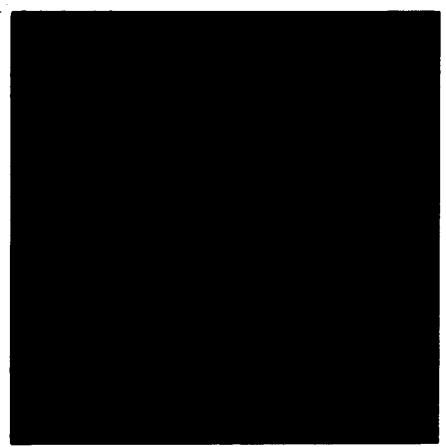
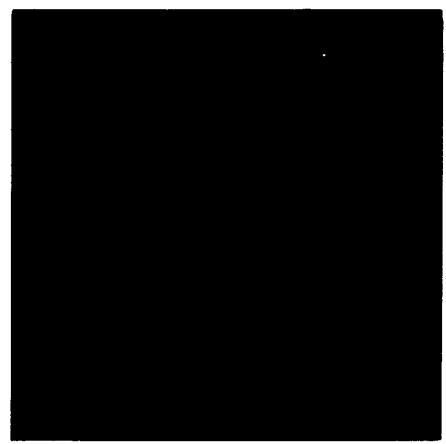
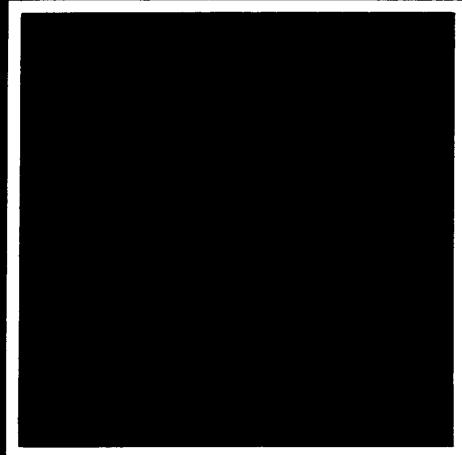
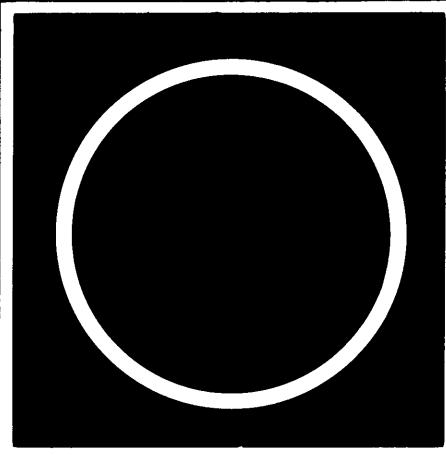
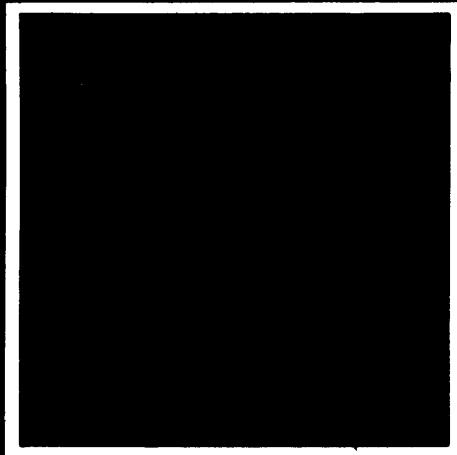


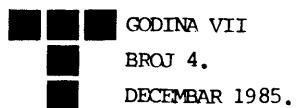
tribologija u industriji

YU ISSN 0351-1642
GODINA VII
DECEMBAR '85.

4



Nauka i tehnologija o prenosu i rasipanju masa i energije u mehaničkim sistemima



tribologija u industriji

sadržaj contents содержание

UVODNIK INTRODUCTION ПЕРЕДОВИЦА	R. ZGAGA: Materijali tribosistema - Materials of tribosystems - Материали трибо-системы - - - - -	103
ISTRAŽIVANJA RESEARCH ИССЛЕДОВАНИЯ	G. FLEISCHER: O energetskom nivou tarućih parova - On the energy level of friction pairs - О силовом уровне трогущихся пар - - - - -	105
ZA NEPOSREDNU PRAKSU FOR DIRECT PRACTICE ДЛЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОЙ ПРАКТИКУ	V. SAVIĆ: Sistemi za kontinuirano podmazivanje (II) - Continuous lubrication systems - part II - Системы непрерывной смазки - - -	116
KNJIGE I ČASOPISI BOONS AND JOURNALS КНИГИ И ЖУРНАЛЫ	- - - - -	126
NAUČNI SKUPOV SCIENTIFIC MEETINGS НАУЧНЫЕ СОБРАНИЯ	- - - - -	129
REZIMEA ABSTRACTS РЕЗЮМЕ	- - - - -	131
		132

Materijali tribosistema

Općeprihvaćeni koncept tribosistem, podrazumjeva u pristupu istovremeno i cijelovito promatranje svih prisutnih faktora unutar nekog tribološkog problema. Jedino takav način, a ne parcijalni ili detaljistički, predstavlja ispravno polazište i preduvjet za uspješno rješavanje triboloških problema sa kojima se susrećemo.

Kako se svaki sistem, pa tako i svaki tribosistem, dade raščlaniti na podsisteme, možemo i ovdje izdvojiti materijale elemenata tribosistema kao podsistem, te ih kao takove tretirati parcijalno, pri čemu ne smijemo smetnuti s umu da su oni ipak podsistem unutar tribosistema. Ovo parcijalno analiziranje problema materijala elemenata tribopara ima i svoju logičnu opravdanost koja se temelji na stavkama metodički usvojene strukture pri određivanju sveukupnih triboloških gubitaka, što i treba biti polazište za izbor i redoslijed rješavanja triboloških problema. Naime, od ukupnih triboloških gubitaka, dakle direktnih i indirektnih, i do 50% su troškovi održavanja. Nadalje, u troškovima održavanja, računa se da materijalni troškovi u prosjeku iznose 60%. Proizilazi, dakle, gledano na ovaj način, da materijali u sveukupnim tribološkim gubicima odnosno troškovima sudjeluju sa 30%, što opravdava tretiranje problema materijala kao podsistema svakog tribosistema. Pri tome, smanjenjem stavke "materijali", praktički produljenjem vijeka trajanja elemenata tribosistema, ne samo da smanjujemo ovu stavku očito znatno prisutnu u sveukupnim gubicima, već time djelujemo i na smanjenje ostalih triboloških gubitaka, u prvom redu onih indirektnih, uslijed zastoja, koji su po iznosu barem istog reda veličine kao i gubici odnosno troškovi materijala.

Tretiranje problema materijala, opravdano je dakle, unutar cijelovitog tretiranja problema tribosistema i predstavlja sastavni dio tribologije. U prvom redu, prisutni materijali odgovorni su za vijek trajanja, dakle, i za tribološke gubitke. Samim tim, nalazimo se

pred činjenicom da će sa toga aspekta presudan biti IZBOR materijala za elemente tribosistema. Pri tome, dominantan zahtjev koji postavljamo na te materijale, je zahtjev da ti elementi u eksploataciji stvaraju čim manje gubitke, tj. da gubici uslijed trenja i trošenja budu čim manji. Uz to, svjesni smo činjenice da naš tribopar ne egzistira sam za sebe, već da je istovremeno uvijek prisutan i medij odnosno medjusloj, kao neminovno prisutan element tribosistema.

Ovako opisan problem ukazuje tek na neke zahtjeve koji se postavljaju u postupku donošenja odluke o izboru materijala. Ovaj čin izbora, cijelovito gledano, mora u pristupu biti širi, jer se zapravo radi o izboru optimalnog materijala, čime problem postaje daleko složeniji. Naime, osim zahtjeva na materijal sa tribološkog aspekta, u fazi eksploatacije, moramo sada element za koji vršimo izbor materijala, promatrati kao nama potrebnii proizvod, koji je predmet jednog procesa sa svim fazama od kreiranja, preko razrade dokumentacije, tehnološke realizacije, posebno eksploatacije, pa i likvidacije. Tu su dodatno prisutne značajke kao nabavljivost materijala (rok, domaći, uvoz), te cijene kako materijala tako i tehnologije, ali i održavanja. Očito, izbor materijala svodi se na jedan složeni problem optimizacije koji, možemo odmah reći, ovako cijelovito ne možemo i ne znamo riješavati. Time problem kao takav, ne iščezava, već se zaoštvara, te predstavlja izazov i sadržaj rada za predstojeće razdoblje razvoja u nauci i tehnologiji. Tako cijelovito definiran problem izbora optimalnog materijala, nije samo problem tribologije, već cijele materijalne proizvodnje i njenog razvoja. Jasno je zacrtan i način i sadržaj rada na tom problemu, kao i konačan cilj. Radi se o razvoju sistema koji bi omogućio izbor optimalnog materijala u kojem bi bili pohranjeni svi ranije navedeni potrebni podaci, dakle - banka podataka. Ovakove cijelovite banke podataka o materijalima nema još ni kod najrazvijenijih

zemalja u svijetu, a ni na međunarodnom planu. Korak naprijed u tom smjeru predstavljaju za to brojne datoteke ili baze podataka, koje za specifična područja materijala, tj. za specifične grupe zahtjeva i materijala, daju podloge po kojima se može za slučaj potpune popunjenosti kvalitetnim podacima o odabranom skupu materijala, ipak provoditi postupak izbora optimalnog materijala.

Svaka takova baza podataka ili datoteka za izbor materijala ima svoje specifičnosti, pa tako i tribološka. Polazište za utvrđivanje specifičnosti za tribološku bazu podataka, svakako su u prvom redu mehanizmi do-trajavanja odnosno trošenja. Opće prihvaćena četiri osnovna mehanizma adhezijskog, abrazijskog, tribokemijskog, te trošenja uslijed umora materijala, predstavljaju logičnu osnovu za strukturiranje tribološke baze podataka. Fizi-kalna suština ovih mehanizama određuje sama po sebi osnovne značajke u grupi zahtjeva na materijale, te na taj način nastaju i osnovne grupe materijala unutar tribološke baze podataka za materijale. Daljnja razrada ovakovih grupa materijala koje proizlaze iz osnovnih mehanizama trošenja, nameće se činjenicom da unutar svakog osnovnog mehanizma postoji znatan broj prisutnih utjecajnih faktora, tako da njihova prisutnost ili odsutnost te značajnost u promatranom slučaju, daje osnovu za daljnju razradu za sistematizaciju grupe i podgrupe materijala. Specifičnost ovakove tribološke baze podataka za materijale, proizlazi i iz činjenice da u procesu trošenja, i-stovremeno često djeluju dva i više osnovnih mehanizama. Na taj način mogu grupe zahtjeva za osnovne mehanizme u međusobnom promatranju, ispoljavati i suprotnosti zahtjeva za izbor materijala jednog elementa.

Daljnja specifičnost ovakove tribološke baze podataka za materijale, koja već u pristupu kod strukturiranja mora biti prisutna, je činjenica da pod do sada korištenim terminom materijal, u ovom slučaju moramo biti širi. Naime, dok će u nekim drugim bazama podataka biti dovoljno iskazati materijal pripadajućom oznakom, u našem slučaju moraju se pretpostaviti i mnogo šire mogućnosti za iskazivanje materijala. Pri tome, u prvom redu, osim ozake, zvanične ili nezvanične, mora biti iskazano i stanje materijala, budući da se jedan te isti materijal može različitim postupcima dovesti u različita pripadajuća svojstva. Dodatno, danas sve češće nailazimo na niz mogućnosti unapredjenja materijala tribosistema, kemijskim, elektrokemijskim, te termodifuzijskim postupcima, zasnovanim na različitim osnovnim principima i pripadajućim tehnologijama. Konačno, nanošenje materijala drugačijih od osnovnog, redovito jeftinijeg materijala, navarivanjem ali i nizom drugih, novijih tehnologija, nailazimo na da-

ljne mogućnosti kako za prvočitnu izradu elemenata tribosistema, tako i pri reparaturi u fazi eksploatacije unutar održavanja. Uvezši ove specifičnosti u obzir, upotrebljavani termin materijali treba u ovom slučaju shvatiti daleko šire nego u drugim bazama podataka, te ga u toj širini kroz pripadajuće podatke i ugraditi u tribološku bazu podataka za materijale.

Uz ovako konstatirano specifično stanje problema izbora materijala tribosistema, poprimit će i podaci o cjeni, posebno postupaka, u ovoj bazi podataka svoje posebno, specifično značenje. Isto tako, i nabavlјivost materijala, a posebno u naznačenom širem smislu tog termina, te usvojenost pojedinih postupaka u zemlji, sve sa naznakom radnih organizacija - dobavljača i izvodjača, dodatno karakterizira specifičnost ove baze podataka.

Otpornost materijala trošenju, kao jedna od ključnih značajki u ovoj bazi podataka, ne da se iskazati kao apsolutna fizikalna veličina, što za neke druge značajke materijala nije slučaj. Ovo svojstvo materijala, ako ga u nekom konkretnom slučaju iskazujemo, ima samo relativnu vrijednost, i to u odnosu na neki drugi materijal sa kojim ga usporedjujemo uz jednakе uvjete ispitivanja. Ako sa takovim podatkom i raspolažemo, što nije čest slučaj, još uvjek će biti problem takovu razliku i uzročno protumačiti. Za dublje ovladavanje svojstvom otpornost materijala trošenju, bez sumnje treba krenuti od nepobi-te zakonitosti da su sva svojstva, pa tako i otpornost trošenju, uzročna posljedica strukturnog stanja materijala. Razradom predložene baze podataka, uz primjenu kvantitativne metalografije, došli bi i do novih spoznaja na relaciji struktura materijala - otpornost trošenju, što bi predstavljalo naučni doprinos i omogućilo suštinsko razumijevanje svojstva otpornost trošenju.

Usvajanjem potrebe za realizaciju ovakove baze podataka za materijale elemenata tribosistema, učinjen je tek prvi korak. Nakon toga slijedi sakupljanje i pohranjivanje podataka po unaprijed utvrđenom sistemu. Izvor i podataka mogu biti trojaki:

1. Objavljeni tuđi rezultati i iskustva.
2. Rezultati vlastitih laboratorijskih (modelskih) ispitivanja.
3. Povratne informacije iz eksploatacije.

Ulag i pohranjivanje podataka, bez obzira na izvor, podliježe kontroli kvalitete po utvrđenim kriterijima, jer jedino na taj način ovakova baza podataka ima široku i trajniju vrijednost.

Sakupljanje i pohranjivanje podataka je kontinuirani proces, takorekuć bez kraja. Osim toga, prirodno je da se takva baza podataka razvija redoslijedom prema značajnosti pojedinih svojih segmenta.

Materijali tribosistema

Općeprihvaćeni koncept tribosistem, podrazumjeva u pristupu istovremeno i cijelovito promatranje svih prisutnih faktora unutar nekog tribološkog problema. Jedino takav način, a ne parcijalni ili detaljistički, predstavlja ispravno polazište i preduvjet za uspješno rješavanje triboloških problema sa kojima se susrećemo.

Kako se svaki sistem, pa tako i svaki tribosistem, dade raščlaniti na podsisteme, možemo i ovdje izdvojiti materijale elemenata tribosistema kao podsistem, te ih kao takove tretirati parcijalno, pri čemu ne smijemo smetnuti s umu da su oni ipak podsistem unutar tribosistema. Ovo parcijalno analiziranje problema materijala elemenata tribopara ima i svoju logičnu opravdanost koja se temelji na stavkama metodički usvojene strukture pri određivanju sveukupnih triboloških gubitaka, što i treba biti polazište za izbor i redoslijed rješavanja triboloških problema. Naime, od ukupnih triboloških gubitaka, dakle direktnih i indirektnih, i do 50% su troškovi održavanja. Nadalje, u troškovima održavanja, računa se da materijalni troškovi u prosjeku iznose 60%. Proizilazi, dakle, gledano na ovaj način, da materijali u sveukupnim tribološkim gubicima odnosno troškovima sudjeluju sa 30%, što opravdava tretiranje problema materijala kao podsistema svakog tribosistema. Pri tome, smanjenjem stavke "materijali", praktički produljenjem vijeka trajanja elemenata tribosistema, ne samo da smanjujemo ovu stavku očito znatno prisutnu u sveukupnim gubicima, već time djelujemo i na smanjenje ostalih triboloških gubitaka, u prvom redu onih indirektnih, uslijed zastoja, koji su po iznosu barem istog reda veličine kao i gubici odnosno troškovi materijala.

Tretiranje problema materijala, opravdano je dakle, unutar cijelovitog tretiranja problema tribosistema i predstavlja sastavni dio tribologije. U prvom redu, prisutni materijali odgovorni su za vijek trajanja, dakle, i za tribološke gubitke. Samim tim, nalazimo se

pred činjenicom da će sa toga aspekta presudan biti IZBOR materijala za elemente tribosistema. Pri tome, dominantan zahtjev koji postavljamo na te materijale, je zahtjev da ti elementi u eksploataciji stvaraju čim manje gubitke, tj. da gubici uslijed trenja i trošenja budu čim manji. Uz to, svjesni smo činjenice da naš tribopar ne egzistira sam za sebe, već da je istovremeno uvijek prisutan i medij odnosno medjusloj, kao neminovno prisutan element tribosistema.

