

DK 621.891

Sodobna mnenja o trenju, mazanju in obrabi

ALBERT STRUNA

(Nadaljevanje in konec)

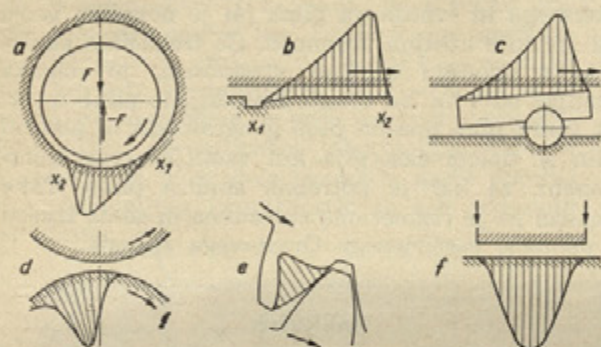
3. Hidrodinamična teorija trenja

3.1 Splošno o hidrodinamičnem trenju

Ce je razdalja med drsnimi površinami tolikšna, da se ni treba ozirati na hrapavost in sile mejnih ploskev, lahko računamo s hidrodinamičnimi zakoni, ker je plast olja dovolj debela.

Teoretično je tekočinsko trenje od materiala drsnih površin neodvisno, zato pa je odvisno od viskoznosti maziva, gibalne hitrosti in povprečnega specifičnega tlaka.

O teoriji tekočinskega trenja je v literaturi mnogo razprav, med drugimi n. pr. Sommerfeldova teorija



Sl. 4. Možnosti za uporabo hidrodinamičnega mazanja
a — radialni drsni ležaj, b — tlačni ležaj s trdnimi segmenti, c — tlačni ležaj z gibljivimi segmenti, d — kotalni ležaji, nihalni vzvodi in odmikala, e — zobniška in polževa gonila, f — zmanjšanje udarca pri vzporednih ploskvah, ki se približujeta

o trenju v neskončno dolgem ležaju¹⁵. Tudi v starejših knjigah je cela vrsta drsnih pojavov razložena s hidrodinamičnimi zakoni in potrjena z eksperimenti¹⁶.

Pri ležajih, ki so zdaj v rabi v strojništvu, se hidrodinamično mazanje dosega z znanimi pogoji. Hidrodinamično nastali tlaki prenašajo obremenitve, če z gibanjem ene izmed drsnih površin mazivo zaradi omočljivosti (oz. oprijemljivosti) in viskoznosti potuje v klinasti mazalni prostor ali se iz njega iztiska.

Na sliki 4 so pregledno prikazane osnovne možnosti za uporabo hidrodinamičnega mazanja po Pepllerjevi razpravi¹⁷, na sliki 5 pa so vse vidne inačice klinastih mazalnih reg, ki so sploh v rabi.

Za proučevanje elementarne teorije mora biti izpolnjen pogoj, da je hidravlično strujanje stacionarno in ravno, se pravi, da so oblika klinastega prostora, obremenitev po velikosti in legi, gibanje površin in dotok olja časovno nespremenljive vrednosti. S tem je ustrezno pogoju stacionarnosti, drugemu pogoju pa s tem, da je hidrodinamično izkoriščen klinasti prostor prečno k smeri gibanja nespremenljiv in ostane odtok v prečni smeri neupoštevati. Na tej osnovi temelji že omenjena Sommerfeldova razprava.

3.2 Nastanek hidrodinamičnih tlakov je pojasnjen na sliki 6 v primeru drsnega gibanja.

Pri tem se ravna, gladka in toga stena giblje (proti pozitivni smeri x) tangencialno blizu gladkega in togega valja. Med obema stenama je viskozno, ne-

elastično mazivo. Razlika med hitrostima u_1 in u_2 obeh ploskev (u_2 je nič) in prav tako med delci maziva, ki se teh ploskev trdno (in brez drsenja) drže, je določena z laminarnim gibanjem posameznih delcev maziva. Ta razlaga je utemeljena spričo veljavnosti zakonov o notranjem trenju pri majhnem Reynoldsovem številu.

Za proučevanje mora biti izpolnjen še pogoj, da je premer valja zadosti velik in je strujanje na najtanjšem mestu klina teoretično vzporedno. V tem primeru lahko opuščamo vse prečne komponente hitrosti in s tem tudi strižne napetosti oz. spremembe tlakov, ki bi jih sicer povzročale.

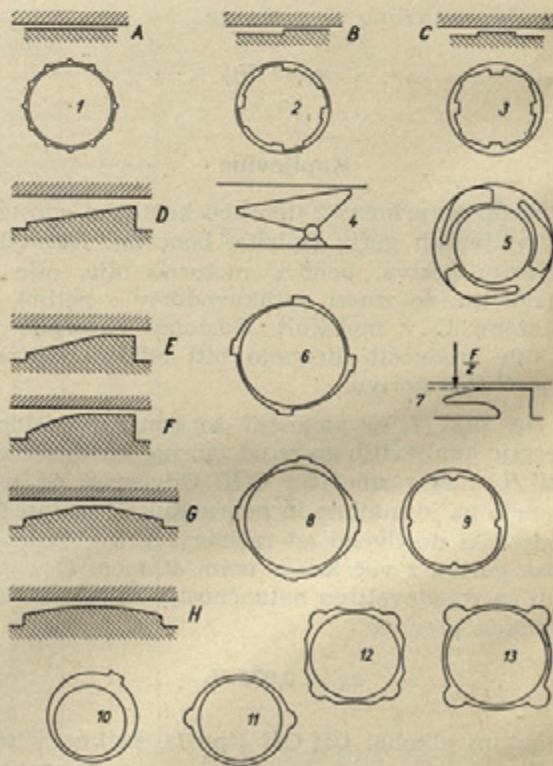
Potem delujejo v posameznih tekočinskih plasteh strižne napetosti τ v smeri x, ki so po Newtonovem pravilu proporcionalne krajevnim hitrostnim razlikam. Za faktor proporcionalnosti je vzeta dinamična viskoznost η , tako da izhaja enačba:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy}$$

Klasična ali elementarna teorija upošteva η kot konstanto po vsej plasti olja in ne dopušča, da bi jemala v poštev kakršne koli zunanje efekte.

