gleco	P-372	U.S.A.	25,4	5,450	4700	1100	0,50	6,2- 9,5	82,8 ^x	318	Miner ureche	2.4; 2.12
2. Frölich und Klüpfel/2.52/	DSH-3	R.F.G.	24	6,70	1090	1200	0,70	5	-	350	"	2.5; A2.6
3. Ingersoll Rand	514-A-1	U.S.A.	25,4	5,80	915	1690	0,45	6	86	430	"	2.13
4. Premag	CP-606RS	R.F.G.	24	4,8	7200	1050	0,65	5-7	-	230	Pistol	A2.7
5. Skil Power / 2.18/	1116	U.S.A.	25,4	5	7000	960	0,40	6-7	90	350	"	2.14
6. Bosch	607-450 -182	R.F.G.	19	6,20	4500	-	-	6-7	-	320	Miner ureche	-
7. Globe	478	Franta	20	6,90	4200	1100	0,60	6	30	180	Pistol	-
8. Renault / 2.46/	W 81	Franta	22	4,60	1900	900	-	6-7	-	279	"	-
9. Atlas Copco	LMS41V	Suedia	22, 225	7,70	1300	2100	-	6	-	200	"	2.15

10.	Independența	MI.24	R.S.R.	24	12	3000	800	1,10	5-6	-	360	Brățe laterale în cruce	2.7;2.10
11.	Deprag /2.207	SC 3 P	R.F.G.	24	6,70	6000	1200	0,90	6-7	-	350	Miner ureche	-
12.	Blitz-Stoux	480	R.F.G.	22	7,90	-	-	0,95	6-7	-	370	Pistol	-
13.	SNAP-ON Tools	IM320	U.S.A.	25,25	5,90	-	-	0,60	6-7	-	325	"	-
14.	Desoutter /2.10/	2W7-P	Anglia	25	6,4	1500	-	-	-	-	260	Pistol	-
15.	-	M313	URSS	24	-	6000	-	1,1	6	20	212	Pistol	A2.9

B. MI cu stringere continuă

1.	Reactamatic /2.50/	RM700	U.S.A.	25,4	6,8	-	-	0,8	-	66	350	-	-
----	--------------------	-------	--------	------	-----	---	---	-----	---	----	-----	---	---

NOTA: x - în 5 secunde

PERFORANTELE MI CU ACTIONARE PNEUMATICĂ
AVIND STRINGEREA PINA LA M.39 SI MAI MARI.

ANEXA
Tabel A.2.5

A. MI cu impact.

1.	Cleco	S-572	U.S.A.	31,7	7,85	3000	600	1,05	6,24-9,5	162 ^x	318	Miner ureche	2.17
2.	Premag	SS-4K	R.F.G.	39	13,5	4800	720	1,00	5	100-250	483	"	A.2.8
3.	Böhler	TF-4K	Austria	39	12,4	2100	1500	0,95	4-6	145	450	"	-
4.	Bosch	607-450-185	R.F.G.	54	27	3000	-	-	6-7	-	485	Brățe laterale în cruce	2.19
5.	Deprag	SC-5	R.F.G.	33-76	33	-	-	1,80	-	-	630	"	2.18

6.	Ingersoll Rand	845.A.1	U.S.A.	38,1	11,8	3500	700	-	4 - 6	-	350	Mîner ureche	2.20
7.	Atlas Copco	LMS64GR	Suedia	37,1	8,3	3750	600	-	5 - 6	-	280	"	-
8.	Independența Sibiu	MI-42	R.S.R.	42	22	2500	380	1,3	5	30	428	Brate laterale în cruce	-
9.	Consolidated Pneumatic Tool	375RS	Anglia	50,8	29	-	-	-	4 - 7	-	490	"	-
10.	Drukov Brno	PU30	R.S.C.	30	9	2600	1000	-	4 - 6	-	330	Pistol	-
11.	- /2.49/	PG-1	URSS	42	14	600	-	2,0	6	80	575	Brate laterale în cruce	A.2.10
12.	Desoutter	2WB-P	Anglia	32	11,9	3000	-	0,95	4 - 6	138	280	Mîner ureche	-
B. MI cu stringere continuă													
1.	Reactomatic	RM701	U.S.A.	39	9,52	-	-	1,13	6	96	350x241x165		2.21
2.	Reactomatic	RM2400	U.S.A.	100	22,68	-	-	1,13	6	330	502x353x277		2.21
3.	/2.51/ /2.31/	PCG-1	URSS	39	10	-	-	1,1	6	70	540x295x130		-

NOTA: x - în 5 secunde.