Ovako opisan problem ukazuje tek na neke zahtjeve koji se postavljaju u postupku donošenja odluke o izboru materijala. Ovaj čin izbora, cijelovito gledano, mora u pristupu biti širi, jer se zapravo radi o izboru optimalnog materijala, čime problem postaje daleko složeniji. Naime, osim zahtjeva na materijal sa tribološkog aspekta, u fazi eksploatacije, moramo sada element za koji vršimo izbor materijala, promatrati kao nama potrebnii proizvod, koji je predmet jednog procesa sa svim fazama od kreiranja, preko razrade dokumentacije, tehnološke realizacije, posebno eksploatacije, pa i likvidacije. Tu su dodatno prisutne značajke kao nabavljivost materijala (rok, domaći, uvoz), te cijene kako materijala tako i tehnologije, ali i održavanja. Očito, izbor materijala svodi se na jedan složeni problem optimizacije koji, možemo odmah reći, ovako cijelovito ne možemo i ne znamo riješavati. Time problem kao takav, ne iščezava, već se zaoštvara, te predstavlja izazov i sadržaj rada za predstojeće razdoblje razvoja u nauci i tehnologiji. Tako cijelovito definiran problem izbora optimalnog materijala, nije samo problem tribologije, već cijele materijalne proizvodnje i njenog razvoja. Jasno je zacrtan i način i sadržaj rada na tom problemu, kao i konačan cilj. Radi se o razvoju sistema koji bi omogućio izbor optimalnog materijala u kojem bi bili pohranjeni svi ranije navedeni potrebni podaci, dakle - banka podataka. Ovakove cijelovite banke podataka o materijalima nema još ni kod najrazvijenijih

zemalja u svijetu, a ni na međunarodnom planu. Korak naprijed u tom smjeru predstavljaju za to brojne datoteke ili baze podataka, koje za specifična područja materijala, tj. za specifične grupe zahtjeva i materijala, daju podloge po kojima se može za slučaj potpune popunjenosti kvalitetnim podacima o odabranom skupu materijala, ipak provoditi postupak izbora optimalnog materijala.

Svaka takova baza podataka ili datoteka za izbor materijala ima svoje specifičnosti, pa tako i tribološka. Polazište za utvrđivanje specifičnosti za tribološku bazu podataka, svakako su u prvom redu mehanizmi do-trajavanja odnosno trošenja. Opće prihvaćena četiri osnovna mehanizma adhezijskog, abrazijskog, tribokemijskog, te trošenja uslijed umora materijala, predstavljaju logičnu osnovu za strukturiranje tribološke baze podataka. Fizi-kalna suština ovih mehanizama određuje sama po sebi osnovne značajke u grupi zahtjeva na materijale, te na taj način nastaju i osnovne grupe materijala unutar tribološke baze podataka za materijale. Daljnja razrada ovakovih grupa materijala koje proizlaze iz osnovnih mehanizama trošenja, nameće se činjenicom da unutar svakog osnovnog mehanizma postoji znatan broj prisutnih utjecajnih faktora, tako da njihova prisutnost ili odsutnost te značajnost u promatranom slučaju, daje osnovu za daljnju razradu za sistematizaciju grupe i podgrupe materijala. Specifičnost ovakove tribološke baze podataka za materijale, proizlazi i iz činjenice da u procesu trošenja, i-stovremeno često djeluju dva i više osnovnih mehanizama. Na taj način mogu grupe zahtjeva za osnovne mehanizme u međusobnom promatranju, ispoljavati i suprotnosti zahtjeva za izbor materijala jednog elementa.

Daljnja specifičnost ovakove tribološke baze podataka za materijale, koja već u pristupu kod strukturiranja mora biti prisutna, je činjenica da pod do sada korištenim terminom materijal, u ovom slučaju moramo biti širi. Naime, dok će u nekim drugim bazama podataka biti dovoljno iskazati materijal pripadajućom oznakom, u našem slučaju moraju se pretpostaviti i mnogo šire mogućnosti za iskazivanje materijala. Pri tome, u prvom redu, osim ozake, zvanične ili nezvanične, mora biti iskazano i stanje materijala, budući da se jedan te isti materijal može različitim postupcima dovesti u različita pripadajuća svojstva. Dodatno, danas sve češće nailazimo na niz mogućnosti unapredjenja materijala tribosistema, kemijskim, elektrokemijskim, te termodifuzijskim postupcima, zasnovanim na različitim osnovnim principima i pripadajućim tehnologijama. Konačno, nanošenje materijala drugačijih od osnovnog, redovito jeftinijeg materijala, navarivanjem ali i nizom drugih, novijih tehnologija, nailazimo na da-

ljne mogućnosti kako za prvočitnu izradu elemenata tribosistema, tako i pri reparaturi u fazi eksploatacije unutar održavanja. Uvezši ove specifičnosti u obzir, upotrebljavani termin materijali treba u ovom slučaju shvatiti daleko šire nego u drugim bazama podataka, te ga u toj širini kroz pripadajuće podatke i ugraditi u tribološku bazu podataka za materijale.

Uz ovako konstatirano specifično stanje problema izbora materijala tribosistema, poprimit će i podaci o cjeni, posebno postupaka, u ovoj bazi podataka svoje posebno, specifično značenje. Isto tako, i nabavlјivost materijala, a posebno u naznačenom širem smislu tog termina, te usvojenost pojedinih postupaka u zemlji, sve sa naznakom radnih organizacija - dobavljača i izvodjača, dodatno karakterizira specifičnost ove baze podataka.

Otpornost materijala trošenju, kao jedna od ključnih značajki u ovoj bazi podataka, ne da se iskazati kao apsolutna fizikalna veličina, što za neke druge značajke materijala nije slučaj. Ovo svojstvo materijala, ako ga u nekom konkretnom slučaju iskazujemo, ima samo relativnu vrijednost, i to u odnosu na neki drugi materijal sa kojim ga usporedjujemo uz jednakе uvjete ispitivanja. Ako sa takovim podatkom i raspolažemo, što nije čest slučaj, još uvjek će biti problem takovu razliku i uzročno protumačiti. Za dublje ovladavanje svojstvom otpornost materijala trošenju, bez sumnje treba krenuti od nepobi-te zakonitosti da su sva svojstva, pa tako i otpornost trošenju, uzročna posljedica strukturnog stanja materijala. Razradom predložene baze podataka, uz primjenu kvantitativne metalografije, došli bi i do novih spoznaja na relaciji struktura materijala - otpornost trošenju, što bi predstavljalo naučni doprinos i omogućilo suštinsko razumijevanje svojstva otpornost trošenju.

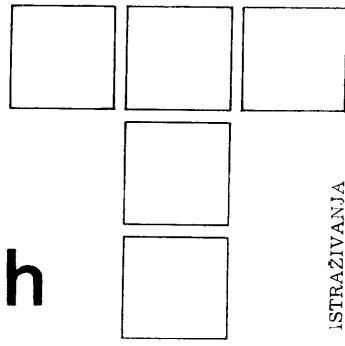
Usvajanjem potrebe za realizaciju ovakove baze podataka za materijale elemenata tribosistema, učinjen je tek prvi korak. Nakon toga slijedi sakupljanje i pohranjivanje podataka po unaprijed utvrđenom sistemu. Izvor i podataka mogu biti trojaki:

1. Objavljeni tuđi rezultati i iskustva.
2. Rezultati vlastitih laboratorijskih (modelskih) ispitivanja.
3. Povratne informacije iz eksploatacije.

Ulag i pohranjivanje podataka, bez obzira na izvor, podliježe kontroli kvalitete po utvrđenim kriterijima, jer jedino na taj način ovakova baza podataka ima široku i trajniju vrijednost.

Sakupljanje i pohranjivanje podataka je kontinuirani proces, takorekuć bez kraja. Osim toga, prirodno je da se takva baza podataka razvija redoslijedom prema značajnosti pojedinih svojih segmenta.

G. FLEISCHER



ISTRAZIVANJA

O energetskom nivou tarućih parova

1. O RAZVOJU ENERGETSKOG PRISTUPA O NAUCI O TRENU

Kao i skoro sve naučne discipline, tako i nauka o trenju, koju od 1966. god. zovemo tribologija [1, 2], zasniva se na saznanjima koja se prenose sa generacije na generaciju. Njihovim prikazivanjem kroz reč i sliku, tj. kroz napise i publikacije ostvaruje se jača rasprostranjenost nauke.

Na osnovu hiljadugodišnjeg iskustva poznato je da fenomen trenja treba prvenstveno razumeti kao otpor međusobnom relativnom kretanju dva opterećenja taruća tela, a to shvatanje važi i danas. Nazivi sile trenja koje su koristili različiti autori ovo samo potvrđuju – na pr. "attrito" od strane Leonardo da Vinči-ja 1500. godine "frottement", Amonton 1699, "frictio" Leibnitz i Sturm 1710, i "Reibung" Steinwehr 1748 [3]. Smer sile trenja suprotan je smeru kretanja.

Međutim, ljudima je uspelo da, uporedno sa proširenjem saznanja o trenju isto učine i korisnom pojmom. Kao ilustrativan primer u tom smislu može poslužiti proces mlevenja žita koji je poznat već 6000 godina, a koji kao takav nije povratan. Dalje, pri izradi otvora za kamenu sekiru takodje je korišćeno trenje, odnosno abrazivno habanje, radi ostvarenja tehnološkog procesa.

Grčko poreklo reči tribologija vraća nas na interesantan način na način delovanja trenja [3]. U nekim jezicima koriste se različiti pojmovi za trenje u smislu otpora kretanju, kao i za sam proces, dok se u drugim jezicima ova razlika ne pravi.

Mi smatramo od 1968. god. da pojам trenja treba shvatiti na prvi način, dok pod procesom trenja treba podrazumevati nešto što zalaže u njegovu suštinu. Sila i put trenja predstavljaju "komponente" trenja. Interesantan je zaključak prema kome je trenje "gubitak mehaničke

1) Plenarno predavanje na Inst. naučnoj konf. o trenju, habanju i mazivima, Tribu '85, Taškent 1985.

energije u toku početka, odvijanja i završetka relativnog kretanja u oblasti dodira dva materijala" [2, 4]. Knappwost je 1973, kao naučnik, dao sledeću definiciju: "Procesi trenja su disipacioni nereverzibilni procesi. Zato je njihov zajednički pokazatelj porast entropije celog sistema, do koga dolazi u toku odvijanja tog procesa. Pojam entropije, kao funkcije stanja prema II glavnom zakonu termodinamike, treba da se usvoji kao potreban i pogodan kriterijum za procese trenja" [3, 5]. Vogelpohl i Krause ne usvajaju u njihovoj interesantnoj istorijskoj studiji ni energiju trenja, ni entropiju kao karakteristične veličine za nastanak trenja [3].

Učinimo kratak osvrt na razvoj hipoteza trenja u vezi sa teorijom i modelima, i to onih koje objašnjavaju uzroke trenja i omogućuju da se izvedu jednačine za opisanje upoznatih zakonitosti. Počev od Amontona 1699. god., trenje je objašnjavano kao posledica mehaničko-geometrijskih uzroka u smislu "uzubljenja" i neravnina. "Zatvara - nje oblika" (prilagodjavanje) mikrouzvišenja, koja su kasnije modelirana kao polukugle, dovode do otežavanja relativnog kretanja u smislu sile trenja [6, 7]. U slučaju da nema medjunaterijala, kod čvrstih i simetričnih neravnina na površini trenja, trenje se može na ovaj način objasniti. Za slučaj da postoji tečan medjunaterijal izmedju paralelnih tarućih površina, Njutn je 1687. god., na osnovu jednog eksperimenta, ustanovio jednačinu za otpor pomeranju, pri čemu je definisao pokazatelj materijala u vidu dinamičkog viskoziteta. Ova predstava odgovara shvatanju o molekularno-mehaničkom uzroku trenja, a istovremeno uzima u obzir postojanje adhezije izmedju tečnosti i obe taruće površine u smislu "zatvaranja materijala" (povezivanja). Ako nema medjunaterijala, onda se, prema Desagulier-u 1724. i Coulomb-u 1781, kao delimični uzrok trenja, uzima direktno naizmenično delovanje atoma sa površina čvrstih tela. Pri ovome bi mogla adhezivno pobudjena polja sila atoma ili molekula dovesti do izvesne dis-

ipacije energije pri relativnom kretanju. Tzv. adheziona teorija je 20-tih i 30-tih godina našeg veka znatno razradjena.

Pošto je Coulomb dalje razvio predstave Amonton-a i time predočio dva mehanizma uzroka trenja, Lesly je 1804. god. objasnio principijelno silu trenja kao posledicu deformacija neravnina na tarućim površinama čvrstih tela. Tako je nastala deformaciona teorija u smislu delovanja "zatvaranja oblika" (prilagodjavanja, poravnavanja), i ona se, mada ne direktno, svodi na elastično i plastično deformisanje mikro-uzvišenja koja se sudsaraju, ili na zribavanje (brazdanje) nekog materijala pod uticajem drugih tvrdih čestica, a takodje i na proces disipacije energije.

Danas se nalaze u primeni jednačine, koje je 1939. god. izveo Kragelski sa saradnicima, a koje se sastoje iz adhezionih i deformacionih članova i služe za proračunavanje trenja. Takodje su Bowden i Tabor 1943. god. razvili sličan pristup, pri čemu su dugo davali veći značaj adhezivnom članu.

U različitim radovima su se još od 30-tih godina ovog veka direktno uzimali u obzir energetski pokazatelji u jednačinama za izračunavanje trenja. Neka budu istaknuti zaključci Tross-a, koji je u jednoj objimnoj studiji, objavljenoj 1966. god., izložio energetski zasnovanu hipotezu tečenja i razaranja, a u cilju objašnjenja najvažnijih fenomena čvrstoće, trenja i habanja [8]. U skladu sa tim, odredjeni energetski nivoi, izraženi preko pokazatelja gustine energije, kao kvacijenta (odnosa) između energije i zapreme, dovode do procesa puzanja, tečenja ili razdvajanja u materijalu i mazivu, što se sve, u slučaju da postoji relativno kretanje tarućeg para, odražava kao trenje i habanje. Ova hipoteza objašnjava, pre svega, sledeća pitanja:

- kako se mehanička energija predbraća u topotnu?
- kako se odigrava pobudjivanje atoma na viši kinetički energetski nivo u ravnima granične rešetke?
- kako se odvija akumulisanje gustine energije u sljedevima klizanja i razdvajanja?

Tross nije formulisao i kvantificirao specijalno pojam gustine energije trenja, odnosno prividne gustine energije trenja.

Zadnji pokazatelj se, međutim, javlja kao "specifični rad habanja" još kod Rehbinder-a 1940, Kuznezova 1947, Ahmatov-a 1963, Kostezki-a 1976 [9], a takodje i u obliku obrnute vrednosti, tj. kao "vrednost habanja" kod Niemann-a 1960. i Fronius-a 1971, ili kao "energetski intenzitet habanja" kod Kragelskog 1968.

Energetske teorije u osnovi polaze od energetskog bilansa [7, 10], pa zato nisu u suprotnosti sa višečlanim jednačinama kombinovanih teorija. Autor ukazuje na

"dvostruku prirodu trenja" kao obeležja najvažnijih mehanizama trenja čvrstih tela. Energetski metod predstavlja samo jedan drugi pristup istom objektu sa istim ciljem - izračunavanja trenja i habanja, a time i veka i pouzdanošt tarućih parova. Napominje se još da je jedan od najstarijih upotreba trenja u energetskom smislu od strane čoveka svojevremeno bila korišćena za paljenje vatre. To mu je omogućavalo da preživi ledena i druga hladna đoba u određenim područjima zemlje i uopšte podsticalo njegov razvoj.

2. O ENERGETSKOM PRORAČUNU TRENJA

Prema sl. 1 javlja se dvostruka priroda trenja u sledeća dva vida: trenje usled deformisanja i usled adhezionih procesa. Jezikom konstruktora rečeno, moglo bi se govoriti o "zatvaranju (prilagodjavanju) oblika" i "zatvaranju (povezivanju) materijala" (prilagodjavanju oblika neravnina i povezivanju materijala) kao osnovnim uzrocima. U prvom slučaju se radi o pojавama pri sparivanju čvrstih tarućih tela bez na kakvog medjumaterijala, jer je tada izvesna hraptavost (tj. izvesni diskretni mikrokontakti) korisna. Utrošak energije se tada vrši prema sledećim mehanizmima: nastaje elastična, plastična ili razdvajajuća deformacija, u zavisnosti od spoljašnjih i unutrašnjih uslova procesa. Veza između materijala u vidu "mostova", uslovljene adhezijom dovode pri relativnom kretanju do elastičnih, plastičnih ili razdvajajućih smicanja vezanih zona, ili njihove okoline. Jedan od zadataka podmazivanja sastoji se u izbegavanju, odnosno zameni "vezivnih mostova" između materijala vezama preko tečnosti ili gasa, koje zahtevaju manji utrošak energije i dovode do manjeg habanja. Mi znamo da dovoljno debelo sloj maziva može smanjiti mikro-deformacije, a time i habanje.