Zaradi relativnega gibanja obeh sten nastalo strujanje v strižni smeri ima v teh pogojih trikotno razdeljene hitrosti. Na enoto širine b mazalnega klina so ustrezne količine maziva:

$$\frac{Q'}{b} = \frac{\nu_1 h}{2}$$

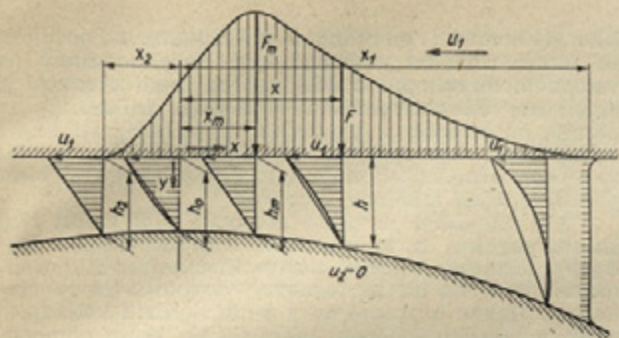


Sl. 5. Inačice klinastih mazalnih reg, ki so v rabi

¹⁵ Sommerfeld A. Oswalds Klassiker Nr. 218.

¹⁶ Gümbel L. in Everling E. Reibung und Schmierung im Maschinenbau, Berlin 1925.

¹⁷ Darmstadt 1956: Pepller H. Die Theorie der hydrodynamischen Schmierung unter besonderer Berücksichtigung physikalischer Erweiterungen.



Sl. 6. Pretakanje tekočih maziv in nastanek hidrodinamičnega tlaka v mazalni regi pri drsnem gibanju

odvisne od vsakokratne krajevne višine klina h . Ker pa mora ostati ohranjeno količinsko razmerje, so potrebna še izravnalna strujanja.

V primeru neskončno velike širine se v vsakem prerezu mazalnega klina pojavlja razlika tlaka s tako velikostjo in smerjo, da ustrezno tlačno strujanje s parabolično razdelitvijo hitrosti prekriva strižno strujanje in izravnava spreminjanje s količino maziva:

$$\frac{Q'}{b} = \frac{h^3 dp}{12 \eta dx}$$

Tako nastaja v mazalnem filmu z vzdolžnim profilom $h = h(x)$ v določenem območju x_1 do x_2 , razlika tlakov

$$\frac{dp}{dx} = -6 \eta v_1 \frac{h - h_m}{h^3}$$

(pri čemer je h_m višina klina na kraju rezultatnega tlaka), ki ji ustreza potek tlakov

$$p(x) = \int_{x_1}^x \left(\frac{dp}{dx} \right) dx$$

in določena hidrodinamična nosilnost.

Kadar se drsnemu gibanju po sliki 6 pridruži še kotaljenje, pri čemer bi veljalo, da je $u_1 > u_2$, bi dobili drsni delež $u_1 - u_2$ in kotalni delež u_2 . V tem primeru bi dobili namesto trikotne trapezaste oblike za razdelitev hitrosti v strižnem strujanju, ki bi bila osnova za nadaljnje računske postopke.

3.3 Ravnotežje sil in hidrodinamična nosilnost.

Iz najpreprostejšega primera o uporabi hidrodinamičnega mazanja na sliki 4 b (t. j. pri tlačnem težaju s trdnimi segmenti) in o načinu mazanja po sliki 6 izhajajo vrednosti za obremenitev ali normalno silo ter za torni sili na nosilnem in opornem delu (1 in 2) iz preproste integracije:

$$F/b = \int_{x_1}^{x_2} p dx \text{ oziroma } W_{1,2}/b = \int_{x_1}^{x_2} \tau_{1,2} dx$$

Pri soosnih valjih s pomanjkljivim prileganjem, kakršno je n. pr. pri kotalnih ležajih, odmikalih in zobniških pogonih, glej sliki 4 d in 4 e, so za nosilnost odločujoči hidrodinamični tlaki dovolj blizu najmanjše debeline ($x = x_0$, $h = h_0$), da je integracija po enačbi F/b dopustna.

S sliki 4 b, 4 d in 4 e izhaja, da imajo prikazani hidrodinamični sistemi samo eno prostostno stopnjo, in sicer spremenljivost najmanjše debeline filma h_0 .

Segmenti opornih ležajev po sliki 4 c imajo še eno prostostno stopnjo, in sicer še nagib segmentov, ki je tak, da prekucnega momenta ni več.

Precej zamotane so ravnotežne okoliščine tudi pri največkrat rabljenem hidrodinamičnem mazanju, t. j. pri radialnih drsnih ležajih. Pri teh ležajih imamo dve prostostni stopnji, in sicer ekscentrični odstopek tečaja od osi ležaja zaradi spremembe najmanjše debeline filma ter spremembo lege najmanjše debeline filma glede na smer zunanje obremenitve. Velikost in smer ekscentrične premaknitve sta vselej v določenem razmerju, tako da so na tečaj delujoče komponente tlakov vedno v ravnotežju z obremenitvijo in se sploh ne pojavljajo prečne komponente.

3.4 Hidrodinamična podobnost. Kot skupna značilnica za družino hidrodinamično podobnih neskončno dolgih (ali dozdevno neskončno dolgih) radialnih ležajev je v rabi Sommerfeldovo število S_0 , ki omogoča dober pregled vseh vplivov in olajšuje računske postopke:

$$S_0 = \frac{\bar{p} \psi^2}{\eta \omega}$$

pri čemer je \bar{p} povprečni specifični tlak v ležaju $\bar{p} = \frac{F}{bd}$, če je b širina in d debelina ležaja, ψ = rela-

tivni zrak v ležaju $\psi = \frac{2s}{d}$, če je $s = \frac{d_s - d}{2}$, η = dinamična viskoznost in $\omega = \frac{2\pi}{t}$ kotna hitrost.

3.5 Posebni problemi glede uporabe hidrodinamičnega mazanja

Zaradi velikega praktičnega pomena, ki ga ima hidrodinamično mazanje v strojništvu, se je — posebno v zadnjih desetletjih — matematična teorija razvijala v zvezi z ustreznimi eksperimenti. Spričo tega se je pojavila še cela vrsta novih problemov, ki so naštetih v nadaljnjem.

3.51 Termični problemi se pojavljajo v zvezi z ravnotežnimi pogoji pri mazanih drsnih ploskvah, n. pr. pri tečaju in ležajni skodelici radialnega ležaja. V takem sistemu nastajajo pretočno polje v zvezi z razdelitvijo tlakov, temperaturno in viskoznostno polje tako, da je ustrezno ravnotežju nasploh, in sicer ravnotežju pri strujanju, razdelitvi tlakov in momentov, nadalje ravnotežju med dovajano mehanično energijo in proizvajalno toploto, ki se odvaža z mazivom in na stene neposredno.

Povrh tega je treba upoštevati še odvisnost viskoznosti od temperature ter prevajanje toplote v določenem mazivu samem. Pri tem so vsi ravnotežni pogoji tako povezani med seboj, da mora biti ustrezno vsem hkrati.

Te zapletenosti in pa še potreba, da je zaradi končne dolžine oz. širine ležaja upoštevati odtok olja v prečno smer, zelo otežujejo dovolj zanesljive, a vendar ne preveč dolgovazne računske postopke za izračunavanje hidrodinamično mazanih ležajev.