ANEXA
Tabel A.2.6.

TIPURI CONSTRUCTIVE DE GRUPURI ELECTROGENE TRANSPORTABILE.

Nr. crt.	Firma producătoare	Tipul constructiv	Tara	Caracteristici			Tehnico			Carburanți utilizați	Reprezent. grafică în fiș. nr.	
				Motor termic kW	Tensiune V	Curent în A la 115/230V	lungime mm	lățime mm	Inclinație mm			Creatoare de apă
1.	Honda /2.38/	E 1000	Japonia		115	-	390	360	285	62	Benzină	-
2.	Milwaukee/2.41/	4452	U.S.A.	3,7	115	15,2/-	620	508	508	54,5	"	-
3.	Milwaukee	4552	U.S.A.	4,4	115/230	21,7/10,9	620	508	456	59,5	"	-
4.	Milwaukee	4612	U.S.A.	8,8	115/230	27/13,5	735	508	508	91,-	"	2,22
5.	Milwaukee	4642	U.S.A.	5,9	115/230	30,4/17,2	735	508	484	81,-	"	-
6.	Milwaukee	4777	U.S.A.	8,8	115/230	43,4/21,7	735	508	508	95,-	"	-
7.	Milwaukee	4792	U.S.A.	11,8	115/230	60,8/32,5	735	508	610	118,-	"	-
8.	Usina Masini Electrice București/2.55/	MGPS 5/160	R.S.R.	11	400	7,2	3100	1550	1400	685	"	-
9.	SNAP-on Tools /2.53/	RS4	U.S.A.	11,8	115/380	-	760	-	-	134	Motorină	-
10.	Porsche Industrie /2.45/	2a.b Uniu	R.F.G.	20,6	115/380	-	960	-	-	196	"	-
11.	Deuts-Atlanta /2.8/	-	R.F.G.	22	115/380	-	-	-	-	-	"	-
12.	Us. Mas. Electrice București/2.56/	GTE 30/400 TS	R.S.R.	47,8	400	-	5930	1770	2670	1980	"	-

ALTEA
Tabel A.2.7.

PERFORMANȚELE MI CU ACTIONARE ELECTRICA PIMA

M.10 - M.12

Nr. crt.	Firme producătoare	Tipul Constructiv	Tara	Diam. max. surub mm	Tensiunea V	Pute-venie Watt	Frecvența Hz	Turația rot/min	Frecv. de impact /min	Greutate dan	Lungime mm	Moment maxim strinșere daNm	Forma constructiv	Reprezent. grafică fig.nr.
A. MI cu impact														
1.	Ingersoll-Rand	WS 550	U.S.A.	9,525	115	400	300	1900	2000	2,7	282	-	Pistol	-
2.	SNAP-on Tools	EVF 515	U.S.A.	9,525	115	400	-	1800	1800	3,1	262	-	"	-
3.	Milwaukee /2.41/	9051	U.S.A.	12,7	115	-	200	1900	1900	3,8	258	-	"	2.26
4.	Skil Power /2.54/	471	Olanda U.S.A.	12,7	115	575	-	2000	1600	-	-	-	"	2.29
B. MI cu stringere continuu														
1.	Bosch/2.14/	2415	R.F.G.	8	200	180	150	280	-	2,4	330	1,8	Pistol	-
2.	Bosch	2441	R.F.G.	12	265, 135, 12	400	300	1440	-	2,4	330	8	-	-
3.	Bosch ^x	2409	R.F.G.	10	200	300	150	730	-	4,4	500	4,5	Pistol cu mîner ureche	2.30