Opisani udeli energije odražavaju se pri energetskom proračunu trenja. U toku ostvarenja prisnijeg kontakta tarućih tela bez uobičajenog podmazivanja (samopodmazujući klizni ležajevi i vodjice, spojnice, kočnice, itd.) odvija se dominantan proces trenja takodje i u području mikrouzvišenja kontaktne zone. Međutim, elastične deformacije mikrouzvišenja, koja su statistički istog ranga, mogu biti praćene pojavama "zatvaranja (povezivanja) materijala", ukoliko afinitet čvrstog tela nije oslabljen drugim prijanjajućim slojevima.

Tako se dolazi do toga da za energiju trenja, svedenu na realan kontakt važi kompleksan odnos:

$$W_r = \bar{e}_{1el} j_r V_{Re} + \bar{e}_{2el} j_r V_{Re} + \bar{e}_B j_r V_{Re} \quad (1)$$

gde su:

\bar{e}_{el} - srednja gustina energije trenja za elastičnu defor-

maciju;

\bar{e}_B - srednja gustina energije razaranja "vezivnih mostova", ili mekšeg tarućeg tela;

j_r - broj realnih mesta kontakta;

V_{Re} - srednja jedinična zapremina deformacije, odnosno trenja.

Za jedan mikro-put klizanja d_e i za mikrokontakte iste veličine na oba taruća tela važi:

$$\mu^F N d_e = (\bar{e}_{1el} + \bar{e}_{2el} + \bar{e}_B) \cdot j_r \cdot A_{Re} \cdot h_{Re} \cdot k_{VR} \quad (2)$$

gde je:

$V_{Re} = A_{Re} h_{Re} k_{VR}$, pri čemu se eliptična uzvišenja predračaju u kružna pomoću faktora k_{VR} . U slučaju da su mikro-deformacije odnosno zapremine razdvajanja, različite, biće rezultujuća gustina energije trenja:

$$e_{Re\ Rel} = \frac{\bar{e}_{1el} j_r V_{Re1} + \bar{e}_{2el} j_r V_{Re2} + \bar{e}_B j_r V_{Re1,2}}{j_r V_{re1} + j_r V_{Re2} + j_r V_{Re1,2}} \quad (3)$$

Za koeficijent trenja tada se uprošćeno dobija:

$$\mu = \frac{\bar{e}_{1el} + \bar{e}_{2el} + \bar{e}_B}{p_r} i_{Rel} = \frac{e_{Re\ Rel}}{p_r} i_{Rel} \quad (4)$$

gde je:

$$p_r = \frac{F_N}{A_{Re} \cdot j_r}$$

Realni intenzitet trenja $i_{Rel} = h_{Re} k_{VR} / d_e$ raste, u prvom približenju, u skladu sa $h_{Re} = (1\dots1,5)d_e$ i $k_{VR} = 0,8$ na oko 1.

Ako se poznaje iznos realnog pritiska p_r i rezultujuća gustina energije trenja $e_{Re\ Rel}$, onda će se dobiti realna vrednost koeficijenta trenja. Rešenja jednačine (4) u sumarnom obliku za pojedine iznose koeficijenata trenja lako su moguća.

U slučaju izražene plastične deformacije mikrouzvišenja kontaktne zone, usled većeg opterećenja ili pak drugih svojstava materijala tarućeg para, biće koeficijent trenja analogan sledećem odnosu:

$$\mu = \frac{e_{Re\ Rel}}{p_r} i_{Rpl}$$

gde je $e_{Re\ Rel}$ -rezultujuća gustina energije trenja za primarnu plastičnu deformaciju. Udeo elastičnog deformisanja obično se zanemaruje.

Realan intenzitet trenja i_{Rpl} i ovde se, u prvom približenju uzima da je jednak 1.

Ako ne dolazi do formiranja "vezivih mostova" (slepljivanja), odnosno nastajanja čestica habanja, onda se eksperimentalno iznalaženje gustine deformacione energije može koristiti tribometarsko ispitivanje "pomoću jedne

kugle", uvedeno od strane Michin-a i Ljapin-a, što je zasnovano na binomnom zakonu trenja - prema jednačinama (4) i (5).

Prema sl. 5.14 (u izvoru 6) na primer, za slučaj pretežno plastične deformacije, i uz izražavanje realnog sručućeg napona trenja $\tau_r = \mu p_r$ umesto u MPa, u J/mm³, dobijaju se gustine energije trenja za promenljive realne pritiske u iznosima:

$$\begin{aligned} \bar{e}_{pl} &= 0,03 \dots 0,18 \text{ J/mm}^3 \text{ za molibden,} \\ &= 0,02 \dots 0,16 \text{ " za titan,} \\ &= 0,01 \dots 0,09 \text{ " za bakar,} \end{aligned}$$

a prema tabeli 5.4 (u istom izvoru - 6): $\bar{e}_{pl} \leq 0,32 \dots 0,35 \text{ J/mm}^3$ za sparivanje čelika S_{ch} C_r 15 sa čelikom 30 C_r GSA (ovde bi mogla oba tela da uzmu učešća u procesu trenja).

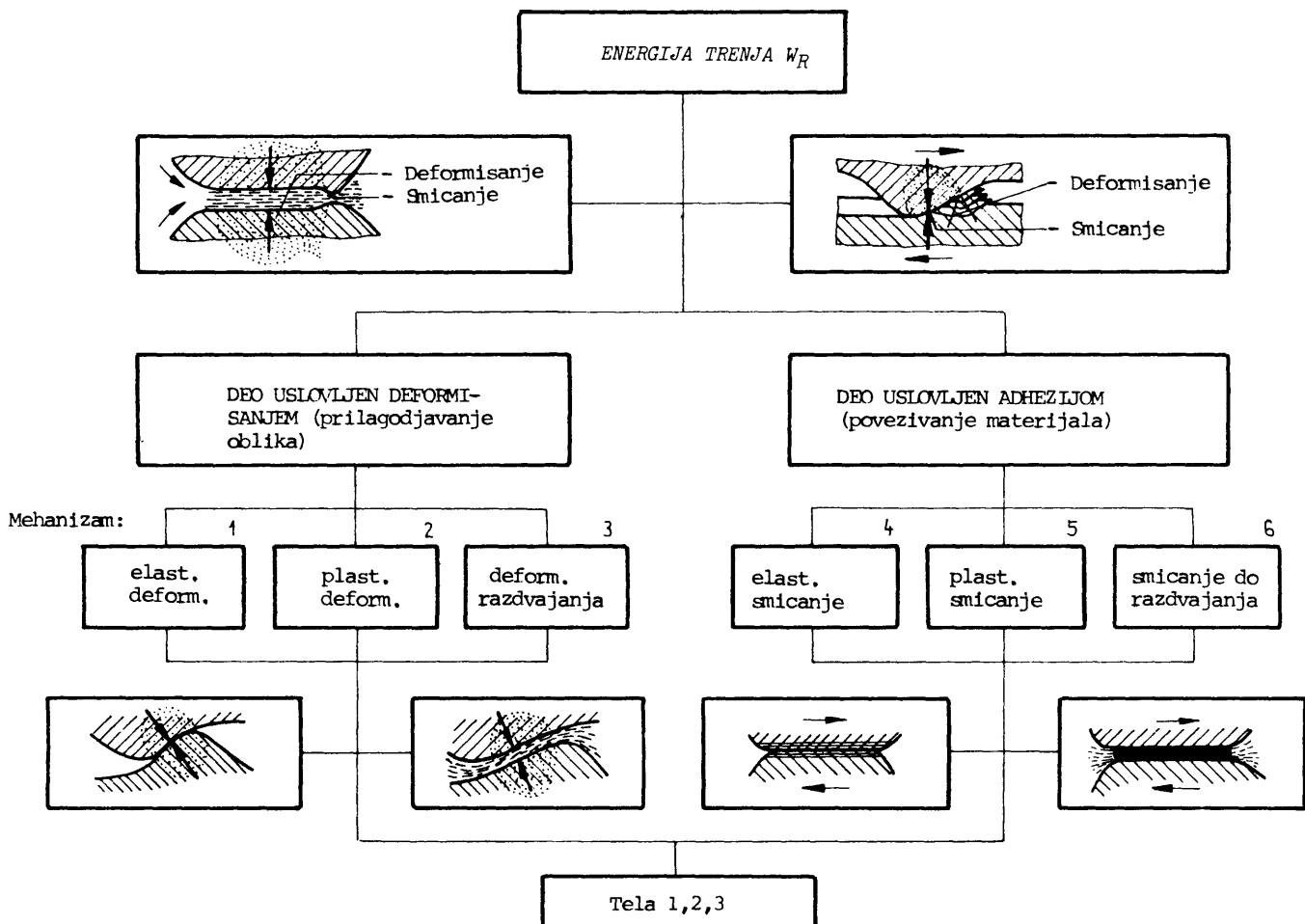
Polymer-materijali daju, prema očekivanju niže vrednosti, na pr. za HD-PE $\bar{e}_{pl} \approx 0,005 \dots 0,1 \text{ J/mm}^3$, odnosno za PTFE $\bar{e}_{pl} \approx 0,002 \dots 0,013 \text{ J/mm}^3$ (sl. 5.19. u izvoru 6).

U ovim opitim još nije bio dostignut nivo gustine energije razaranja e_B , jer prema sl. 2. ove vrednosti za poboljšane čelike, odredjene na osnovu jednoosnog zatezanja, u zavisnosti od zatezne čvrstoće i relativne tvrdoće, su u opsegu $\bar{e}_B = 1,26 \dots 1,44 \text{ J/mm}^3$, a za uslove opita su spale na $\bar{e}_B = 0,58 \dots 0,94 \text{ J/mm}^3$ [11]. Pri pritiskujućem opterećenju dobija na značaju udeo "hidrostatičkog pritiska" (to je slučaj delovanja pritiska iste veličine sa svih strana), jer tada duktilnost može porasti eventualno i do superplastičnosti.

Kohl je izračunao, za Armco-gvožđje u normalno žarenom stanju, prema odgovarajućim podacima iz priručnika o materijalu za slobodu temperaturu da su vrednosti gustine energije razaranja u iznosu $\bar{e}_B = 3,9$ odnosno $4,1 \text{ J/mm}^3$, ili za čelik CK15 $\bar{e}_B = 3,3$ odn. $4,4 \text{ J/mm}^3$ [11].

Na Uppsala univerzitetu u Švedskoj je 1980. god. uspostavljeno od strane Bryggman-a, Hogmark-a i Vingsbo-a pomoću uredjaja sa klatnom, a pri opterećivanju putem zarezivanja ploča od čelika i bronce, da su najmanje vrednosti gustine energije razaranja $\bar{e}_B = 5,6 \text{ J/mm}^3$ za čelike, i $\bar{e}_B = 4,0$ odn. $1,3 \text{ J/mm}^3$ za dve različite bronce [12]. To je takođe odgovaralo i slučaju deformacije razdvajanja (razaranja) nepodmazanih tela.

Nažalost, relevantne tribološke karakteristike su tako zavisne od vrste postojećeg mehaničkog opterećenja, uticaja deformacionog ojačavanja na tzv. napone prskanja, stanja sopstvenih napona prouzrokovanih strukturom i naročito od lokalnih temperatura. To važi i za vrednosti gustine energije trenja. Prema (6) na sl. 5.21 pokazano je da za čelike i temperature iznad 500°C dolazi do znatnog opticanja veličine realnih sručućih napona trenja, a u skladu sa tim i gustine energije trenja. Naša sl. 3. prikazu-



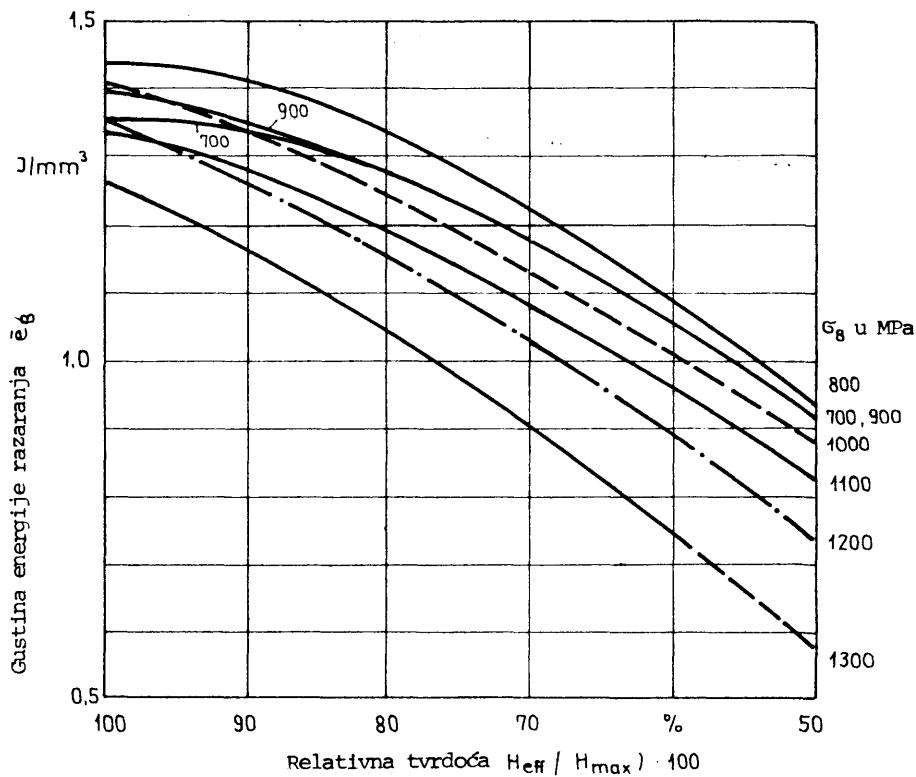
Sl. 1. - Udeli energije trenja usled deformisanja i adhezije

je za čiste metale fizičke vrednosti za gustine energija topljenja i sublimacije [4]. Termičkom sublimiraju odgovara atomsko razdvajanje materijala. Prema Frenkel-u i Žurkov-u mogu se, kao što je već pomenuo, smanjiti zatežući mehanički naponi ovog nivoa gustine energije, a pri tome pritiskujući naponi povećati [6]. Za gvoždje mogu, prema sl. 3., za slučaj da postoje pojave topljenja pod pritiskom, koje odgovaraju čisto termičkom nivou gustine energije od $6,5 \text{ J/mm}^3$, realni sručući naponi trenja mestimčno iznosići preko 6500 MPa .

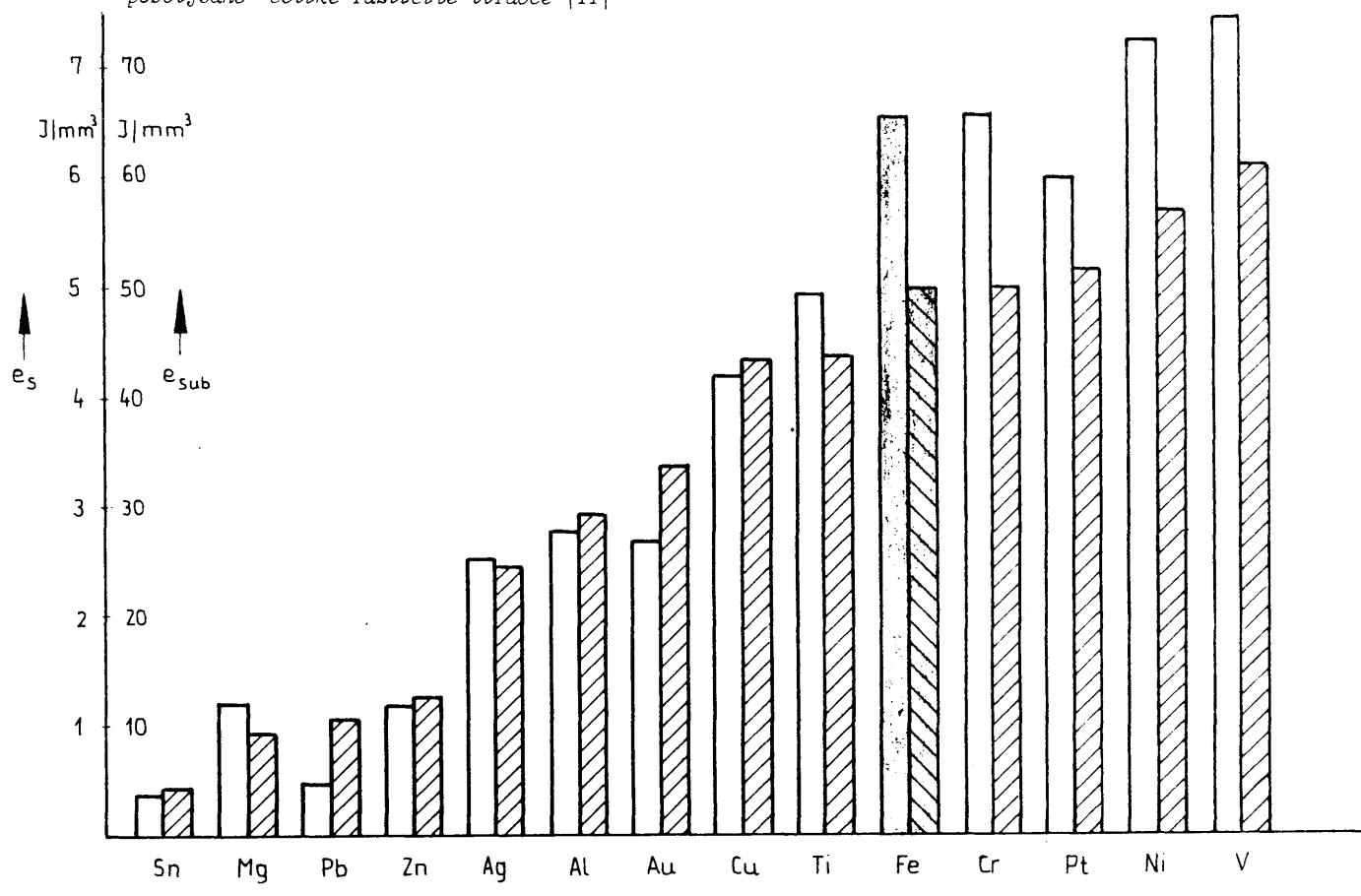
Ispitajmo sada slučaj dodira tarućih tela koja se podmazuju (valjčasta ležišta, zupčanici, bregaste osovine, itd.). Tada se proces trenja odvija, sa jedne strane, makroskopski u graničnim područjima materijala čvrstih tela, a sa druge, u zazoru (medjuprostoru) za podmazivanje. Kao što je poznato, Hertz je razvio osnove za proračun raspodele pritisaka za slučaj da nedostaje maziva. U medjuvremenu se došlo do EHD-teorije za koncentrisane kontakte uz podmazivanje, pri čemu mogu postojati u po-

četku, ili pri većem opterećenju, plasto-hidrodinamički uslovi. Sl. 4. prikazuje tipičnu promenu pritiska ulja za slučaj linijskog dodira. Već pri čistom kotrljanju nastaju gubici energije usled istiskivanja i deformisanja čvrstog tela i maziva. Sa sl. 4. se mogu razaznati raspored temperatura po površini tela pri postojanju male razlike obimnih brzina, kao i temperatura maziva u zazoru [13]. Oni su izraz pretvaranja energije u tribološkom sistemu, kao što je i kvocijent iz lokalnog sručućeg napona i pritiska ulja, koji se može označiti kao koefficijent trenja. U praksi se koriste konstantne vrednosti ovog koefficijenta - koje su zapravo osrednjene vrednosti.