Nadalje so potrebni, da bi bila toplotna bilanca natančnejša, tudi še zanesljivejši podatki glede odvajanja toplote z oljem, ki odteka, in mimo tega tudi glede prevajanja prek gredi in ležajev na temelje ter prek rotorja na zrak.

Poročilo o izrednem pomenu toplotnega ravnotežja¹⁸ pa potrjuje, da še ni bilo mogoče doseči zadostne skladnosti med računom in eksperimenti.

3.52 Posebej je pri tem poudarjena potreba po razširjenju teorije za posebne geometrične in kinematične pogoje do rezultatov, ki so pripravni za računanje kakor so n. pr.: vpliv polnitvene stopnje mazalnega klina na razdelitev tlakov, na najmanjšo debelino filma in nosilnost radialnih ležajev¹⁹ ter pri

¹⁸ London 1957/63: Cole J. A. Experimental Investigation of Temperature Effects in Journal Bearings.

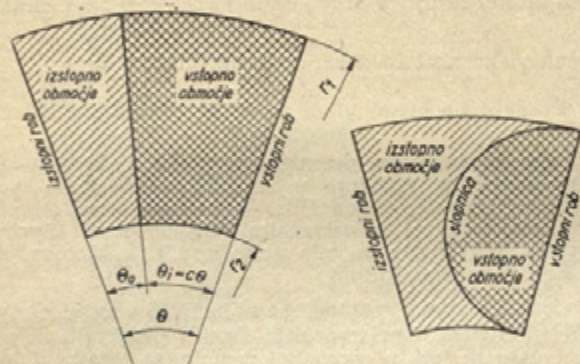
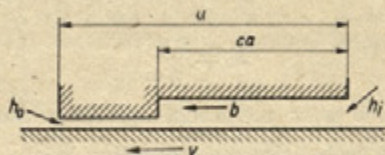
¹⁹ ten Bosch M. Berechnung der Maschinenelemente, Berlin 1951, str. 298—301.

valjčnih ploskvah s slabim prileganjem²⁰, vpliv citonaste oblike zraka v ležajih pri veliki vrtilni hitrosti na nosilnost, ekscentrični premik gredi, torni moment itd.

V to skupino nedokončno dognanih vprašanj spadajo tudi še drsni ležaji z večjim številom nosilnih ploskev, kakor so n. pr. Mitchellovi²¹, Mackensenovi z elastično pušo in tremi nosilnimi klini ter radialni ležaji z gibljivimi segmenti, kakor so n. pr. ležaji Filmatic²².

Pri razširitvi prostorninske teorije pa je treba upoštevati vpliv končne širine segmentov, izsledke pri kratkih radialnih ležajih itd.

Tudi v prav nazadnje dosegljivih razpravah²³ o aksialnih opornih ležajih je ta najvažnejša skupina razdeljena v tri znane tipe, in sicer z gibljivimi



Sl. 7. Stopničasti oporni ležaji

(Zgoraj: prerez skozi element stopničastega ležaja)

segmenti (po Mitchellu), s trdnimi segmenti (po Gibbso) in v hidrostatične ležaje, pri katerih se obremenitev prenaša z oljem pod visokim tlakom, ki ga povzroča in daje posebna črpalka. Zadnja inačica ima nekatere prednosti pred ostalimi, ker se s povečanjem tlaka zmanjšuje trenje in s povečanjem količine olja znižuje lokalna temperatura, kar je v mnogih primerih odločilno.

Obsežne in številne razprave se ukvarjajo z Mitchellovimi ležaji. Tudi časovno najnovejše so zaključene z ugotovitvijo, da so ležaji te vrste zanesljivo uporabni za prakso tudi v najtežjih okoliščinah²⁴. Osterle in Saibel proučujeta učinke elastičnih deformacij ležajnih elementov na nosilnost²⁵.

Slednjič pa spadajo v to poglavje tudi še stopničasti oporni ležaji²⁶, slika 7. V razpravi je učinek raz-

like višin med (vzporednimi) površinami na nosilnost in trenje. Idealno razmerje med debelino filma na vstopnem in izstopnem delu naj bi imelo vrednost 2, neodvisno od obremenitve. Naslednja trditev pa se nanaša na izvedbo in ugotavlja, da je nosilnost ležaja maksimalna samo pri določeni debelini filma, vendar so v tem primeru obremenitev, drsna hitrost in temperatura tesno omejene vrednosti.

3.53 Naposled je treba poglobiti tudi študij **fizikalnih pogojev**, in to predvsem s proučevanjem fizikalnih lastnosti tekočih maziv. Elementarne klasične nazore je treba na teh osnovah dopolniti glede prenašanja tlakov in trenja ter z njimi razširiti veljavnost načel v hidrodinamičnem mazanju na večje območje.

V klasični teoriji so v veljavi poenostavitve, ki jih je treba ponovno proučiti.

Tako so n. pr. izpuščeni nekateri členi v Navier-Stokesovih enačbah, ki veljajo za nekompresibilne tekočine s konstantno viskoznostjo. Če pri ravnem strujanju v preprostem drsnem vodilu se hitrost oljnih delcev (v laminarnem gibanju) spreminja po velikosti in smeri. Slednje velja prav posebno za sprednji del mazalnega klina, v katerem se del maziva celo vrača, kakor tudi pri dodatnih spremembah smeri, pri katerih glavno gibanje ni premočno. Tak primer je znan pri radialnih ali aksialnih drsnih ležajih, kjer je treba zaradi določene širine govoriti o odtokanju olja v prečni smeri.

Spričo teh okoliščin nastajajo masne sile, ki so pri posameznih oljnih delcih v ravnotežju s tlaki in strižnimi napetostmi. Iz tega izhajajo diferencialne enačbe prostorninskega strujanja, ki bi v skrajnem primeru morale upoštevati spremenljivo viskoznost, kompresibilnost in vpliv obeh na masne sile. Rešitev teh enačb bi bila za praktično porabo preveč zamotana. Toda tudi v primeru, če bi zanemarili spremenljivo viskoznost in gostoto ter napisali Navier-Stokesove enačbe za stacionarno strujanje v znani obliki, bi ne prišli do pravega zaključka.

Vzlic temu pa so ta in nadaljnja proučevanja omogočila izsledke, ki jih lahko na kratko opišemo takole:

Protí pospešenemu gibanju maziva od večjega vstopnega do manjšega izstopnega prereza delujejo povrh tornih tudi masne sile. Zato se pojavljajo — v nasprotju z elementarno teorijo — pri enakem mazalnem klinu zmanjšanje količine maziva, povečanje nosilnosti in večje trenje.