NOTA : x Tip 2409 - Bosch este constructiv, realizat cu cuplaj reglabil pe role

PERFORMANTELLE MI CU ACTIONARE ELECTRICA PINA LA M. 16

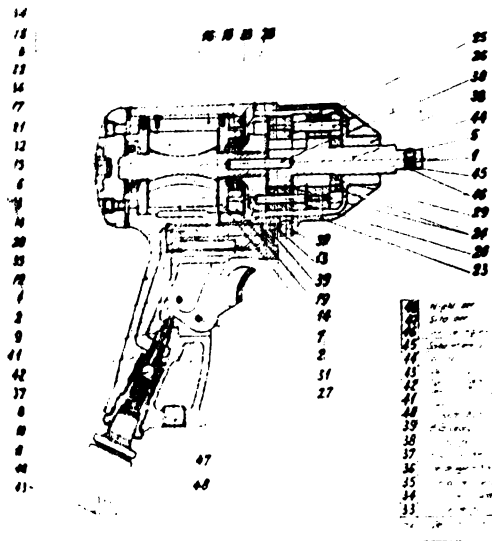
Nr. ord.	Firma producătoare	Tipul constructiv	Tara	C a r a c t e r i s t i c i				t e h n i c e			Reprez. Grafică figur.		
				Tensiune V	Pute- re Watt	Frecv. Hz	Tura- tia rot min	Frecv. de im- pact imp min	Greu- tate daN	Lun- gime maxim mm		Moment strin- gere daNm	Forma cons- tructivă
A. MI cu impact													
1.	Ingersoll-Rand / 2.34/	SUHD	USA	115	600	-	1700	1725	4,8	290	-	Pistol	-
2.	Milwaukee	9060	USA	115	650	-	1700	1725	5,88	280	-	"	-
B. MI cu abringere continuă													
1.	Bosch	2438	RFG	72-200	550	300	1100	-	3	350	19	Pistol alungit	-
2.	- /2.29/	EP1241	URSS	220	600	200	500	-	13	420	-	Pistol cu minere laterale	-
3.	- /2.27/	EP1262	URSS	220	600	180	1000	-	20	480	-	Idem	2.23; 2.25

AMEXA
Tabel A.2.9.

PERFORMANTELE MI CU ACTIONARE ELECTRICA

PINA LA M 24 și M 30.

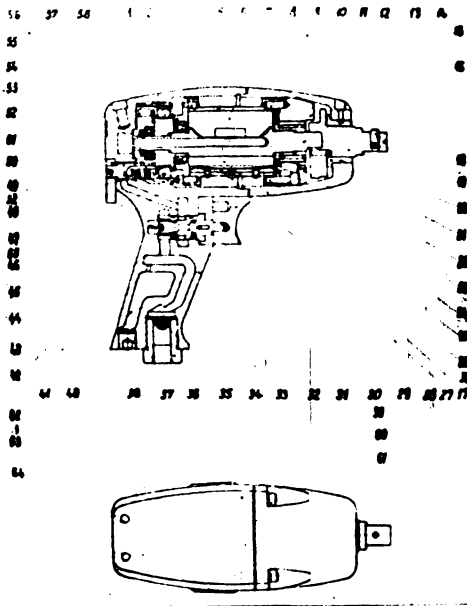
Nr. crt.	Firma producătoare	Tipul construcției	Tura	Caracteristici				Tehnice			Reproz. grafic cu fis. nr.		
				Diam. max. șurub mm	Tensiune V	Putare Watt	Frecv. Hz	Frecv. tură rot min	Frecv. de impact imp/min	Greutate dan		Lungime mm	Moment maxim strîn gere danNm
A. MI cu impact.													
1.	Milwaukee	9070	U.S.A.	115	-	200	1700	1725	5,88	279	-	Pistol	A.2.11
2.	SWAP-on Tools	EW520	U.S.A.	220	800	-	1800	1800	8,8	300	-	"	-
3.	Ingersoll-Rand	8 U	U.S.A.	115	650	-	1700	1725	6,3	310	-	"	A.2.12
4.	Ingersoll-Rand	34 U	U.S.A.	115	1000	300	800	900	14,50	360	-	Pistol cu minere în cruce	2.31
B. MI cu stringere continuă													
1.	- / 2.28/	EPL240	URSS	220	600	180	390	-	18	525	-	"	2.24 2.27
2.	Losh	2435	R.P.G.	265, 135, 72	750	200	800	-	5,3	510	35	Pistol cu minere ureche	A.2.13
3.	Losh	2439	R.P.G.	265, 135, 72	950	200	600	-	8,3	365	80	Pistol cu minere în cruce	2.32



Descriere părți componente

- 4 mâner
- 7 clapeta pornire
- 12,13 dispozitiv inver-
- sare sens
- 16 stator
- 17 rotor
- 18 paleta
- 23 carcasa mașină
- 24 colivie impact
- 25 ciocan impact
- 27 dop rezervor ungere
- 43 obturator
- 44 arbore port sculă

Fig.A.2.1. MI tip -P-o72, Cleco-USA
secțiune constructivă

Descriere părți componente:
soluție cu motor pneumatic
oscilant.