Kako pokazuje sledeća sl. 5. proklizavanje između kotrljavajućih tela dovodi do znatnog uticaja na smicanje ulja koje se nalazi pod velikim pritiskom [14]. Uopšte se pri tome javlja trenje u vidu mešovitog trenja različitih područja, koje se sastoji iz dela koji se odnosi na "zatvaranje oblika" (poravnjavanje) i "zatvaranje ma-



Sl. 2. - Gustine energije razaranja odredjene za jednoosno zatezanje za poboljšane čelike različite tvrdoće [11]



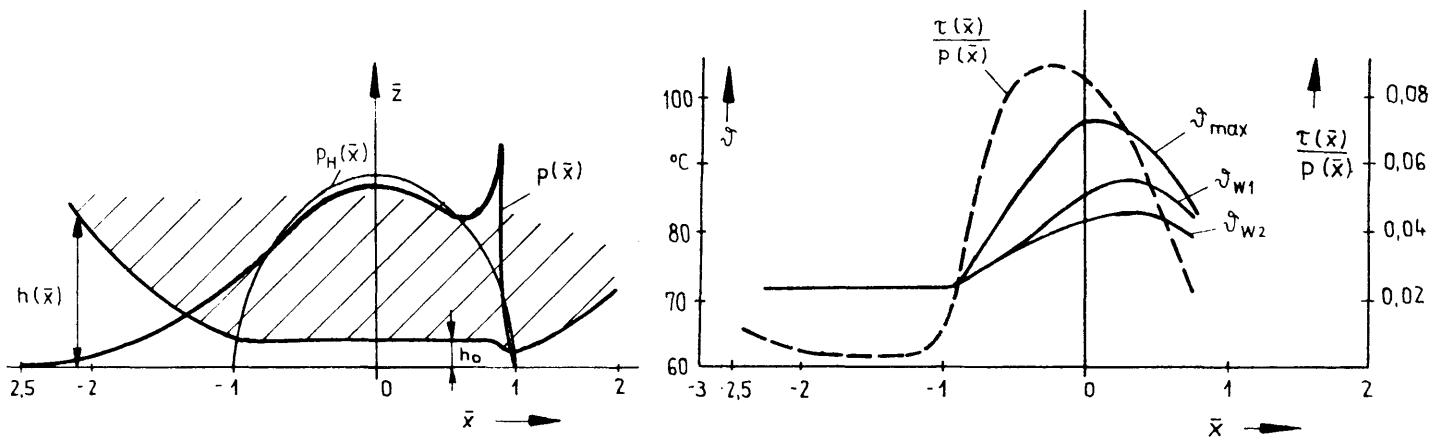
Sl. 3. - Gustine energije topljenja i sublimacija za čiste metale [4]

terijala (povezivanje). Pošto gustina energije trenja, u skladu sa plastičnim, odnosno bolje reološkim, deformacijama i smicanjem maziva, ovde pokazuje drukčiju promenu u odnosu na zapreminu, nije moguće da se izvrši jednostavno dodavanje izvesnog iznosa gustine energije u napred navedenim jednačinama. Takođe je potrebno i da se pri tome uvede i odgovarajuća vrednost koeficijenta trenja.

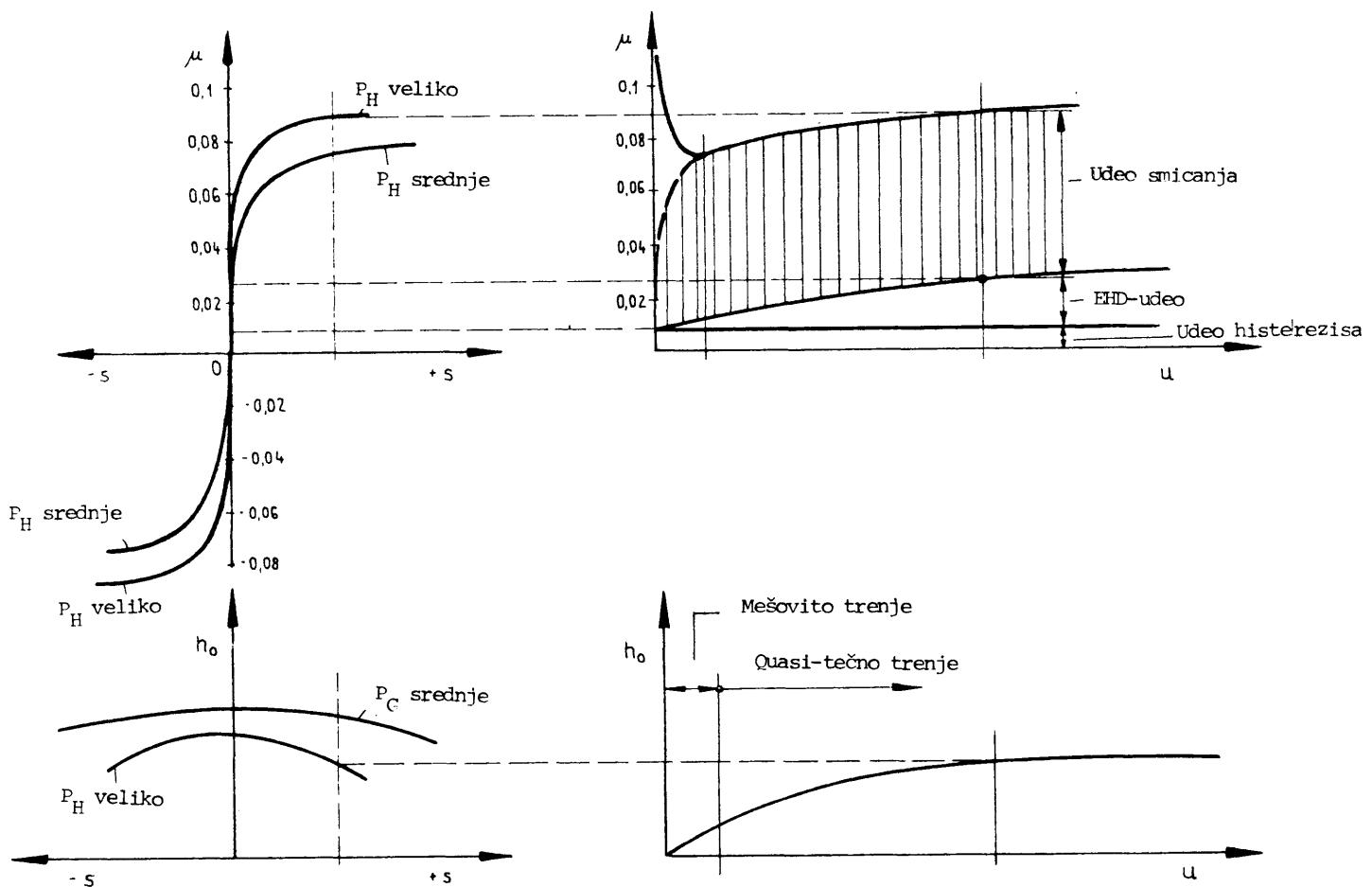
Kao primer, uzeće se slučaj EHD-uslova za jedan valjčasti par od čelika sa linijskim dodirom. Radi određivanja udela trenja usled elastičnih deformacija tela, može se, prema jednačini (4) koristiti činjenica da ekvivalentni napon σ_v , prema hipotezi o energiji pravene oblike, direktno određuje postojeću gustinu energije na osnovu:

$$\bar{e}_{el} = \frac{1 + v}{3E} \frac{P\sigma^2}{v} \quad (6)$$

gde je:



Sl. 4. - Ponašanje pod pritiskom ulja i pri deformaciji (gore) i promene temperature (dole) za EHD-uslove pri linijskom dodiru. v_{max} - temperatura u mazivu, v_{w1} - temperatura na zidu, odn. telu 1, v_{w2} - temperatura na zidu, odnoso telu 2.
Kvocijent $(\bar{x})/p(\bar{x})$ odgovara lokalnom koeficijentu trenja [13]



Sl. 5. - Uticaj proklizavanja s i brzine u na najmanju debjinu filma maziva h_0 i koeficijenta trenja μ [14]

v_p - Poisson-ova konstanta a
 E - modul elastičnosti.

Prema Neupert-u [15], pri maksimalnom Hertz-ovom pritisku, $p_H = 2400 \text{ MPa}$ i pri pretpostavljenom koeficijentu trenja $\mu = 0,08$, uz uzimanje u obzir sopstvenih te-mičkih napona, javlja se maksimalni ekvivalentni napon $\sigma_v = 1230 \text{ MPa}$ već na površini (ekstremna vrednost u unutrašnjosti materijala je $\sigma_v = 1210 \text{ MPa}$). Pri potpunom delovanju elastične energije deformisanja u vidu trenja dobija se, sa $\bar{e}_{el} \approx 3 \cdot 10^{-3} \text{ J/mm}^3$ i uz maksimalni Hertz-ov pritisak, koeficijent trenja oko $\mu = 0,00125$. Gnilke je odredio za kotrljanje visoko-elastičnog tela, uz jedan pretpostavljen viskozitet čvrstog tela, za pobjoljšan čelik, $\mu \approx 0,5 \text{ MPa}$, odnosno "deformacioni" - koeficijent trenja $\mu \approx 0,0004$ za svako od tarućih tela [16].

Za jedno klizno ležište koje je hidrodinamički podmazivano, može se reološka gustina energije "smicanja" odrediti iz kvocijenta snage trenja i zapremine ulja koje protiče u jedinici vremena. Pod EHD-uslovima dobija se, sa pritiskom žilavosti μ_p i korišćenjem Newton-ovog pravila

$$\bar{e}_{pl} = e_{rheo} = \eta_p D^2 t_R \quad (7)$$

gde su: D - smaknute površine;

t_R - vreme trenja kontaktnog procesa.

Dodatni koeficijent trenja dobije se onda analogno sa

$$\mu = \frac{\bar{e}_{rheo}}{p_r} i_{Rrheo} \quad (8)$$

Intenzitet trenja i_{Rrheo} ovde nije moguće lako odrediti. Ako se debljina filma svede na molekularne razmere, onda je, na primer, $i_{Rrheo} \approx 10^2$.

Sa $p_r = 6000 \text{ MPa}$ biće $\bar{e}_{rheo} = 0,001 \dots 0,005 \text{ J/mm}^3$ (kao kod polimera), već prema efektu pritisne žilavosti, smicanju i kratkoći kontaktnog procesa. Treba zapravo očekivati za mazivo koeficijente trenja prema sl. 5., pri čemu još treba uzeti u obzir i udeo istiskivanja, zavistan od brzine. Glavni deo pretvaranja energije ostvaruje se takođe za EHD-uslove u mazivu, zbog čega se može govoriti i o gasi-tečnom trenju.

3. O ENERGETSKOM OBRAČUNU HABANJA

Za određivanje pohabane zapremine V , koristi se kao tribološki relevantan pokazatelj tzv. prividna gustina energije trenja e_R prema:

$$V_v = \frac{W_R}{e_R^*} = \frac{W_r n_k}{e_R^*}$$

gde su: W_R - ukupan rad trenja,

n_k - broj kontakata do nastajanja pohabanog delića [4].

Prelazak sa gustine energije habanja pri realnom procesu pojedinačnog dodira ka prividnoj gustini energije habanja vrši se prema odnosu:

$$e_R^* = e_{Re} \frac{n_k}{v_V} \quad (10)$$

uz uvodenje koeficijenta habanja $v_V = v_{Ve}/v_{Re}$.

Jednačina za određivanje prividne gustine energije trenja glasi:

$$e_R^* = \frac{n_k}{v_V} \cdot \frac{\bar{e}_B}{1 + \xi_R(n_k - 1)} \quad (11)$$

i ona sadrži, pored poznate gustine energije razaranja, još i koeficijent akumulacije ξ_R , koji se može eksperimentalno odrediti prema jednom predlogu Uetz-a i Wlassow-a [17]. Na primer, oni su ustanovili za jedan nepodmazan sloj borida da je red veličine 10^{-4} .

Sl. 6. prikazuje jednu mogućnost za eksperimentalno određivanje koeficijenta habanja sa oslanjanjem na postupak Garr-a [7,18], pri čemu nastaje izvesna greška usled zanemarivanja zapremine deformisanja. Sa slike je jasno da duktilni materijali istina imaju veći koeficijent trenja, ali zato manji koeficijent habanja. Vrednosti su mu u opsegu $v_V = 0,3 \dots 0,95$. Elastično ponašanje materijala dovodi do većih vrednosti, kao što proizilazi sa sl. 7. - u zavisnosti od tvrdoće. Ako se materijal ponaša kao krt, mogu se čak pojaviti i vrednosti preko 1.

Linearni intenzitet habanja I_h , veoma povoljan za izračunavanje trajnosti, dobija se iz sledeće osnovne jednačine habanja:

$$I_h = \frac{\tau_R}{e_R^*} \quad I_{h1} = \frac{\alpha_1 \tau_R}{e_{R1}^*} \quad U_R I_{h2} = \frac{\alpha_2 \tau_R}{e_{R2}^*} \quad (12)$$

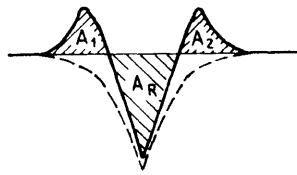
gde su: τ_R - nominalan smičući napon trenja;

$\alpha_{1,2}$ - faktori udela energije;

U_R - prekrivanje površine trenja.

Da sl. 7. se može uočiti indirektna proporcionalnost između linearog intenziteta habanja i tvrdoće, ali takođe i uticaj koeficijenta habanja. Korekcija vrednosti tvrdoće pomoću koeficijenta habanja, prema sl. 8., što podrazumeva prevodenje zapremine deformisanja u "zapremenu habanja" pri ispitivanju tvrdoće, znatno je skladnija indirektna proporcionalnost između habanja i tvrdoće.