Elementarna hidrodinamična teorija je osvojila neskončno veliko ali vsaj vselej zadostno oprijemljivost maziva na trdnih drsnih ploskvah. S tem je rečeno, da se oljni delci tik ob drsni ploskvi relativno glede na steno sploh ne gibljejo in imajo sosednji delci hitrosti, kakršne izvirajo iz njene razdelitve po oljnem filmu glede na elementarno teorijo.

Toda že N. P. Petrov je okoli leta 1885 v prvi razpravi o hidrodinamični teoriji trenja upošteval skliz (nem. Schlupf) maziva po drsnih stenah, pri čemer je izguba hitrosti sorazmerna torni sili.

Proučevanje v tej smeri je zadelo na težave zlasti pri eksperimentih, ker teh drsnih pojavov ni mogoče opazovati. Mimo tega pa jih lahko prekrivajo vplivi viskoznosti in temperature, pri čemer ostajajo sporne še anomalije viskoznosti v notranjosti oljnega filma.

Za nadaljnjo poenostavitev velja pogoj, da je po vsem nosilnem filmu viskoznost konstantna, se pravi neodvisna od hitrostnega gradienta oz. strižne napetosti, temperature in tlaka.

Sedanja hidromehanična teorija upošteva samo tekočine v duhu Newtonovih razlag, se pravi da nastajajo strižne napetosti le v zvezi s strižnim gibanjem in zato strižnih napetosti v mirujočih tekočinah sploh ni. Po Newtonu je viskoznost pri nespremenjeni temperaturi in tlaku konstantna, torej neodvisna od spremembe striga du/dy oziroma strižne napetosti.

²⁰ Peppler W. Druckübertragung an zylindrischen Gleit- und Walzflächen, VDI Forschungsheft 391 (1938).

²¹ Mitchel A. G. M. Die Schmierung ebener Flächen, Z. f. Math. u. Phys. 1921, str. 58.

²² Rotzoll E. Eigenheiten von Führungen und Lagern, Techn. Mitt. des Hauses der Technik, Essen 45, 1952.

²³ London 1957/79 de Guerin D. in Hall L. F. Experimental Comparison Between Three Types of Heavy Duty Thrust-bearing: London 1957/82 ista avtorja: Some characteristics of Conventional Tilting-pad Thrust-bearings.

²⁴ London 1957/94: Cole J. A. Experimental Investigation of Power Loss in Highspeed Plain Thrust Bearings.

²⁵ London 1957/35: Osterle F. in Saibel E. Surface Deformations in the Hydrodynamics Slider-Bearing Problem and Effect on the Pressure Development.

²⁶ London 1957/37: Kettleborough C. F. Stepped Thrust Bearings in London 1957/42: Neal B. P. Reexamination of the Stepped Thrust-bearing.

V resnici bi bilo treba to odvisnost upoštevati. Zal pa je zelo težko dostopna, ker je teorija o notranjem sestavu in kinetiki tekočin mnogo manj dognana od teorij o plinih in trdnih telesih, predvsem o kovinah.

Neupoštevan je ostal tudi vpliv kompresibilnosti maziva. V nasprotju z elementarno teorijo bi v tem primeru, t. j. z upoštevanjem elastičnosti maziva dobili večje vrednosti za najmanjšo debelino oljnega filma in manjše tlake.

Slednjič še niso bile vzete v poštev niti elastične (ali plastične) deformacije površin, ki omejujejo mazalni klin.

3,54 K posebnim problemom **hidrodinamičnega mazanja** prištevamo predvsem vprašanja prenašanja tlakov in trenja v primeru, če je idealno pričakovana najmanjša debelina filma enaka ali manjša od polovične vsote površinskih hrapavosti drsnih ploskev. Pri tem se namreč obremenitev prenaša delno hidrodinamično, delno pa z dotikom trdnih ploskev, kar je značilno za tako imenovano »mešano trenje«. O tem je v literaturi mnogo gradiva²⁷.

Nadalje sodijo v to poglavje pojavi na končini nosilnega oljnega filma, zlasti n. pr. nastanek nizkotlačnega območja in odvisnost le-tega po obsegu in vrednosti od prileganja drsnih ploskev ter dostopa olja in zraka. Ta pojav sicer nima velikega vpliva na nosilnost, vendar je v praksi pomemben zaradi penjenja olja.

Mimo teh ugotovitev je ostala v oljnem filmu zmerom bolj pereč problem — kavitacija.

Nastanek kavitacije vsaj pri zmernih hitrostih ne potrebuje podrobne razlage. Ker v oljnem filmu tlak ne more biti manjši od okolišnega (navadno atmosferskega), se pojavlja znani pogoj za prekinitev plasti:

$$p = 0 \text{ pri } \frac{dp}{dx} = 0$$

kar je že leta 1932 v klasičnih izvajanjih dognal Swift. Leta 1956 pa sta Cole in Hughes objavila izsledke po preizkusih na steklenem ležaju, ko sta spoznala, da je kavitacija mnogo bolj omejena, kakor bi mogli sklepati glede na pogoj, da nastaja izza točke z najmanjšo debelino filma.

Novo teorijo o kavitaciji v ležajih je priobčil Dowson²⁸, iz drugih virov pa izhajajo podatki o vplivu omočljivosti maziva na obseg in obliko kavitacijskih votlin.

Pozneje sta Cole in Hughes²⁹ razširila opazovanja še na primere, pri katerih se obremenitev spreminja ali kroži. Fotografije kažejo, da se v sedanjem primeru kavitacijske votline gibljejo okoli osi s hitrostjo, kakršno ima tudi obremenitev.

Tudi oblika votlin se bistveno ne razlikuje od oblike, kakršna nastaja pri mirujoči obremenitvi.

Na tem mestu se je treba dotakniti tudi turbulentnega pretoka v ležajih. Iz dveh najsodobnejših razprav³⁰ so povzeti naslednji zaključki. Turbulenca vpliva tako, da v sicer enakih pogojih zmanjšuje količino maziva in viša temperaturo. Te slabe strani

²⁷ Vogelwohl G. Beiträge zur Kenntniss der Gleitlagerreibung. VDI-Forschungsheft 386 (1937) in Vogelwohl G. Die Streibeck-Kurve als Kennzeichen des allgemeinen Reibungsverhaltens geschmierter Gleitflächen. Z. d. VDI 96, 1954/4, str. 261/288. itd.

²⁸ London 1957/49: Dowson D. Investigation of Cavitation in Lubricating Films Supporting Small Loads.

²⁹ London 1957/87: Cole I. A. in Hughes C. J. Visual Study of Film Extent in Dynamically Loaded Complete Journal Bearings.

³⁰ London 1957/15: Cole I. A. Some Experiments on the Flow Rotating Annular Clearances in London 1957/78: Neale M. J. in Love P. P. High-speed journal bearings.

pa so deloma izravnane s tem, da se skozi turbulentni film bolje prevaja toplota.