- 1 Pârghie inversor sens
- 2 rolă fricțiune
- 6 arbore fix cu paletă
- 14 cilindrul mobil cu pe-
- rețele
- 17 distribuitor stator
- 19 ax port sculă
- 22 camă
- 25 carcasa mașină
- 28 buton comandă pornire
- 34 corp mâner
- 38 dop rezervor ungere
- 46 carcasa fricțiune
- 52 clapeta inversor
- 54 flanșa fricțiune
- 66 antrenor fricțiune

fig. A.2.2. MI-tip W-37 Fiap-Italia
secțiune constructivă.

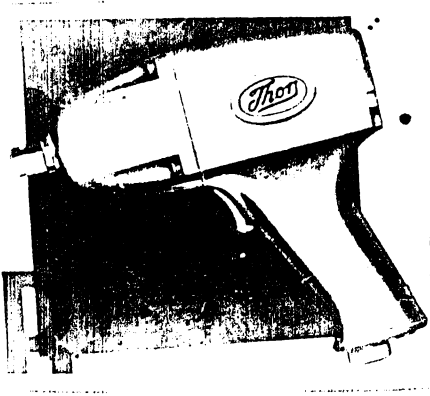


fig.A.2.3. MI tip W 37 Piap-
Italia

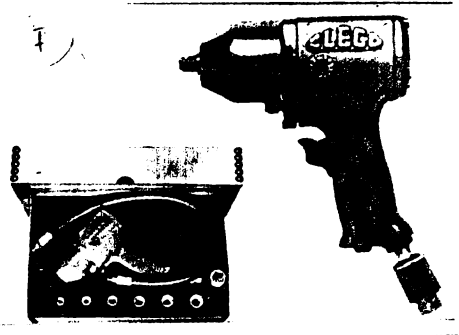


fig.A.2.4. MI tip P - 072
Cleco-USA



Fig. A.2.5. MI tip SS - 0-RTS
Premag -R.F.F.



fig.A.2.7. MI tip-CP-
606-RS- Premag-R.F.F.

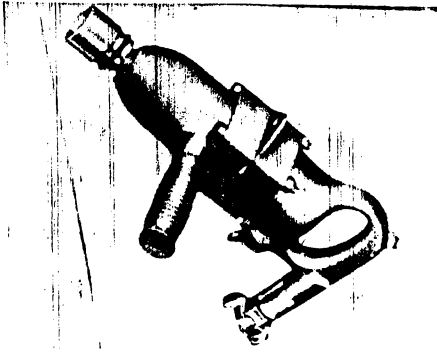


fig.A.2.6.MI tip-DSH-3 Fröhlich und Klupfel-R.F.G.

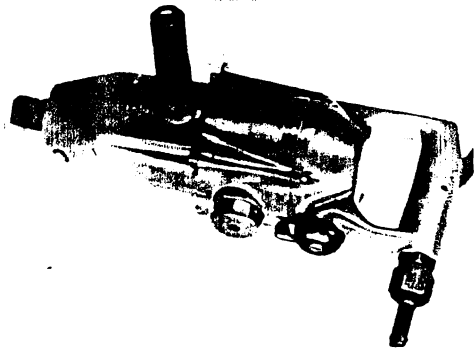


Fig.A.2.3.MI tip SS 4 K, Premag-K.W.G.

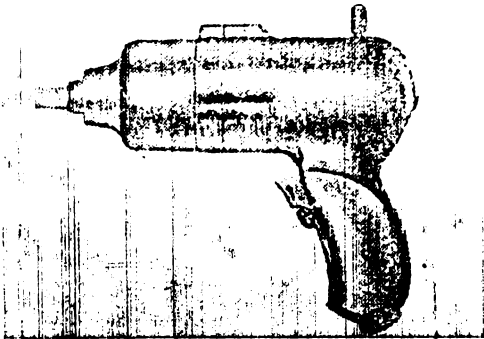


fig.A.2.9.MI tip P-3130 - J.R.S.S.

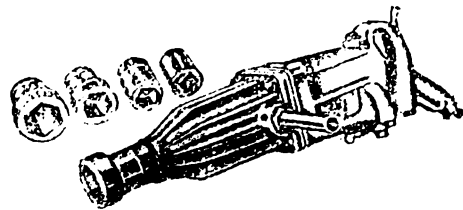


fig.A.2.10.MI tip-14-1 - J.R.S.S.