Na kraju, sl. 9. daje pregled poznatih stanja trenja i habanja sa podacima o vrednostima parametara procesa koji se mogu očekivati. Hidrodinamičko podmazivanje



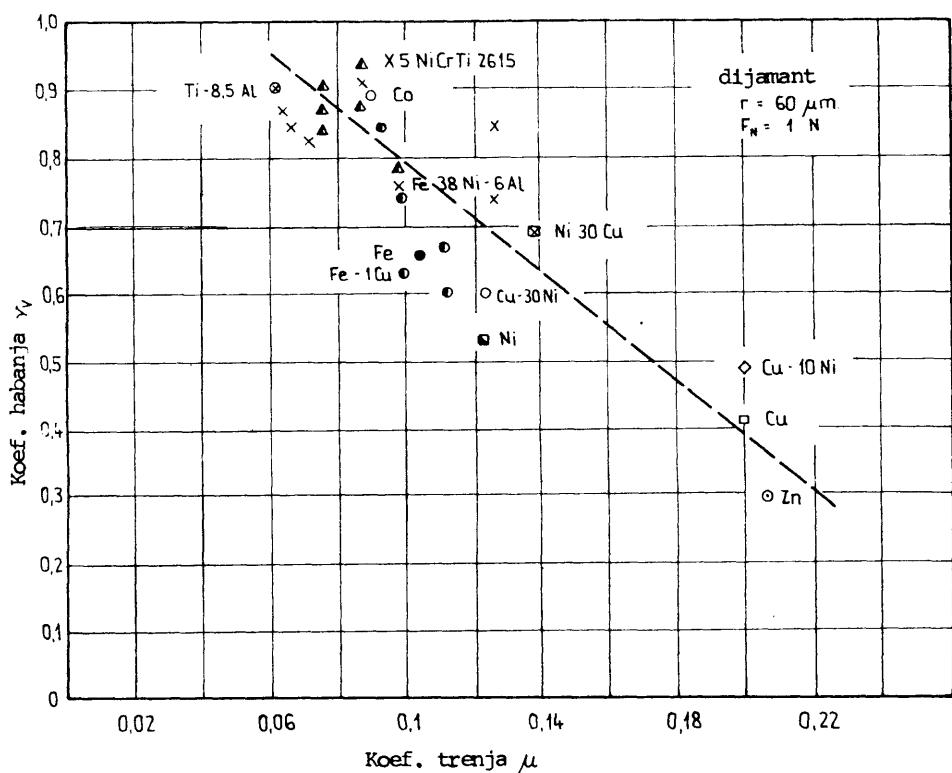
$$\gamma_v \approx \frac{A_R - (A_1 + A_2)}{A_R} = \frac{V_{ve}}{V_{Re}}$$



Idealno mikro-brazdanje, odnosno deformisanje
 $\gamma_v \rightarrow 0$



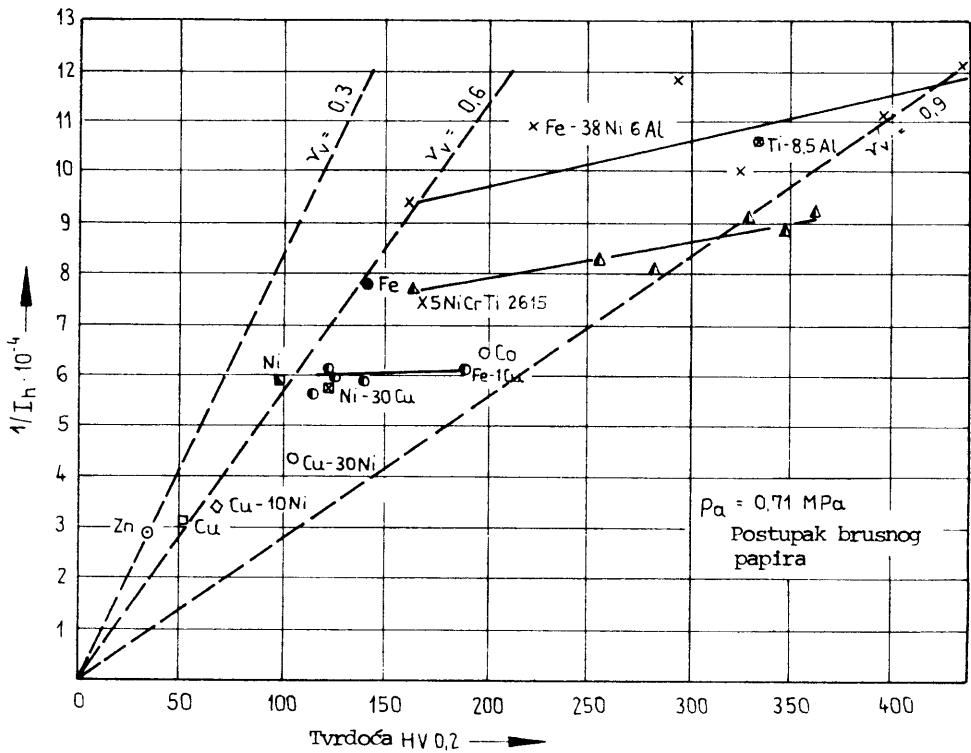
Idealno mikro-rezanje, odnosno odsecanje
 $\gamma_v \rightarrow 1$



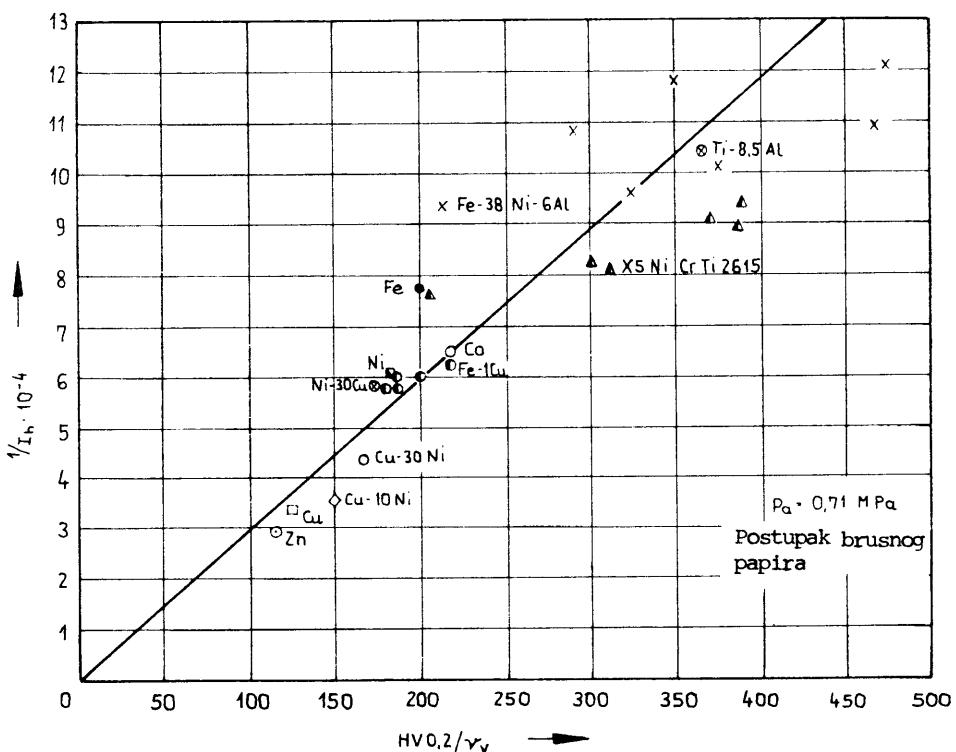
Sl. 6. - Eksperimentalno određivanje koeficijenta habanja i odnosa prema koeficijentu trenja [7,18].

dovodi do zanemarljivo malih intenziteta habanja pri čistom tečnom trenju i time do tzv. nultog-habanja. Ipak, ova oblast se teško realizuje, jer se javljaju posebni procesi na ulazu i izlazu, kao i povremeno mešovito trenje (poboljšanje se može ostvariti hidrostatičkim podazivanjem). Treba težiti stanju quasi-tečnog trenja, pri čemu suvo trenje, pod EHD-uslovima, makroskopski ili mik-

roskopski, može nastati na uzvišenjima neravnina koja su u kontaktu. Izrazito mešovito trenje nastupa onda kada se čvrsto telo deformiše. U slučaju da nema tečnog ili gasovitog maziva, postoji trenje čvrstih tela praćeno lokalnim elastičnim ili plastičnim deformacijama. Ako u toku procesa trenja nastupi brazdanje (zaribavanje), onda može eventualno doći i do otkidanja materijala. Broj



Sl. 7. - Uticaj koeficijenta habanja na otpor habanju, s obzirom na tvrdoću [18]



Sl. 8. - Otpor habanju s obzirom na odnos tvrdoća-koeficijent habanja [18]

kontakata n_k do razaranja, odnosno razdvajanja, menjaju se od 10^9 (gornja ekstremna vrednost) na 1 (donja ekstremna vrednost). U vezi sa tim jednačina (11) se pojednostavljuje i prelazi u

$$e_R^* = \frac{1}{v_V} \frac{\bar{e}_B}{\xi_R + \frac{1}{n_k}} \quad (13)$$

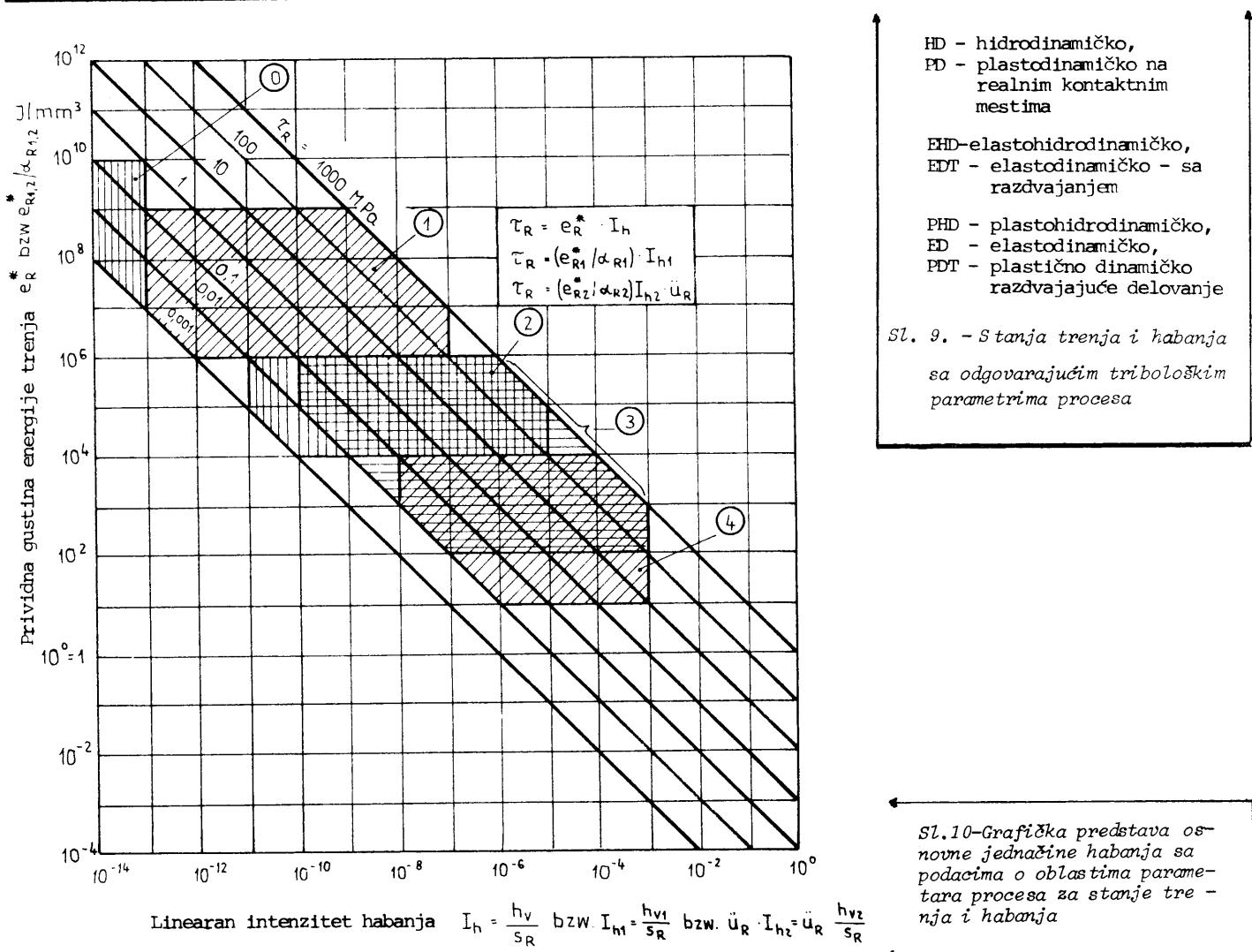
iza slučaj $n_k = 1$ (tada je i $\xi_R = 1$)

$$e_R^* = \frac{\bar{e}_B}{v_V} \cdot$$

Poslednja jednačina pokazuje da pri intenzivnom abrazivnom habanju prividna gustina energije trenja leži samo malo, ili nimalo, iznad nivoa gustine energije razaranja (na primer, raonici na plugu pokazuju vrednosti od samo $e_R^* = 20 \dots 40 \text{ J/mm}^3$).

Zadnja sl. 10. pokazuje jednačinu habanja u grafičkom obliku, a pomenute dolasti stanja treninga i habanja su ograničene. Vidi se i veliki značaj vrednosti prividne gustine energije trenja. Značajna je napomena Krause-a i Poll-a da pri određivanju habanja treba naročito uzimati u obzir postojeće temperature graničnih površina [19]. Cilj tribotehničkih konstrukcija i mera održavanja mora biti da se dostigne što je moguće viši energetski nivo tarućih parova.

Oblast	Stanje trenja	Stanje habanja	e_R^* odn. $e_{R1,2}$ [J mm ³]	Parametri procesa		
				τ_R MPa	I_h bzw I_{h1}, I_{h2} \ddot{u}_R	n_k
0	Tečno trenje (HD) (reološko deformisanje i smicanje)	Nulto-habanje	$10^{10} \dots 10^7$	$10^0 \dots 10^{-3}$	$< 10^{-13}$	$10^9 \dots 10^7$
1	Quasi-tečno trenje (EHD) (mešovito trenje sa reološkim i elast. deformisanjem i smicanjem)	Pohabanost - stupanj 1	$10^9 \dots 10^6$	$10^3 \dots 10^{-3}$	$10^{-13} \dots 10^{-7}$	$10^8 \dots 10^5$
2	Mešovito trenje (PHD) (reolog. i plast. deformisanje i smicanje)	Pohabanost - stupanj 2	$10^6 \dots 10^4$	$10^3 \dots 10^{-3}$	$10^{-11} \dots 10^{-5}$	$10^4 \dots 10^2$
3	Suvo trenje (ED,PD) (elast. i plast. deformisanje i smicanje)	Pohabanost - stupanj 3	$10^6 \dots 10^2$	$10^3 \dots 10^{-2}$	$10^{-10} \dots 10^{-3}$	$10^4 \dots 10$
4	Suvo trenje (EDT,PDT) (deformisanje i smicanje do razaranja)	Pohabanost - stupanj 4	$10^4 \dots 10^1$	$10^3 \dots 10^{-2}$	$10^{-8} \dots 10^{-3}$	$10^2 \dots 1$

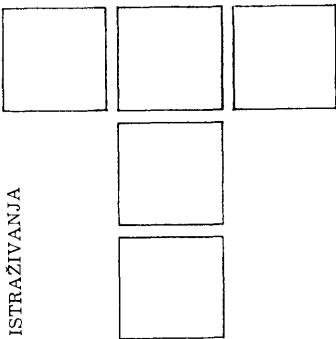


LITERATURA

- | 1 | JOST, J.P., Lubrication (Tribology). Education and Research. A Report on the Present Position and Industry's Needs. Her Majesty's Stationery Office, London 1966.
- | 2 | FLEISCHER, G., Tribologie und Schmierungstechnik aus analytisch-prognostischer Sicht. Wiss.-Zeitschrift der TH Otto von Guericke Magdeburg, 12 (1968) 4, S. 493-498.
- | 3 | VOGELPOHL, G., KRAUSE, H., Geschichte der Reibung. Eine vergleichende Betrachtung aus der Sicht der klassischen Mechanik, Technikgeschichte in Einzeldarstellungen, VDI 1981, Nr 35.
- | 4 | FLEISCHER, G., GRÖGER, H., THUM, H., Verschleiss und Zuverlässigkeit, VEB Verlag Technik, Berlin, 1980.
- | 5 | KNAPPWOST, A., Wesen, Stellung und Aufgabe der Tribologie, Ztschrift Schmiertechnik und Tribologie Bd. 20 (1973) Nr. 2, S. 43/44.
- | 6 | KRAGELSKI, I.V., DOBYCIN, M.N., KOMBALOV, V.S., Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiss, VEB Verlag Technik, Berlin, 1982.
- | 7 | zum GAHR, K.H., Reibung und Verschleiss, Mechanismen, Prüftechnik, Werkstoffeigenschaften, Deutsche Gesellschaft für Metallkunde e.V., 1983.
- | 8 | TROSS, A., Über das Wesen und den Mechanismus der Festigkeit, München und Zell am See, 1966 (Eigenverlag).
- | 9 | KOSTEJKI, B.I., Oberflächenfestigkeit von Werkstoffen bei Reibung, Verlag Technika, Kiev, 1976.
- | 10 | FLEISCHER, G., Energiebilanzierung bei der Festkörperreibung, Vortrag zum 7. Symposium "Schmierstoffe und Schmierungstechnik" in Dresden 1965.
- | 11 | KOHL, P., Spezifische Formänderungsarbeit bis zum Bruch als tribologisch relevante Werkstoffkenngrösse im abrasiven verschlussprozess.
- | 12 | BRYYGMAN, U., HOGMARK, St., VINGSBO, O., Force and Energy Measurements During Controlled Grooving - A Basic Study of Abrasive Wear, ASLE Transactions, Vol. 24 (1980) 4, S. 449-458.
- | 13 | WALLINGER, M., Zur Berechnung von Schmierfilmdicke und Reibung in Evolventenverzahnungen mittels der elasto-hydrodynamischen Theorie, Dissertation TU Clausthal 1983.
- | 14 | MÜNICH, H., Bedeutung der elastohydrodynamischen Schmierung für die Schmierstoffanwendung, Erdöl und Kohle-Erdgas-Petrolchemie vereinigt mit Brennstoff-Chemie Bd. 36 (1983) H. 10, S. 461-465.
- | 15 | NEUPERT, B., Beanspruchungen von Wälzelementen in oberflächennahen Randschichten VDI-Z. 125 (1983), Nr. 23/24, S. 979-987.
- | 16 | GNILKE, W., Linienberührung viskoelastischer Körper, Schmierungstechnik 15 (1984) 12, S. 368-369.
- | 17 | NETZ, H., WLASSOW, W.: Kinetik und Mechanismen des Verschleisses von Boridschichten bei trockener Gleitreibung, Wear 64 (1980) S. 231-243.
- | 18 | zum GAHR, K.H., MEWES, D., Werkstoffabtrag beim Furchungsverschleiss, Metall 37, Jg. (1983) H. 12, S. 1212-1217.
- | 19 | KRAUSE, H., POLL, G., Verschleiss bei gleitender und wälzender Relativbewegung, Tribologie und Schmierungstechnik 37, Jg. (1984) 4, S. 209-214 und 5, S. 285-289.