V drsnih ležajih s tečaji se pojavlja prehod od laminarnega k turbulentnemu pretoku pri Reynoldsovem številu 1300, pri čemer so upoštevane naslednje vrednosti: hitrost površine gredi, radialni zrak, kinematična viskoznost in temperatura olja pri izstopu.

Med posebne probleme hidrodinamičnega mazanja spadajo še nekateri:

Pojavi v neobremenjenih polovicah valjastih radialnih ležajev, predvsem zaradi dodatnega nastajanja zaradi spremembe zraka v ležajih. Zadevne razprave so še zelo nepopolne in je tako n. pr. nerešen vpliv teh okoliščin v močno spremenljivih obratovalnih pogojih, kakor so n. pr. pri glavnih vretenih stružnic za široka območja vrtilnih hitrosti.

Vpliv deformacije mazalnega klina zaradi neenakomernega segrevanja ležajnih skodelic in tečajev ter zaradi spremembe zraka v ležajih. Zadevne razprave so še zelo nepopolne in je tako n. pr. nerešen vpliv teh okoliščin v močno spremenljivih obratovalnih pogojih, kakor so n. pr. pri glavnih vretenih stružnic za široka območja vrtilnih hitrosti.

Podobno nedognani so še problemi pri ležajih z velikimi tlaki — specifičnimi pritiski (n. pr. pri ležajih za valjalna ogrodja) ali pri železniških vozilih, pri katerih je treba računati s stalno obrabo in se zato spreminjajo prvotni kovinski polmeri skodelice in tečaja. Ta vprašanja še čakajo razčiščenja.

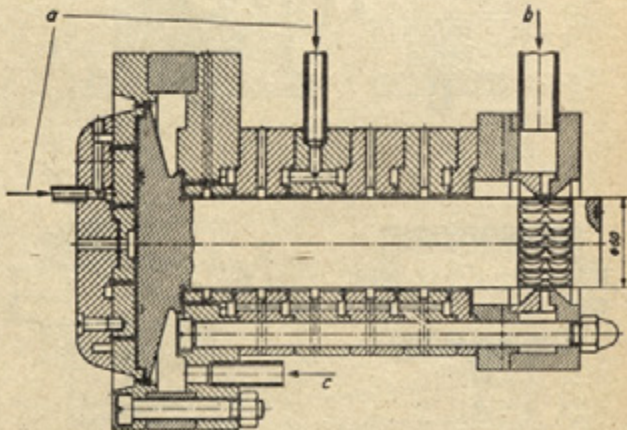
3,55 **Labilni tek tečajev pri veliki vrtilni hitrosti.** Znano je, da elastičnost oljnega filma lahko povzroča nemirno obratovanje »nadkritičnih« gredi. To vprašanje je dobilo še večji pomen v zadnjem času, odkar gradijo turbinske stroje z obratovalno vrtilno hitrostjo od 6000 do 16 000 vrtljajev v minuti in več.

3,6 Mazanje ležajev s tlačnim zrakom³¹

Kot primer za praktično uporabo s tlačnim zrakom mazanih ležajev je na sliki 8 prikazana ultrazvočna sirena 20 kHz v izvedbi tvrdke Ultraschall-Technik GmbH., Reutlingen.

Zamisel o mazanju s plini ali parami je razmeroma stara. Kingsbury je že pred 60 leti v ležajih poizkusno uporabljal pline, vodno paro in zrak, in sicer spričo prednosti, ki so se obetale zaradi viskoznosti plinov, neodvisne od temperature, zelo majhnih tornih koeficientov in prihrankov pri olju in obsežnih mazalnih napravah. Vsekakor je tu komaj izvedljiva dovolj natančna obdelava nosilnih ploskev, če je mazalna

³¹ Darmstadt 1956: Brunzel N. Druckluftgeschmierte Glettlager (Querlager).



Sl. 8. Ultrazvočna sirena 20 kHz (Ultraschall-Technik GmbH, Reutlingen)

plast zaradi obremenitve zelo tanka. V teh primerih je pri zaganjanju in ustavljanju neizogiben stik kovin, zaradi česar je tudi obraba zelo velika.

Ker je v nasprotju z mazanjem z oljem v ležajih potrebno zelo malo zraka, se pravi, da so komaj dosegljive tolerance, se mazanje te vrste uporablja le pri napravah v fini mehaniki, pri kateri je treba trenje zmanjšati na najmanjšo vrednost.

Iz teoretičnih razprav se da sklepati, da je nosilnost hidrostatičnih zračnih ležajev z vsestransko enakim tlakom najbolj odvisna od tlaka komprimiranega zraka, neodvisna pa od vrtilne hitrosti gredi (oz. tečaja). Tečaj gredi v nasprotju s tako imenovanimi hidrodinamičnimi zračnimi ležaji tudi pri mirovanju ($n = 0$) plava v zraku. Trenje ustreza zelo majhni viskoznosti zraka, ki je tudi na začetku obratovanja za več desetinskih potenc manjša od trenja pri drsnih ležajih, mazanih z oljem, ali pri kotalnih ležajih.

Uporaba teh ležajev je omejena na prav posebne primere, in sicer bodisi za uvodoma omenjenega ter n. pr. za različne merilne naprave, pri katerih je pri ležajih potrebno najmanjše trenje. Upoštevati je treba namreč, da je poraba komprimiranega zraka majhna, toda stalna in je za 1 Nm^3 zraka s tlakom 3 atm potrebnih 0,08 kWh.

Doslej so znane tri izvedbe hidrostatičnih zračnih ležajev, ki so prikazane na sliki 9.

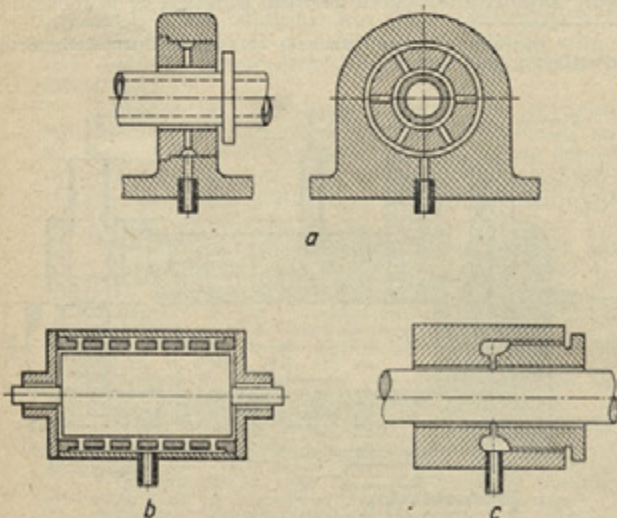
a) Angleški tip iz leta 1942 po prijavi tvrdke Eric Croudson and Gilbert Gilkes & Gordon Limited, pri katerem se dovaja komprimirani zrak skozi manjše odprtine.

b) Prva nemška izvedba iz leta 1950 dovaja zrak po vsej dolžini ležaja skozi šobe.

c) Druga nemška izvedba ima ležaj opremljen z obročno rego.