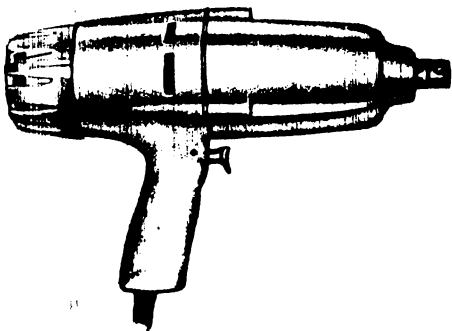
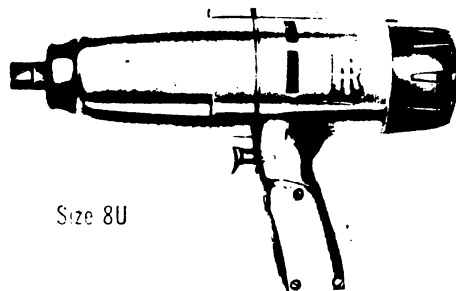


fig.A.2.11.MI tip-9070 Millwa-ukee-U.S.A.



Size 8U

fig.A.2.12.MI tip-9 U-Ing. scoll-Rand - U.S.A.

CALCULE ECONOMICE ALE UTILIZĂRII
ANSAMBLULUI DE ÎNSURUBARE

A. Costul unei ore de exploatare a ansamblului de înșurubare GPH și CIS este determinată astfel :

- chirie GPH prevăzut cu motor AL 75 B	7,50 lei
- carburanți și lubrefianți.....	5,06 "
- amortizment pentru CIS.....	3,00 "
- materiale de întreținere și reparații curente..	0,80 "
Total I	16,36 "
- retribuție mecanic operator de deservire.....	12,10 "
- Regie 10 %.....	1,21 "
Total II	29,67 "

Rezultă costul unei ore de funcționare a ansamblului de înșurubare cifrat la 30 lei.

B. Normă tehnică la înșurubare manual și mecanizat cu CIS la un șurub M20 pentru stîlp LEA :

nr. crt.	Denumirea operației	Durată strîngere(sec)	
		manual	mec.cu CIS
1.	Pregătire șurub, șaibă, piuliță	20	20
2.	Așezare elemente de îmbinat preg.strîng.	45	45
3.	Introducere șurub în alezaj	15	15
4.	Așezare șaibă + piuliță pe tijă șurub	25	25
5.	Manevrare și fixare cheie de strîns	20	20
6.	Strîngere la moment apropiere M_{ag}	18	
7.	Strîngere moment contact piuliță+pachet	30	2
8.	stmin Rearanjare elemente de îmbinat	20	20
9.	Montat contra cheie pt.preluare Mreacție	25	-
10.	Refixare cheie pt.strîngere	15	-
11.	Strîngere la moment nominal M_{sn}	22	2
12.	Control valoare cuplu realizat și indicat	45	-
	Total	300	149

Rezultă că norma tehnică de timp pentru strîngerea manuală se efectuează în 5 minute iar la strîngerea mecanizată cu CIS durează 2,5 minute. Strîngerea efectuată la un șurub M20 zincat semiprecis grupa 5.6.

Numărul de șuruburi, norma de timp (în medie generală a tuturor tipurilor de stâlpi la o tensiune) prevăzută la asamblarea a unui stâlp metalic se indică în tabel 7.3. rîndul 1 și 2 calculate din Cap.8 norme de timp și prețuri unitare al montării stîlpilor în uz la TAGEM București. Timpii efectivi de realizare a M_{ag} , M_{stmin} și M_{sn} conform anexă A.4.2 ei fiind cronometrați la măsurători în șantier.

C. Costul unei ore de exploatare a utilajelor destinate mecanizării înșurubărilor la lucrările de construcție LSA sînt : 55 lei la acționarea pneumatică (APE), 63 lei la acționarea electrică (AEL) și 30 lei la acționarea hidrostatică (AHI) în baza soluțiilor elaborate în prezenta teză. Concluzia ce rezultă la exploatarea grupului GPH + CIS este competitivitatea economică obținută, superioară cu 33% față de APE și cu 126% față de AEL, fără a evalua însă sub aspect economic avantajele tehnice și tehnologice pe care le aduce aceasta.