Svim svojim čitaocima
želimo
srećnu i uspešnu
1986.
godinu

REDAKCIJA ČASOPISA
»TRIBOLOGIJA U INDUSTRIJI.«



V. SAVIĆ

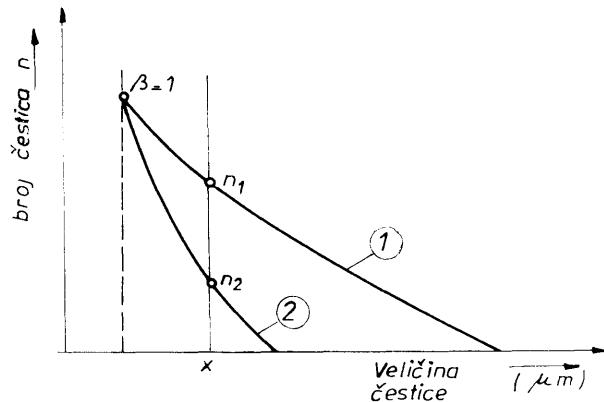
Sistemi za kontinuirano podmazivanje (II)

UREDJAJI ZA PREČIŠČAVANJE - FILTRI

Filtrima se nazivaju takvi uređaji u kojima se iz ulja izdvajaju razne primjese, kojima je ono kontaminirano. Te strane primjese, mogu biti produkti nastali uslijed habanja površina elemenata sistema za podmazivanje ili površina koje se podmazuju, čestice čvrstih materijala koje ulaze u ulje iz vana, ali to mogu biti i produkti oksidacije ulja. Karakteristike filtra se definišu svojstvom finoće filtriranja, količinom nečistoća koje se mogu sakupiti u filteru, protokom i pritiskom filtriranja.

Pod pojmom finoće filtriranja podrazumjeva se svojstvo filtra da zadrži čestice odgovarajućih veličina. Izražava se u μm . Apsolutna finoća filtrirana se označava veličinom najveće nečistoće u obliku kugle, koja može proći kroz otvore filtra. Stepen izdvajanja čestica taka veličine iz ulja iznosi 98%. Nominalna finoća filtriranja označava veličine čestice čiji se stepen zadržavanja kreće u granicama 50-95%. Preračunavanje nominalne vrijednosti filtera (veličina kojom se finoća filtriranja definiše) u apsolutnu nije moguće, jer njihov odnos ovisi i od konstruktivnih karakteristika filtra. Može se sa približnim stepenom tačnosti uzeti da filter sa nominalnom finoćom filtriranja $10-12 \mu\text{m}$ ima apsolutnu $25-30 \mu\text{m}$, a filter sa nominalnom vrijednošću filtriranja $1,5 \mu\text{m}$, ima apsolutnu vrijednost filtriranja $3 \mu\text{m}$. Stepen filtriranja se određuje i veličinom β . To je veličina koja označava odnos broja čestica odredjene veličine u ulju, prije i poslije filtriranja. Na primjer, $\beta_{50} = 10$, označava da se u ulju ispred filtera nalazi 10 puta više čestica veličine $50 \mu\text{m}$, nego poslije filtriranja. Da bi se stekla potpuna slika o sposobnosti filtera za izdvajanjem nečistoće iz ulja, neophodno je poznavati vrijednost β i za druge veličine čestica. Vrijednost β ima veće vrijednosti za krupnije, a manje vrijednosti za čestice ma-

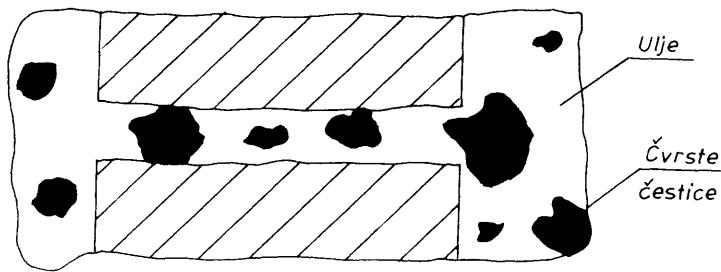
manje veličine. Vrijednost $\beta = 1$ pripada graničnoj veličini čestica, koje se ne zadržavaju na određenom filteru. Na slici 21 su prikazane krive broja čestica određene veličine u ulju na ulazu i izlazu iz filtera.



Sl. 21. - Promjena broja čestica koje se izdvajaju u filteru u odnosu na njihovu veličinu
1. Broj čestice na ulazu u filter
2. Broj čestica ne izlazu iz filtera

$$\beta_x = \frac{n_1}{n_2}$$

Izbor apsolutne vrijednosti filtera, koji se ugradjuje u sistem podmazivanja, ovisi od veličine zazora između površina, koje se nalaze u kontaktu i procesu relativnog kretanja. Uticaj mehaničkih nečistoća, koje su sadržane u ulju na procese oštećenja površina, je istovjetan uticaju neravnina površine iste veličine. Na sl. 22 je prikazan uvećan detalj presjeka dva tijela, između kojih struji ulje u kome su prisutne nečistoće. Može se konstatovati da najveći uticaj na proces habanja imaju čestice čija je veličina jednaka ili samo nešto veća od veličine zazora.

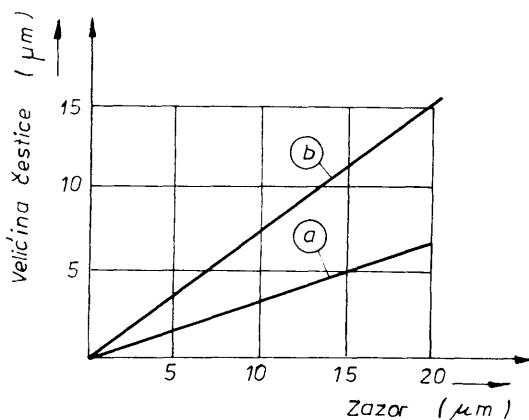


Sl. 22. - Proticanje ulja sa mehaničkim nečistoćama kroz zazor

Apsolutna finoća filtriranja se određuje u odnosu na veličinu zazora prema sljedećem opštem kriteriju:

- najveća prisutna nečistota = $1/3$ veličine najmanjeg zazora na mašini.

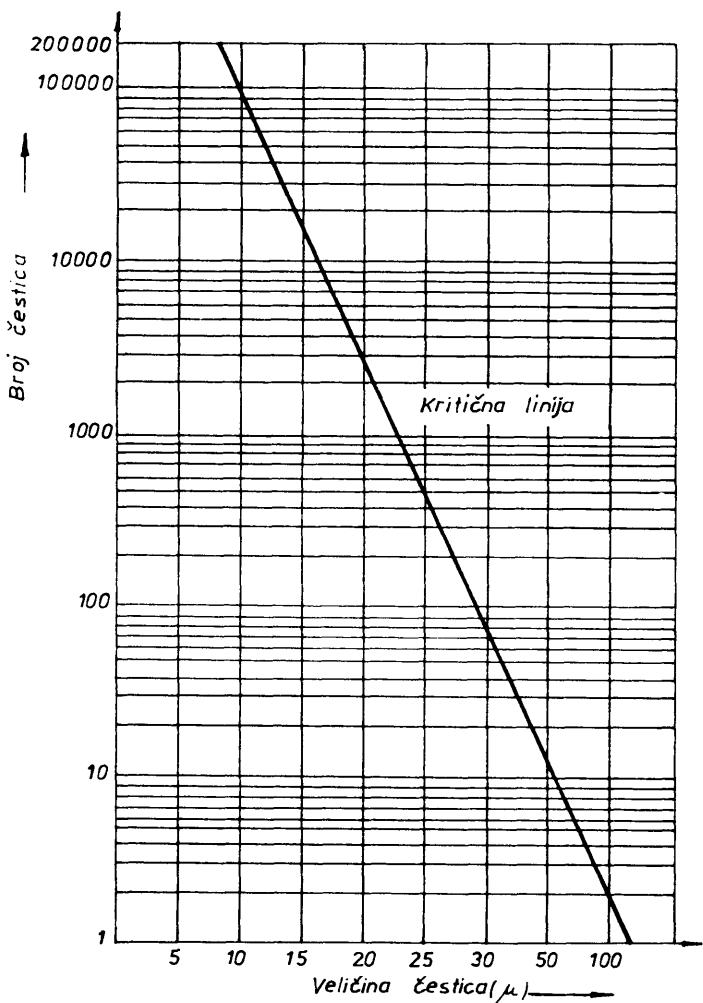
Kod određivanja dozvoljene veličine najkrupnije čestice, može se navesti i kriterij veličine relativne brzine kretanja površina. Na sl. 23 je dat dijagram za utvrđivanje dozvoljene veličine najveće čestice u ovisnosti od veličine zazora i veličine (*a* - visoke, *b* - niske) brzine kretanja.



Sl. 23. - Dozvoljena veličina čestica kod visoke (*b*) i niske (*a*) brzine kretanja površina

U praksi se sadržaj prisutnih mehaničkih nečistoća u ulju najčešće izražava u procentima. Takav način iskazivanja, kojim se ne uzima u obzir veličina i broj čestica ne zadovoljava. Naročito ukoliko se radi o upotrebi ulja za podmazivanje postrojenja sa uskim tolerantnim područjima ili u hidrauličnim sistemima za prenos energije. Kod takvih postrojenja veličine i broj čestica imaju bitan uticaj na vijek trajanja elemenata. To znači da se može desiti da ulje sa manjim procentualnim sadržajem mehaničkih nečistoća ima veći uticaj na proces habanja nego ulje sa većim procentualnim sadržajem mehaničkih neč-

čistoća. Definicija dozvoljenog broja nečistoća određene veličine se vrši preko kritične linije, koja u dijagramu određuje dozvoljeni broj čestica određene veličine. Na sl. 24 je prikazan takav dijagram sa ucrtanom kritičnom linijom, koja odgovara klasi filtriranja 9, prema standardu NAS - 1638. Kod višeg stepena finoće filtriranja (manji broj klase) kritična linija će biti pomjerena prema dole, a kod nižeg stepena finoće filtriranja (veći broj klase), kritična linija će biti pomjerena prema gore. Ocjena čistoće ulja preko kritične linije se vrši za svaku veličinu čestice posebno u 100 cm^3 ulja i ni jedna čestica bilo koje veličine ne smije preći ukupnim brojem u područje iznad kritične linije.



Sl. 24. - Dijagram za ocjenu stepena čistoće ulja pomoću kritične linije

Klase filtera se određuju u odnosu maksimalni broj čestica određene veličine u 100 cm^3 ulja, nakon filtriranja. U tabelama 2 i 3 se daje pregled dva standarda iz SAD-a, koji su prihvaćeni i u Evropi: NAS- 1638 i

Potreban stepen filtriranja se određuje u odnosu na veličinu najmanjeg zazora između površina na mašini koja se podmazuje. U tabeli 4 se daje pregled zazora kod karakterističnih mašinskih elemenata i kod elemenata hidrauličnih sistema.

Standardima, kojima se definiše kvalitet ulja, utvrđeno je dozvoljeno prisustvo čvrstih primjesa do 0,05%. Jasno je da ta veličina nije dovoljno precizna, jer je, naročito kod postrojenja sa uskim tolerancijama veoma važna veličina čestice i njihov ukupni broj. Zbog toga su se, prvenstveno, zbog upotrebe ulja na hidrauličnim sistemima, a kasnije i sistemima za podmazivanje, definisale granice dozvoljenih nečistoća 5 i 10 μm u 10 ml ulja. To je učinjeno ISO-standardom, čije su brojčane vrijednosti date u tabeli 5.

TABELA 2. - Klasifikacija filtera prema NAS-1638

Klasa filtera	Veličina čestice μm /broj čestica				
	5-15	15-25	25-50	50-100	100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	508	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1140	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182000	32400	5760	1024

TABELA 3. - Klasifikacija filtera prema SAE-ASTM-AIA

Klasa filtera	Veličina čestice μm				
	5-15	10-25	25-50	50-100	100
0	2700	670	93	16	1
1	4600	1340	210	28	3
2	9700	2680	380	56	5
3	24000	5360	780	110	11
4	32000	10700	1510	225	21
5	87000	21400	3130	430	41
6	128000	42000	6500	1000	82

Najniža klasa upotrebe je za servo sisteme 14/11, klasične hidraulične sisteme 17/14, sisteme podmazivanja preciznih mašina 19/16, a kod širih tolerantnih područja može i 20/17.

TABELA 4. - Vrijednosti tolerantnih područja

Naziv komponente	Mjesto zazora	Karakteristična tolerancija (μm)
Zupčasta pumpa visok.pritisaka	Vrh zuba-površ.kućiš.	0,0-5
Zupčasta pumpa srednj.i niskog pritiska	Bočna strana zuba - bočna strana kućišta	0,5-5
Krilna pumpa	Vrh zuba-površ.kućiš.	5 - 30
Klipna pumpa	Bočna strana zuba - bočna strana kućišta	5 - 50
Servoventil	Vrh krilca - kućište Bočna strana krilca-kućište Klip - cilindar Ventil.ploča - rotor	0,5-1* 5 - 13 0,5-5 130-450
Razvodni ventil	Mlaznica Upravna ploča Upravni klip-cilindar	18-63 1-4 130-10.000
Klipni ventil	Mlaznica Upravni klip-cilindar	1-23
Ventil sa zakretnim klipom	Klip-dosjedna površ.	0,5 - 1*
Radni cilindar	Klip - cilindar	13 - 40
Hidrostatski ležaj	Klip - cilindar	50 - 250
Hidrodinamički ležaj	Gornja i donja površina	1 - 25
Valjkasti ležaj	Rukavac - ležaj	1 - 25
Zupčanik	Rotirajući element - površine prstenova	0,5*
Zglobovi	Površ. dva zupčanika	0,5-1*
	Površine zglobova	50-250

*) Vrijednost koja odgovara debljini uljnog filma.

Filterski uređaj se dimenzioniše u odnosu na pritisak tako da se kroz njega obezbjedi odgovarajući protok kada je ulje zagrijano na radnu temperaturu, ali i onda kada je ono hladno. Najveća razlika pritiska koja opterećuje filter se može odrediti prema sljedećoj formuli:

$$\Delta p_{max} = p \frac{v_2}{v_1},$$

gdje je: Δp - razlika pritiska na ulaznoj i izlaznoj strani filtera, koja odgovara podešenoj vrijednosti na diferencijalnom prekidaču,
 v_1 - kinematski viskozitet na radnoj temperaturi,
 v_2 - kinematski viskozitet na najnižoj temperaturi ulja.

Na primjer, ako je $\Delta p = 2$ bara, $v_1 = 26$ cSt kod radne temperature + 60 °C, $v_2 = 700$ cSt kod najniže temperature - 10 °C, najveća razlika pritiska je jednak:

$$\Delta p_{max} = 2 \frac{700}{26} = 54 \text{ bara.}$$

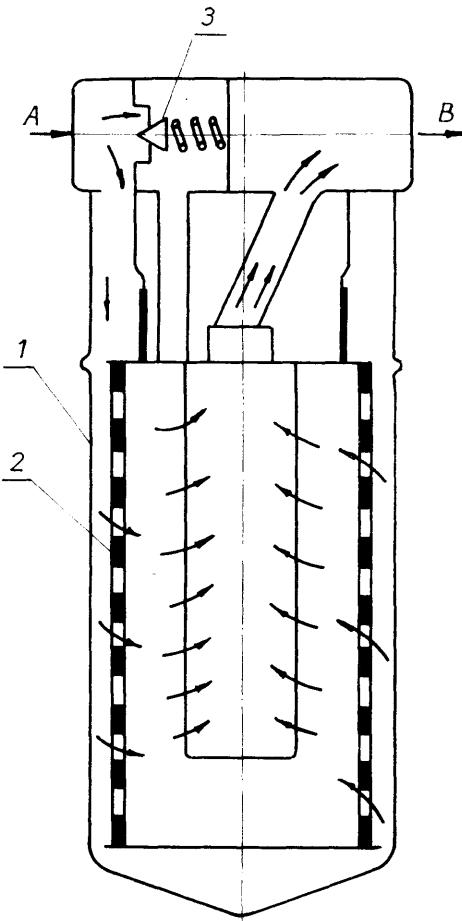
Najčešće se Δp_{max} kreće između 5 i 10 bara.