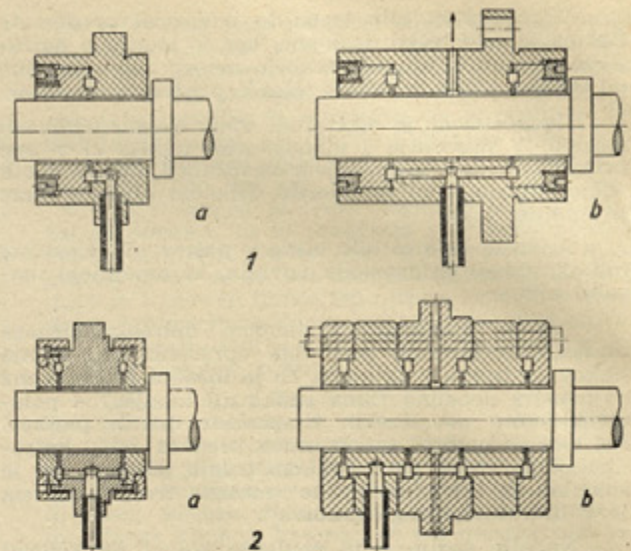
Pri hidrodinamičnih zračnih ležajih pa nastaja nosilna zračna plast podobno kakor pri drsnih ležajih na olje. Na začetku obratovanja je trenje v območju mejnega, pri določeni vrtilni hitrosti pa tečaj na zraku plava.

Dodatno je treba še poudariti, da je toplotno vprašanje zelo zapleteno. Zrak se ne segreva samo zaradi tlaka, ampak tudi zaradi trenja. O viskoznosti pa je treba vedeti, da je približno sorazmerna s temperaturo.



Sl. 9. Ležaj za mazanje s tlačnim zrakom

a — Croudson, b — Schoppe & Faeser, c — Bayer



Sl. 10. Konstruktivne izvedbe zračnih ležajev z obročno rego

Na sliki 10 so konstruktivne izvedbe zračnih ležajev z obročno rego.

3,7 Nestacionarno hidrodinamično mazanje

Vsi doslej naštetih primeri (razen nestabilnih radialnih ležajev pri veliki vrtilni hitrosti) zadevajo stacionarno strujanje maziva. V tehniki pa je mnogo primerov, pri katerih imamo opravka z nestacionarnimi razmerami kakor so n. pr. vezni drogovci pri lokomotivah ali ležaji pri valjalnih ogrodjih, ker se spreminja sila. V drugih primerih se spreminjajo smer in velikost hitrosti ali prijemališče in smer sile (slednje velja posebno za posamezne elemente ročičnega pogona). V to skupino spadajo tudi zobniški pogoni zaradi sprememb pri vprijetanju.

V teh posebnih primerih je bilo izdelanih nekaj eksperimentov in zelo natančnih meritev o časovnem poteku tlakov, toda teoretičnih osnov še ni.

3,8 Nekatera konstruktivna vprašanja

Z vsemi znanimi osnovami o hidrodinamičnem mazanju je uspelo sestaviti napotke za konstrukcijske izvedbe, ki so brezhibno uporabne v zelo mnogo primerih.

Med ta navodila pa ne spadajo n. pr. samo znane ugotovitve o mazalnih utarih, dolžinah radialnih ležajev itd., marveč tudi vsi za praktične potrebe neogibno potrebni računski postopki.

Ker teh ne nameravamo navajati v tem sestavku, se omejemo le na nekaj načelnih pripomb²².

Ležaji nosijo ali vodijo gredi, v nekaterih primerih pa so njihove naloge tudi kombinirane. Zelo nazorno razlikovanje je omogočeno s pomočjo Sommerfeldovega števila, ki je že omenjeno v odstavku o hidrodinamični podobnosti.

Za nosilne ležaje velja:

$$S_0 = \frac{p \psi^2}{\eta \omega} > 1$$

²² Darmstadt 1956: Gersdorfer O. Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für hydrodynamisch geschmierte Lager.

in za vodilne ležaje

$$S_0 = \frac{\bar{p} v^2}{\eta \omega} \leq 1$$

Pri računu se viskoznost maziva η izbira in pozneje, če je potrebno, popravlja. Največkrat jemljemo za vodilne ležaje $\eta \leq 0,001$ kps/m² in za nosilne $\eta \geq 0,001$ kps/m².

3.81 Približen pregled nosilnosti in izgub

Celotna nosilnost F radialnega ležaja je dana z enačbo (po Vogelpohlu)²²

$$F = C n V \eta$$

pri čemer je C konstanta od 1 do 3, $V = \frac{\pi}{4} d^2 b \dots$

obratovalni volumen v dm³, n = vrtilna hitrost v vrt./min (vrtljajev v minuti) in η viskoznost v cP (centipoisih). Enačba je uporabna za vsa omočljiva maziva, potemtaka tudi za vodo in pline. Nosilnost aksialnih tlačnih ležajev računamo po empirični enačbi

$$F \approx 0,025 d^3 \sqrt[3]{n^2 d}$$

ki ustreza, če sta izpolnjena naslednja dva pogoja:

$$h_0 = 2 \sqrt[3]{d^2 \mu} \text{ in}$$

$$\eta = \frac{0,05}{\sqrt[3]{n d}} \text{ kps/m}^2$$

Pri tem je F celotna nosilnost v kp, d zunanji premer obroča in h_0 najmanjša dopustna mazalna rega v μ (mikronih). Zadnje tri enačbe fizikalno niso utemeljene, vendar dajejo koristne informativne rezultate za prakso.

Nadaljnji računski postopki se nanašajo na izračunavanje tornega dela in temperature ležajev.

3.82 Zmnožek $\bar{p} \cdot v$. Uporabnost ležaja se pogosto presoja po vrednosti zmnožka $\bar{p} \cdot v$. Pri tem ni bilo upoštevano trenje, ki mora biti čimmanjše. Iz tega izhaja, da bi morala biti vrednost $\frac{\bar{p} \cdot v}{\mu}$ čimvečja. Idealni ležaj bi bil tedaj definiran z izrazom

$$\frac{\bar{p} \cdot v}{\mu} \rightarrow \infty$$

Na tej osnovi je prišel Gersdorfer do rezultata

$$\bar{p} v = C \frac{\beta}{\sqrt{h_0}}$$

za radialne ležaje. Pri tem je β v °C nadtemperatura ležaja, h_0 dopustna najmanjša mazalna rega v m in C konstanta ležaja, ki znaša 0,002 do 0,003. Enačba velja seveda, če material ustreza posameznim vrednostim \bar{p} in v . Temperatura β je tedaj vrednost, ki je za določeno konstrukcijo in material največ dopustna. Ker je konstanta C zelo različna vrednost, se je zelo težko odločiti za $\bar{p} v_{max}$.

