

Provjera sigurnosti cilindričnih zupčanika u odnosu na mikro rupičenje

Vojković, Toni

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Split, Faculty of Maritime Studies / Sveučilište u Splitu, Pomorski fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:164:980417>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-02**

Repository / Repozitorij:

[Repository - Faculty of Maritime Studies - Split -
Repository - Faculty of Maritime Studies Split for
permanent storage and preservation of digital
resources of the institution](#)



UNIVERSITY OF SPLIT



SVEUČILIŠTE U SPLITU
POMORSKI FAKULTET

TONI VOJKOVIĆ

PROVJERA SIGURNOSTI CILINDRIČNIH
ZUPČANIKA U ODNOSU NA MIKRO
RUPIČENJE

DIPLOMSKI RAD

SPLIT, 2019.

**SVEUČILIŠTE U SPLITU
POMORSKI FAKULTET**

STUDIJ: BRODOSTROJARSTVO

**PROVJERA SIGURNOSTI CILINDRIČNIH
ZUPČANIKA U ODNOSU NA MIKRO
RUPIČENJE**

DIPLOMSKI RAD

MENTOR:

Prof. dr. sc. Nenad Vulić

STUDENT:

Toni Vojković (MB:0023089448)

SPLIT, 2019.

SAŽETAK

Mikro rupičenje je nepoželjno stanje koje se može pojaviti na zupčanim parovima, a predstavlja površinski zamor materijala koji je moguć na bokovima zubi u dodiru uz klizanje u elastohidrodinamičkom ili graničnom režimu podmazivanja, gdje je debljina uljnog filma istog reda veličine kao i površinska hrapavost. Cilj rada je doprinijeti sigurnosti zupčanih parova uvođenjem kriterija sigurnosti protiv mikro rupičenja u njihov općeniti proračun čvrstoće i sigurnosti.

Zadatak rada je razviti i ugraditi novi modul za izračun mikro rupičenja prema tehničkoj specifikaciji ISO/TS 6336-22 u postojeći MS Excel VBA program koji računa sigurnost u korijenu i sigurnost u bokovima i faktore opterećenja, a potom ga i ispitati na primjerima iz tehničkog izvješća ISO/TR 6336-31.

Modul je uspješno ugrađen u postojeći program, verificiran na primjerima iz navedenog tehničkog izvješća, te daje precizan izračun primjenjiv u praksi na realnim zupčanim parovima. Korištenjem dobivenih izračuna i implementacijom iznesenih preporuka može se značajno povećati sigurnost i trajnost zupčanih parova.

Ključne riječi: zupčanci brodskih strojeva, podmazivanje, proračun čvrstoće, zamor

ABSTRACT

Micropitting is an unfavourable condition which may occur in gear pairs, as surface fatigue possible on flanks of gear teeth in contact with sliding in elastohydrodynamic lubrication (EHL) or boundary layer oil films, where the film thickness is of the same order of magnitude as the surface roughness. The aim of this diploma thesis is to improve durability of gear pairs, by the introduction of micropitting criteria into general calculation of strength and safety factors. The task is to develop the new module for the calculation of the micropitting safety factor according to the technical specification ISO/TS 6336-22, to implement this new module in the existing MS Excel VBA programme for the calculation of geometry, surface durability (pitting) and tooth root bending strength of gear pairs, and to perform its verification upon examples provided in the technical report ISO/TR 6336-31.. The module has been successfully implemented in the existing programme, providing thus a precise calculation which can be used for marine and industrial gears. By using the results and implementing given recommendations, safety and durability of gear pairs can be improved.