TABELA 5. - Standard ISO 4406

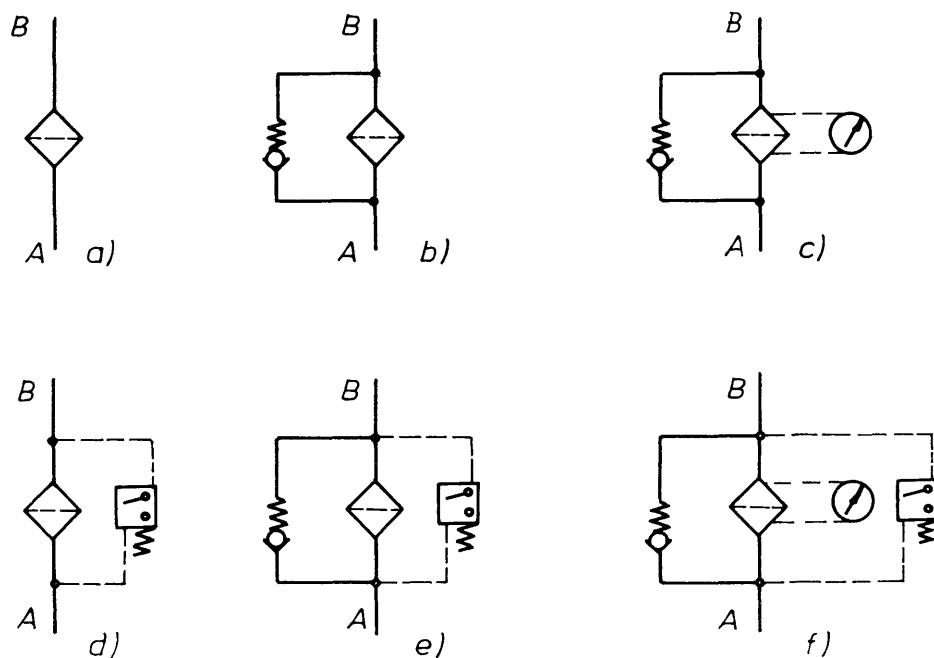
Oznaka standarda	Broj čestica u 10 ml ulja			
	do 5 μm	do 15 μm		
20/17	500 000	1 000 000	64 000	130 000
20/16	500 000	1 000 000	32 000	64 000
20/15	500 000	1 000 000	16 000	32 000
20/14	500 000	1 000 000	8 000	16 000
19/16	250 000	500 000	32 000	64 000
19/15	250 000	500 000	16 000	32 000
19/14	250 000	500 000	8 000	16 000
19/13	250 000	500 000	4 000	8 000
18/15	130 000	250 000	16 000	32 000
18/14	130 000	250 000	8 000	16 000
18/13	130 000	250 000	4 000	8 000
18/12	130 000	250 000	2 000	4 000
17/14	64 000	130 000	8 000	16 000
17/13	64 000	130 000	4 000	8 000
17/12	64 000	130 000	2 000	4 000
17/11	64 000	130 000	1 000	2 000
16/13	32 000	64 000	4 000	8 000
16/12	32 000	64 000	2 000	4 000
16/11	32 000	64 000	1 000	2 000
16/10	32 000	64 000	500	1 000
15/12	16 000	32 000	2 000	4 000
15/11	16 000	32 000	1 000	2 000
15/10	16 000	32 000	500	1 000
15/9	16 000	32 000	250	500
14/11	8 000	16 000	1 000	2 000
14/10	8 000	16 000	500	1 000
14/9	8 000	16 000	250	500
14/8	8 000	16 000	130	250
13/9	4 000	8 000	500	1 000
13/8	4 000	8 000	250	500
13/7	4 000	8 000	130	250
12/9	2 000	4 000	250	500
12/8	2 000	4 000	130	250
11/8	1 000	2 000	130	250

Napacitet filtera se definiše količinom izdvojenih čvrstih čestica koje se mogu izdvojiti iz ulja, i natažiti na filterski uložak. Debljina i karakteristika filterske pogače ovise od karakteristika filtera (vrsta materijala i finoća filtriranja), kao i od stepena i karakteristika onečišćenja ulja. Povećanje zaprljanosti filtera utiče na povećanje razlike pritiska Δp , zbog povećanja otpora tečenju. Granične vrijednosti razlike prit-

iska ovisne o karakteristikama sistema za podmazivanje ili hidrauličnog sistema, kreću se u granicama 0,2; 0,5; 1,0; 2,0 ili više bara. Kada se dostigne granična vrijednost razlike pritiska filter se smatra zasićenim i treba ga promjeniti ili očistiti. Kod daljnog porasta otpora, protok ulja kroz filter se smanjuje, a u krajnjem slučaju proticanja prestaje. Da bi se maznim mjestima i dalje obezbjedio dotok ulja, bez obzira na zasićenje filterskog uloška sa nečistoćama, u filter se ugradjuje nepovratni ventil, koji se kod porasta razlike pritiska Δp , otvara i kroz filter propušta neprečišćeno ulje. Na sl. 25 je prikazana konstrukcija filtera sa ugradjenim nepovratnim ventilom (3). Ulje se dovodi na otvor A, protiče kroz filterski uložak (2), a nečistoće se izdvajaju na njegovoj vanjskoj strani. Prečišćeno ulje iz filtera ističe na otvor B. Na konusni dio (3) nepovratnog ventila djeluje sa lijeve i desne strane pritisak ulja. Kada



Sl. 25. - Presek filtra
1-kućište, 2-filterski uložak, 3-nepovratni ventil
A - ulaz ulja, B - izlaz ulja



Sl. 26. - Izvedbe filtera

- a) filter bez kontrole zaprljanosti,
- b) filter sa nepovratnim ventilom,
- c) filter sa nepovratnim ventilom i optičkom kontrolom,
- d) filter sa elektrokontrolom,
- e) filter sa elektrokontrolom i nepovratnim ventilom,
- f) filter sa nepovratnim ventilom i optičkom kontrolom

se na filterskom ulošku natalože izdvojene mehaničke nečistoće ispred filtera raste pritisak, pomjera se klip nepovratnog ventila i svo ulje nefiltrirano protiče kroz filter.

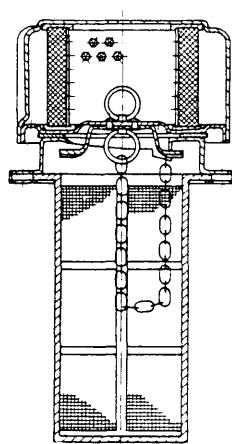
Proticanje nefiltriranog ulja se može tolerisati samo u kraćem vremenskom periodu, pa je takvo stanje neophodno signalizirati. Signalizacija može biti optička (diferencijalni prekidač). Na sl. 26 je prikazano nekoliko karakterističnih izvedbi filtera.

Konstrukcije filterskih uredjaja se razlikuju u odnosu na mjesto ugradnje i materijal filterskog uloška. Obzirom na mjesto ugradnje mogu biti:

- a) uljevni filteri,
- b) usisni filteri,
- c) filteri za ugradnju na potisnom vodu,
- d) filteri za ugradnju na povratnom vodu,
- e) filteri koji se ugradjuju u radni element.

Uljevni filteri obezbeđuju izdvajanje mehaničkih nečistoća iz novog ulja. To su najčešće filtri sa uloškom koji je izradjen od metalne mrežice. Finoća filtriranja kroz ovaj filter je 10-50 μm. Prikazan je na sl. 27. Usisni filteri se postavljaju na usisnom dijelu cjevovoda. To su filtri sa velikom površinom slobodnih otvora (okaca), jer zbog male vrijednosti usisnog pritiska ne smiju stva-

rati velike otpore. Oni ne smiju preći vrijednost 0,1-0,15 bara. Izgled usisnog filtera je prikazan na sl. 28.



Sl. 27. - Izgled uljevnog filtera



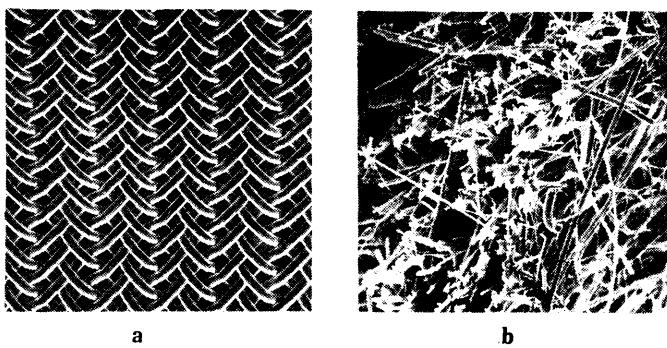
Sl. 28. - Izgled usisnog filtera

Kod sistema za cirkulaciono podmazivanje filteri se obavezno ugradjuju na potisnom vodu odmah iza pumpa. Kod hidrauličnih sistema se filtri postavljaju u povratnom vodu, jer se raspolaže sa dovoljnim povratnim pritiskom, koji se kod zasićenja filtera povećava za vrijednost povećanih otpora.

Po konstrukciji su doje vrste identične. Filteri za ugradnju u radni element, se koriste onda kada jedan ili više radnih elemenata ima posebno visoke zahtjeve za čistoćom ulja u odnosu na ostale elemente, ili su zahtjevi za čistoćom ulja tako visoki da je

iz ulja neophodno izdvojiti i najsitnije nečistoće, na samom ulazu u radni element. Takav slučaj je kod servo uređaja, koji zahtjevaju stepen filtriranja 1-5 μm.

Dio filtera u kome se vrši izdvajanje mehaničkih nečistoća se naziva filterski uložak. Princip odvajanja može biti površinski i dubinski. Kod površinskih filterskih uložaka se odvajanje vrši na spoljnoj površini. Izgradjeni su od tankih poroznih materijala: žičane mreže, papira, tekstila i drugih sličnih materijala u obliku sita. Ulošci koji po dubini odvajaju nečistoće su izradjeni od sinterovanih sitnih metalnih zrnaca, keramike, metalnih, staklenih, plastičnih ili druge vrste vlakana. Na sl. 29.a, je prikazan uvećani snimak površinskog filterskog uložka izgradjenog od mreže sa sintetičkim vlaknima, a na sl. 29.b, dubinskog filtera izradjenog od presovanih vlakana.



Sl. 29. - a) mrežica filtera, 25 μm - nominalna finoća filtriranja; uvećanje 100 puta, b) filter od presovanih vlakana, 8 μm, - apsolutna finoća filtriranja, uvećanje 280 puta

Kod cirkulacionih sistema za podmazivanje najčešće primjenju imaju filterski ulošci izradjeni od mrežice, izradjene od žice mesingano niklovane, ili žice od drugog metala. Izuzetak su cirkulacioni sistemi za podmazivanje motora sa unutrašnjim sagorevanjem, kod kojih se u sis-

temu za podmazivanje koriste filteri od papirnih uložaka ili presovanih metalnih, ili drugog materijala, vlakana. Izgled filtera sa papirnim uloškom za prečišćavanje ulja u sistemu podmazivanja motora sa unutrašnjim sagorjevanjem je prikazan na sl. 30.

Sl. 30. - Izgled filtera sa papirnim uloškom

Kod mrežastih filtera, finoću filtracije i protok tečnosti karakterišu: veličine okaca (otvor i kroz koje protiče ulje) i gustina presjeka okaca po jedinici površine. Sita izradjena od žice manjeg prečnika imaju veću gustinu okaca. Izražava se preko tzv. koeficijenta živog pre-

sjeka k , koji predstavlja odnos površine slobodnog presjeka (F_o) i cijelokupne površine (F) sita:

$$k = \frac{F_o}{F} = \left(\frac{a}{a+d} \right)^2,$$

gdje je: d - prečnik žice od koje je napravljeno sito, a - dimenzija stranice okca.

Mrežasti filteri se izradjuju sa jednim ili više uložaka. Sa više uložaka se često rade filteri sa višim stepenom izdvajanja nečistoća. Kod ovakvih filtera se mogu postaviti filterski ulošci sa različitim površinama okaca, tako da se prvo izdvajaju nečistoće većeg prečnika, a zatim manjeg. Na ovaj način se obezbeđuje veći kapacitet filtracije.

Gubitak pritiska Δp na jednoslojnom mrežastom filteru se može izračunati po formuli:

$$p = \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

gdje je: Δp - pad pritiska u filteru, ξ - koeficijent lokalnog otpora, ρ - specifična gustina ulja, v - prosječna brzina strujanja ulja kroz filter.

Za slučaj kada je Rejnoldsov broj, $Re = vd/v > 400$, koeficijent lokalnog otpora se može izračunati prema formuli:

$$\xi = 1,3 \left(1 - \frac{F_o}{F} \right) + \left(\frac{F}{F_o} - 1 \right)^2.$$

Vrijednosti koeficijenta lokalnog otpora se, u zavisnosti od koeficijenta $k = F_o/F$, može odabrati prema:

F_o/F	0,25 0,3 0,35 0,4 0,45 0,5 0,55 0,6 0,65 0,70 0,75
ξ	10 6,4 4,3 3 2,2 1,65 1,26 0,56 0,75 0,58 0,4

Kod vrijednosti Rejnoldsovog broja $Ro < 400$, koeficijent lokalnog otpora ξ_1 se proračunava prema vrijednosti odnosa površine F_o/F , i $Re > 400$, pa se tako dobijeni koeficijent otpora umnoži sa korektivnim faktorom n :

$$\xi_1 = \xi n .$$

Vrijednosti koeficijenta popravke n se usvajaju u odnosu na vrijednost Rejnoldsovog broja:

Re	50	100	150	200	300	400
n	1,44	1,24	1,13	1,08	1,03	1,01

Veličina slobodnog presjeka mrežastog uložka se može približno izračunati preko brzine strujanja kroz okca filtera. Ona se najčešće usvaja u granicama $v = 0,01-0,02$ m/s.

$$F = \frac{Q}{\delta v} ,$$

gdje je: F - ukupna površina sita,
 Q - količina ulja koja protiče kroz filtersko
sito,
 v - prosječna brzina strujanja ulja kroz cijelo-
kupnu slobodnu površinu filterskog uloška.

U praksi se obično uzima da je cijelokupna površina
sitastog filtera 40-60 puta veća od površine dovodnog cij-
evovoda.

PRORAČUN RADNOG PRITISKA SISTEMA

Pad pritiska ulja je gubitak raspoložive energije.
Gubitke energije možemo podjeliti na dvije grupe:
a) gubici energije trenjem, koji se nazivaju linijs-
ki gubici,
b) lokalni gubici energije, koji se nazivaju i loka-
lni gubici.

Do gubitaka energije trenjem dolazi u ravnim dijel-
ovima cjevovoda. Strujanje viskoznih tečnosti kroz cjev-
ovode je praćeno gubicima pritiska zbog savladjivanja otpora.
Njihova veličina pri istim uslovima, ovisi od kar-
akterističnog kretanja ulja. Razlikuju se dva režima kretanja:
laminarno i turbulentno kretanje. Prelaz iz laminarnog u
turbulentno područje kretanja je određeno kritičnom vr-
ijednošću Rejnoldsovog broja. Rejnoldsov broj je bezdimen-
zijska vrijednost odnosa prečnika, brzine strujanja
i kinematskog viskoziteta:

$$R = \frac{v}{\nu} \cdot d .$$

Pad pritiska u ravnom dijelu cjevovoda se proračunava po
Darsy-Weisbachovoj jednačini:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho ,$$

gdje je: λ - koeficijent trenja,
 l - dužina cjevovoda,
 d - prečnik cjevovoda,
 v - brzina strujanja,
 ρ - specifična gustina

Koeficijent trenja λ je ovisan od veličine Rejnoldsovog
broja, i odnosa veličina: neravnine površine cijevi i
prečnika cijevi. Granična vrijednost, kada ulje prelazi
iz laminarnog u turbulentno područje je $R = 2320$. U pod-
ručju laminarnog kretanja koeficijent trenja se može pr-
oračunati po jednačini:

$$\lambda = \frac{64}{Re} .$$

Iz navedene jednačine se može zaključiti da je kod lami-
narnog strujanja, koeficijent trenja λ , obrnuto proporcionalan
vrijednosti Rejnoldsovog broja. Takođe se može zaključiti
da koeficijent trenja nije ovisan od hrapavosti

cjevovoda, čak kada je ona veoma izražena. Promjena ko-
eficijenta trenja λ u ovisnosti od Rejnoldsovog broja se
može prikazati u logaritamskom dijagramu. Na sl. 31 je
prikazana karakteristika promjene koeficijenta trenja u
laminarnom i turbulentnom području.