²² Vogelpohl G. Die Bedeutung des Viskositätsverhaltens der Schmiermittel für Betrieb und Bau von Maschinen. Brennstoff-Chemie 1954, Štev. 23/24.

4. O obrabi²⁴

Vse doslej še ni znano splošno veljavno pravilo, ki bi se dalo uporabljati za vse vrste obrabe. Izsledki o obrabi so sploh zelo skopi, tako da se v praksi zadovoljujemo večidel samo z opisovanjem posameznih pojavov.

Po tem preudarku pa lahko razlikujemo tri različne primere:

1. Namazan sistem drsnih ploskev se obrablja, če površinske konice zadevajo druga ob drugo. Ko se nekatere konice obrabijo, je trenje manjše in mazanje boljše. Ta pojav je značilen za vtekanje drsnih sistemov. Zanj lahko napišemo enačbo

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\alpha}{V}, \quad V = \sqrt{2 \cdot t}$$

slika 11 (Idealne krivulje obrabe).

2. Če se površina obrablja še naprej in stopnja obrabe narašča, se pravi, da je

$$\frac{dV}{dt} = a V, \quad V = \beta e^{at}$$

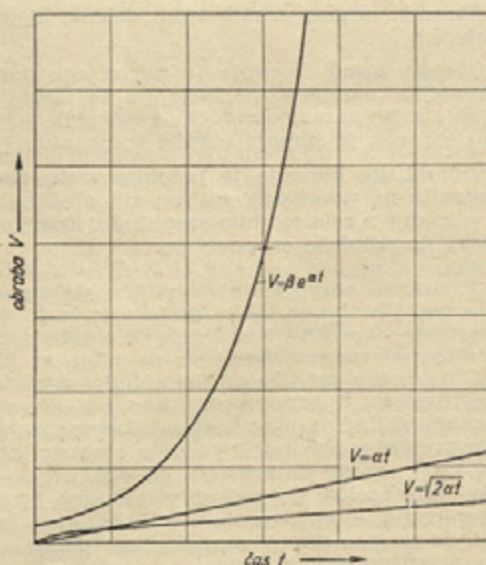
pri čemer je V prostornina obrabljene površine, a in β pa sta konstanti. Slednja je značilna za začetno površinsko stanje. Iz druge enačbe izhaja, da volumen obrabljene kovine hitro narašča s časom. Odvisno od vrednosti a in β je obraba videti kot nagla in katastrofalna okvara. V resnici pa lahko — vsaj do zdevno — zelo nagle poškodbe izvirajo iz začetkoma zelo majhnih okvar na površini, ki se povečujejo, če se poprej ne popravijo. Delovanje maziv EP je mogoče razlagati tako, da izgajajo začetno poškodbo površine in s tem zadržujejo samopospeševanje obrabe.

3. V tem primeru je stopnja obrabe konstantna. Čeprav se tudi v tem primeru material odnaša, lahko jemljemo, da površine same niso občutljive glede obrabe in velja izraz:

$$V = at$$

Ta primer nastaja n. pr. zaradi tujih delcev, ki od zunaj prihajajo med drsne ploskve, ali zaradi korozije.

²⁴ Darmstadt 1956: Barwell F. T. Der Beginn der Abnutzung und der Einfluss vom Schmiermittel.



Sl. 11. Idealne krivulje obrabe

4.1 Vrste obrabe v praksi

Za prakso so važne naslednje vrste obrabe:

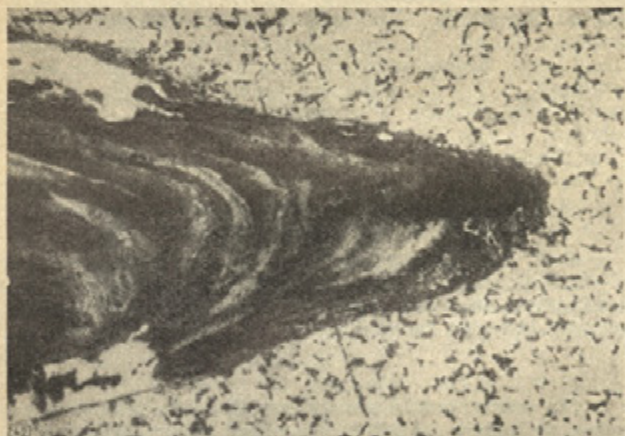
a) Razjedanje je najhujša poškodba na površini, tako da postane neuporabna. Obraba ne nastaja počasi niti postopoma, ampak naenkrat. Značilna za take poškodbe so odrgnjena mesta in v kosih odlomljen material.

Postopek je treba pripisati nastajanju visokih temperatur zaradi tlaka in hitrosti, ker torne toplote ni mogoče dovolj hitro odvajati na okolico. Zato prihaja do lokaliziranega zavarjenja in loma materiala.

Nastanek razjedanja pa le ni vezan samo na povečano temperaturo, marveč se pojavlja tudi pri »mazanju s tanko plastjo«, t. j. pri mešanem trenju. Na sliki 12 je viden transverzalni prerez skozi okvarjeno površino. Poškodba globoko zasega v mikrostrukturo, videti so že svetla in temna mesta sorbita in martenzita.

Na prejšnjem diagramu je okvara prikazana s krivuljo $V = \beta \cdot e^{\alpha \tau}$.

b) Nastajanje jamic pri kotaljenju je verjetno v zvezi z utrujanjem, ker se pojavlja po daljšem obratovanju.



Sl. 12. Transverzalni prerez skozi okvarjeno površino

c) Abracija nastaja zaradi trdih delcev, ki ostrugajo material.

d) Obraba zaradi korozije je največjega pomena pri zgorevalnih motorjih, pojavlja pa se lahko tudi pri drugih strojih zaradi oksidacije kovinskih površin. Ko se stroj uteče, je stopnja obrabe konstantna.

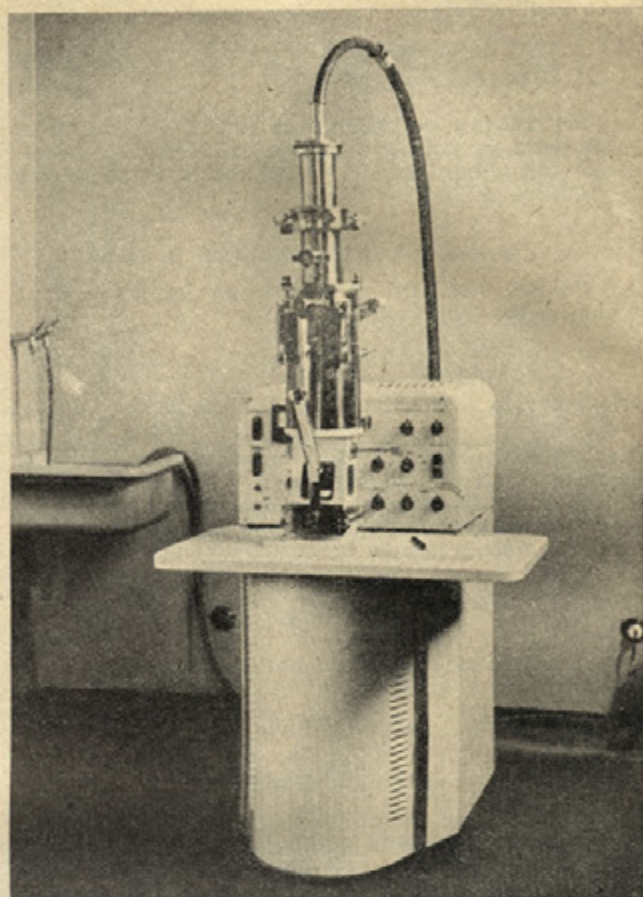
e) Vibracijska korozija je posebna vrsta obrabe, ki se pojavlja na površinah, na katerih obstajajo relativne vibracije z zelo majhno amplitudo. Značilno je, da se delci ne odločajo od površine.

4.2 Preiskave obrabljenih površin z elektronskim mikroskopom. Obraba se lahko preiskuje, če je znano začetno »stanje« površine. Nedvomno se obraba začneja z zelo majhnimi spremembami na površini, ki jih ne moremo dojemati z navadnimi optičnimi sredstvi, pač pa z elektronskim mikroskopom (slika 13).

Mechanical Engineering Research Laboratory uporablja za preiskavo kovinskih površin elektronski mikroskop, ki je mnogo natančnejši od optičnega.

Tako kaže optični mikroskop n. pr. raze, ki gredo v smeri rotacije. Z elektronskim mikroskopom pa so ugotovili, da so raze stopnjevane, iz česar izhaja, da je površina plastično deformirana.

Na nekaj posnetkih so prikazane spremembe površine.



Sl. 13. Jugoslovanski elektronski mikroskop, tip LEM 2 (= ljubljanski elektronski mikroskop štev. 2)

Direktna povečava 30 000:1, možnost za difrakcijo in mikrodifrakcijo, pospeševalna napetost 50 kV, ločilna sposobnost 50 Å

Na sliki 14 je začetek okvare zelo trdega jekla, ki je bilo kaljeno do trdote 800 HV.

Na sliki 15 je okvarjena površina pri večji obremenitvi. Značilno je, da je oblika okvare enaka.

Tudi učinkovanje maziv EP, je bilo mogoče spremljati s to metodo. Slika 16 prikazuje uporabo maziva za ekstremne tlake. Po videzu se lahko sklepa, da je mazivo zgladilo površino in napravilo nedognano



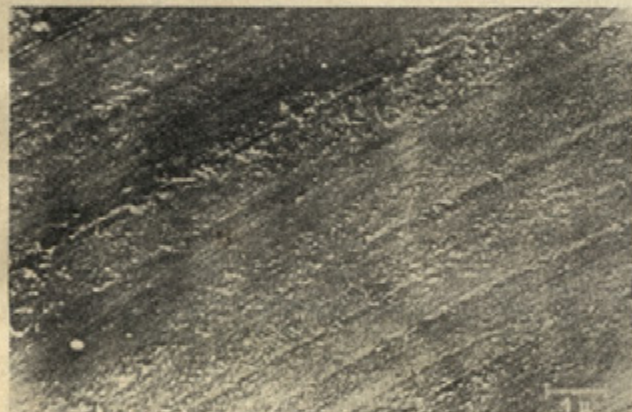
Sl. 14. Elektronsko mikroskopski posnetek začetka okvare zelo trdega jekla



Sl. 15. Elektronsko mikroskopski posnetek okvarjene površine pri večji obremenitvi



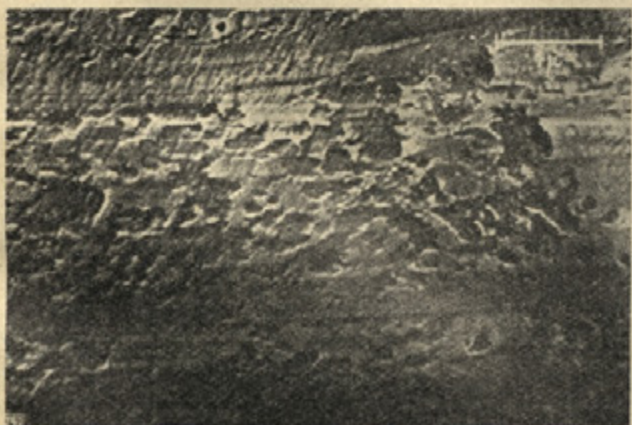
Sl. 18. Elektronsko mikroskopski posnetek obrabe pri zelo veliki obremenitvi



Sl. 16. Elektronsko mikroskopski posnetek površine pri uporabi maziva za ekstremne tlake



Sl. 19. Elektronsko mikroskopski posnetek delca, ki je nastal pri obrabi jekla



Sl. 17. Elektronsko mikroskopski posnetek močnejše okvarjene površine, prav tako pri uporabi maziva za ekstremne tlake

površinsko plast, ki je najbrž produkt reakcije med aditivi in kovino.

Na sliki 17 je bolj okvarjena površina, a tudi v tem primeru z uporabo aditivov. Razlaga slike pa ni povsem preprosta. Mogoče je, da se lupi material, čeprav je verjetnejše, da se je odlupila zaradi reakcije nastala plast.

Slika 18 pa ponazarja obrabo pri zelo veliki obremenitvi, ki se v praksi pokaže kot poškodba strojnega dela.

4.3 Preiskave pri obrabi nastalih delcev z elektronskim mikroskopom

Na sliki 19 je delec, ki je nastal pri obrabi jekla. Posnetek lahko pojasnimo tako, da so paličasti delci znak, da je prizadeta perlitna struktura.

Iz tega izvira načelen zaključek, da je o obrabi večkristalnih materialov, ki so v rabi v strojništvu, zelo malo znanega. Globlje bomo lahko prodri v to panogo, ko bodo znani vplivi metalurške strukture in odpornost posameznih komponent na deformacijo in obrabo.

Avtor: prof. ing. Albert Struna, Oddelek za strojništvo Univerze v Ljubljani