Iz prikazane promjene koeficijenta trenja vidi se da
je u laminarnom području najniža vrijednost $\lambda = 0,276$, za
graničnu vrijednost $Re = 2320$.

Proračun koeficijenta trenja λ u području turbulent-
nog strujanja, je nešto složeniji. Naime u turbulentnom
području, otpori strujanja se razlikuju kada su:

- neravnine površine cijevi prekrivene debelim graničnim slojem fluida u kome vladaju zakoni laminarnog strujanja,
- neravnine površine cijevi prekrivene tankim graničnim slojem,
- neravnine površine strče iz graničnog sloja.

Očito je da će se, ovisno od toga da li granični sloj fluida prekriva neravnine ili ne, cijevi podjeliti na hidraulički glatke i hidraulički hrapave, a u slučaju između ova dva karakteristična područja, nalaziće se cijevi sa karakteristikama glatkih i hrapavih cijevi. Odnos neravnina i debljine graničnog sloja utiče i na raspored brzina kroz presjek cijevi. Proračun karakteristika cjevovoda sistema za podmazivanje se vrši pod pretpostavkom da je brzina po presjeku ista i da je jednaka odnosu protoka Q i površine kroz koju fluid struji. Stvarno, sloj fluida koji dodiruje površinu cijevi ima brzinu $v = 0$, a fluid u centru cijevi ima najveću brzinu $v = v_{max}$. Na veličinu najveće brzine i veličinu brzina ostalih slojeva fluida uzduž presjeka cijevi, utiče režim strujanja, i područje u kome se cijev nalazi (područje glatkog, hrapavog ili prelaznog stanja). Na sl. 32 je prikazan dijagram promjene brzine kod glatke, hrapave i vrlo hrapave cijevi, sa istom prosječnom brzinom v_{sr} .

U turbulentnom režimu strujanja koeficijent trenja, za
cijev istih karakteristika, ali različitog odnosa vrijednosti
graničnog sloja i hrapavosti, se računa prema sljedećem:

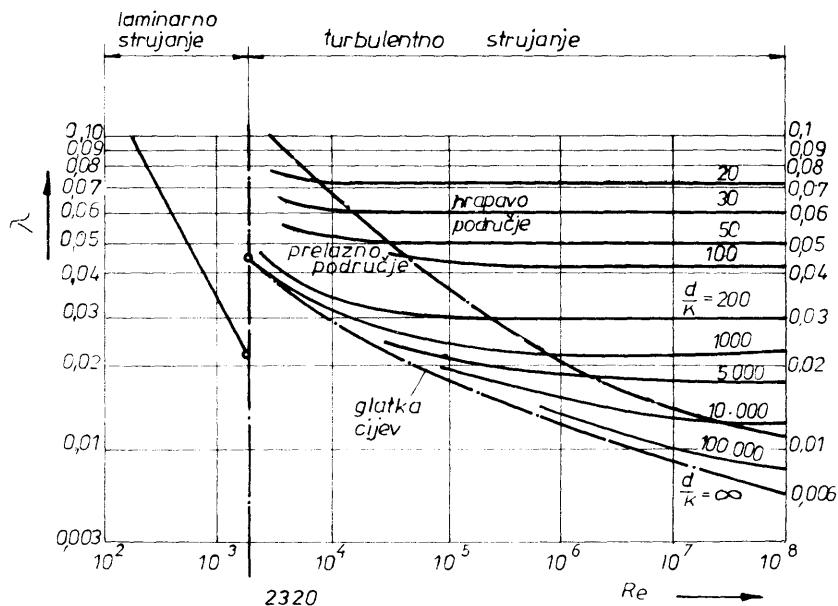
a) hidraulički glatke cijevi prema Prandtl-Karmanovom zakonu:

$$\frac{1}{\lambda} = 2,0 \lg(Re \cdot \lambda) - 0,8 = 2,0 \lg \left(\frac{Re}{2,51} \right) ,$$

b) hidraulički hrapava cijev prema jednačini Nikuradzea:

$$\frac{1}{\lambda} = 2,0 \frac{R}{K} + 1,74 = 2,0 \lg 3,72 \frac{d}{K} ,$$

c) hidraulički prelazno područje prema jednačini Colebroka:

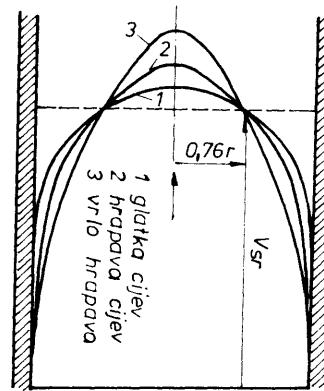


Sl. 31. - Promjena koeficijenta trenja kod laminarnog i turbulentnog strujanja

$$\frac{\lambda}{\lambda} = -2,0 \lg \left(\frac{k/d}{3,72} + \frac{2,51}{Re} \right).$$

Vrijednost koeficijenta trenja se kod tečenja fluida kroz cjevovod u laminarnom i turbulentnom području može sa visokim stepenom tečnosti naći iz Prandtl-Colebrokovog dijagrama (sl. 31). Kod utvrđivanja vrijednosti koeficijenta trenja u turbulentnom području prema Prandtl-Colebrokovom dijagramu mora se imati u vidu da se isti cjevovod za vrijeme tečenja istog fluida može pomešati kao glatki, hrapavi ili ima mješovita svojstva, kada hrapavi sloj površine samo povremeno i mjestimično izlazi iz graničnog sloja fluida u kome vladaju zakoni laminarnog kretanja. Tačna vrijednost koeficijenta trenja λ , nalazi se tako što se prvo utvrdi vrijednost Re i odnos prečnika i absolutne hrapavosti (d/k). Pronadje se odgovarajuća kriva, a vrijednost λ se utvrdi na osnovu mesta preseka krive i vrijednosti Re . Na dijagramu su date vrijednosti $Re = 2320-10^8$, krive karakterističnih odnosa d/k i vrijednost koeficijenta trenja u granicama $\lambda=0,003-0,1$. U tehničkoj praksi se koeficient trenja najčešće kreće u granicama $\lambda = 0,02-0,04$.

Otpori u posebnim dijelovima cjevovoda se najčešće nazivaju mjesnim ili lokalnim otporima. U cjevnoj instalaciji dolazi do skretanja pravca strujanja, promjene brzine, promjene oblika strujnice, razdvajanje toka, stavljanje više tokova i drugih sličnih slučajeva. Da bi se zadovoljili ovi i slični zahtjevi u cjevnoj instalaciji se ugradjuju lukovi, koljena, prelazni komadi, priključni elementi, ventili, mjerne i razvodna armatura i drugi elementi. Svi ovi, i drugi dijelovi stvaraju dodane otpore, a za njihovo savladavanje se troši dio ener-



Sl. 32. - Profil rasporeda brzina, kod turbulentnog strujanja i razlikiti k područja strujanja

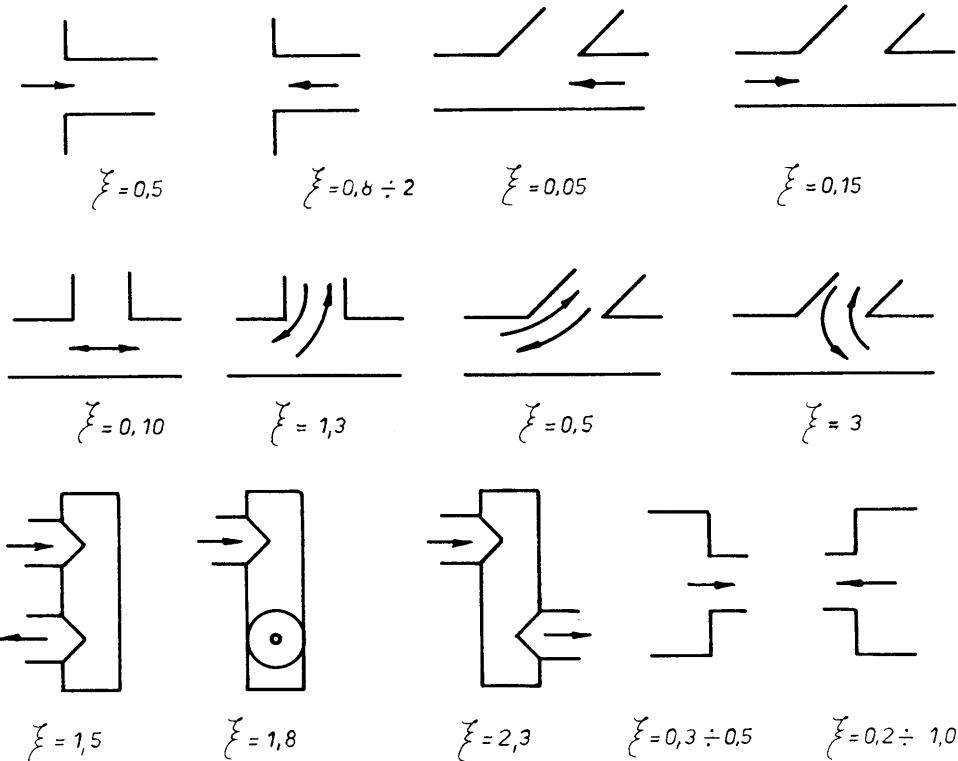
gije.

Lokalni otpori nastaju zbog promjene brzine i pravca toka strujanja. Na njihovu veličinu utiče promjena geometrijskog oblika cijevi ili elementa kroz koji protiče ulje. Zbog promjene brzine, dolazi do promjene pritiska, pa nastaju sekundarna strujanja - lokalni vrtlozi, koji se suprotstavljaju kretanju glavne struje fluida u cijevi, a na pojedinim mjestima dolazi i do odvajanja strujanja od stjenke. U ovim elementima su prisutni i otpori uslijed trenja, ali su otpori zbog promjene geometrije u samom elementu mnogo veći pa se zbog toga samo oni i proračunavaju. Gubici energije, izraženi kroz pad pritiska se mogu izračunati preko koeficijenta lokalnog otpora ξ :

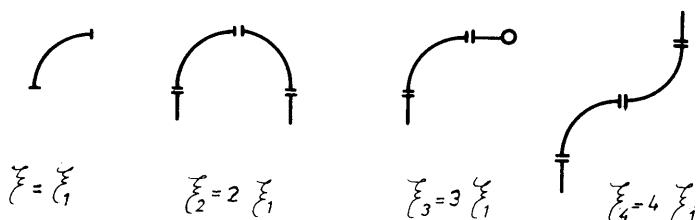
$$\Delta P_{lok} = \xi \frac{v^2}{2} \rho.$$

U stručnoj literaturi, koja obradjuje problematiku tečenja ulja kroz cjevovod se može naći na brojne jednacine i dijagrame za dobijanje brojčanih vrijednosti koeficijenta lokalnog otpora ξ . Ovdje se daje pregled nekoliko karakterističnih oblika, koji se najčešće pojavljuju u sistemima za podmazivanje, sa ucrtanim dijogramima ili pregledom veličina koeficijenta ξ za različite režime strujanja.

- a) Razni oblici grananja i strujanja ulja (sl. 33).
- b) Razni oblici lukova, izraženi preko koeficijenta ξ elementarnog luka (sl. 34).



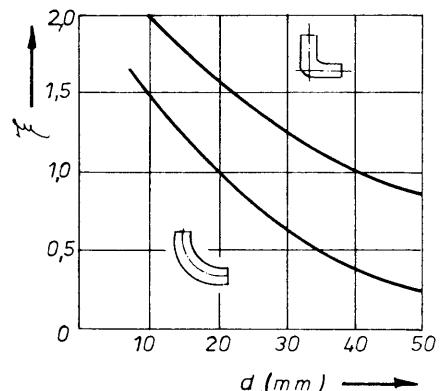
Sl. 33. - Koeficijent ξ za razne oblike razvoda i strujanja



Sl. 34. - Koeficijent ξ za razne oblike lukova

- c) Luk i koljeno, $\alpha = 90^\circ$, za prečnik cijevi $d = 10\text{-}50 \text{ mm}$ (sl. 35).
- d) Luk, za odnose D/d i razne uglove savijanja (sl. 36).
- e) Difuzor (proširenje cijevi - sl. 37).
- f) Konfuzor (suženje cijevi - sl. 38).
- g) Loptasti ventil, u odnosu na ugao ose otvora na kugli (sl. 39).

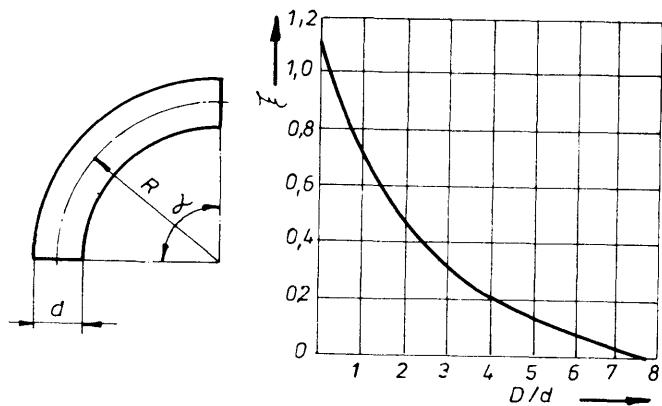
Iz navedenih jednačina za proračun lokalnih i linjskih gubitaka pritiska vidi se da na pad pritiska, pored koeficijenta trenja i lokalnog otpora, utiče i brzina teč-



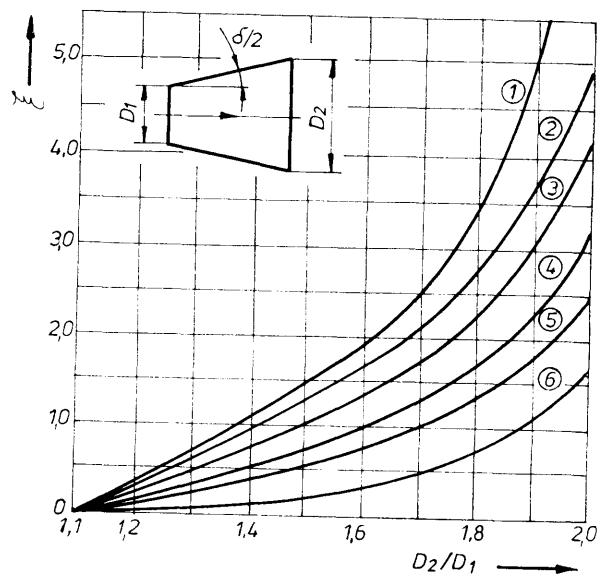
Sl. 35. - Koeficijent ξ , za luk i koljeno

enja koje će davati optimalan odnos između odabranog prečnika cjevovoda i pada pritiska. Na veličinu pada pritiska moglo bi se uticati povećanjem prečnika cjevovoda, ali to rješenje utiče na cijenu izvedbe sistema za podmazivanje i postaje dimenzijama veći nego je to potrebno. Za proračun prečnika cjevovoda se preporučuju sljedeće brzine tečenja:

- a) za usisne cjevovode $0,5\text{-}1,5$, optimalno $1,2 \text{ m/s}$,
- b) za potisne cjevovode:
 - pritisak od 25 bara - 3 m/s
 - pritisak do 50 bara - 4 m/s

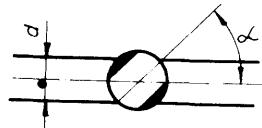


Sl. 36. - Koeficijent ξ , za luk i razne vrijednosti ugla



Sl. 37. - Koeficijent ξ kod proširenja cijevi

$$\begin{aligned} 1 - \delta/2 &= 16^\circ \\ 2 - \delta/2 &= 12^\circ \\ 3 - \delta/2 &= 10^\circ \\ 4 - \delta/2 &= 8^\circ \\ 5 - \delta/2 &= 6^\circ \\ 6 - \delta/2 &= 4^\circ \end{aligned}$$



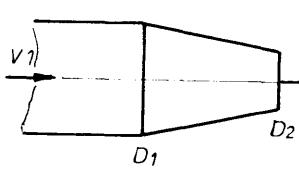
α	ξ	α	ξ	α	ξ
5	0,05	30	5,47	55	106
10	0,25	35	9,62	60	206
15	0,75	40	17,3	65	486
20	1,56	45	31,2		
25	3,10	50	52,6		

Sl. 38. - Koeficijent ξ kod suženja cijevi

Unutrašnji prečnik cjevovoda se proračunava prema:

$$d = 4,6 \frac{Q}{v}$$

Proračun presjeka raznih komada u elementima sistema za podmazivanje se proračunava jednačinom kontinuiteta, a najveća brzina kroz njih ne bi trebala da prelazi vrijednosti od 8-15 m/sekc.



D_2/D_1	ξ	D_2/D_1	ξ
0,95	1,43	0,70	3,20
0,90	1,92	0,60	4,14
0,85	2,25	0,50	5,51
0,90	2,54		

Sl. 39. - Koeficijent ξ kod loptastog ventila

- pritisak do 100 bara - 5 m/s
- pritisci preko 100 bara - više od 5 m/s
- c) za povratne cjevovode do 1 m/s, obezbjedjuje se nagibom povratnog cjevovoda od 2-4%.

LITERATURA*

* Popis literature dat je u prošlom broju časopisa "Tribologija u industriji".