Key words: marine machinery gearing, lubrication, strength calculations, fatigue

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. ZUPČANI PAROVI I MIKRO RUPIČENJE.....	3
2.1. ZUPČANI PRIJENOSNICI U BRODSKIM REDUKTORIMA	5
2.2. MIKRO RUPIČENJE	6
2.3. UTJECAJ MAZIVA NA MIKRO RUPIČENJE	8
2.4. ELASTOHIDRODINAMIČKO PODMAZIVANJE	10
3. PROGRAM ZA IZRAČUN FAKTORA SIGURNOSTI PROTIV MIKRO RUPIČENJA	12
3.1. TEMELJNI ANALITIČKI IZRAZI	12
3.2. KOEFICIJENT SIGURNOSTI PROTIV MIKRO RUPIČENJA	14
3.4. PREPORUČENI NAJMANJI KOEFICIJENT SIGURNOSTI PROTIV MIKRO RUPIČENJA	16
3.5. DEFINIRANJE DODIRNE TOČKE Y.....	17
3.6. HERTZOVO DODIRNO NAPREZANJE	18
3.7. ODREĐIVANJE PARAMETARA MATERIJALA	20
3.8. ODREĐIVANJE PARAMETARA MAZIVA	21
3.9. LOKALNI PARAMETAR KLIZANJA.....	22
4. PRORAČUN NA TEMELJU PRIMJERA IZ STANDARDA I REZULTATI	23
4.1. PRIMJER IZ TEHNIČKE SPECIFIKACIJE	23
4.2. VERIFIKACIJA PRORAČUNA	33
5. PREPORUKE I PARAMETRI UPRAVLJANJA MIKRO RUPIČENJEM	38
5.1. PREPORUKE	38
5.2. PARAMETRI UPRAVLJANJA MIKRO RUPIČENJEM	39
6. ZAKLJUČAK.....	40
LITERATURA	41
POPIS ILUSTRACIJA	42
POPIS TABLICA	43
PRILOG A: Prikaz rezultata proračuna za primjer 1	44
PRILOG B: Prikaz rezultata proračuna za primjer 2	51

1. UVOD

Ovaj se rad bavi mehanizmima trošenja zupčanika uslijed mikro rupičenja te izradom modula za računanje koeficijenta sigurnosti u odnosu na mikro rupičenje.

Zupčanici su mehanički prijenosnici rotacijskog gibanja, koji kao dijelovi strojarških sustava prenose snagu i gibanje od pogonskih strojeva do radnih strojeva. Oblik zupčanika ovisi o međusobnom položaju njihovih vratila i o namjeni zupčanika.

Postoje sljedeći konstrukcijski oblici zupčanika:

- Čelnici (cilindrični zupčanici) – za paralelna vratila
- Stožnici (stožasti zupčanici) - za vratila koja se sijeku
- Zavojni zupčanici - za mimoilazna vratila
- Pužnici (puževi i pužna kola) – za mimoilazna vratila (najčešće pod pravim kutom)

Prema obliku uzdužne bočne linije zubi mogu biti ravni, kosi, strelasti, ili zakrivljeni. Zupčanici su većinom ozupčani s vanjske strane, ali se izvode i s unutarnjim ozubljenjem. Središte zupčanika može se nalaziti i u beskonačnosti. Tada zupčanik postaje ozubnica (zupčanička letva), koja se koristi za pretvaranje kružnog gibanja u pravocrtno i obratno [1].

Prilikom pregleda brojnih zupčanika nailazi se na tragove mikro rupičenja. Iako mikro rupičenje nije nova ni nepoznata pojava, njegovom značaju se nije pridavalo puno pažnje, a ponekad ga se smatralo i bezazlenim. Međutim, u novije vrijeme je prepoznat kao štetan za zupčanike, a u nekim slučajevima i kao glavni uzročnik oštećenja nastalih na zupčaniku.

Mikro rupičenje je nepoželjno stanje koje se može pojaviti na zupčanim parovima, a predstavlja površinski zamor materijala koji se pojavljuje na bokovima zubi u dodiru uz klizanje u elastohidrodinamičkom ili graničnom režimu podmazivanja, gdje je debljina uljnog filma istog reda veličine kao i površinska hrapavost. Mikro rupičenje se može pojaviti kod svih vrsta zupčanika, bez obzira na vrstu toplinske obrade. Zajedničko je za cementirane i brušene zupčanike, jer su opterećenja obično velika, te su brušeni zupčanici posebno osjetljivi na mikro rupičenje.

Trenutno ne postoji priznata analitička metoda za procjenu rizika od mikro rupičenja.

Cilj rada je doprinijeti sigurnosti brodskih porivnih sustava sa zupčanim prijenosnicima, s pomoću precizne računalne analize čvrstoće / nosivosti bokova zupčanih parova, koja uzima u obzir i mikro rupičenje.

Zadatak rada je u postojeći MS Excel VBA program koji računa sigurnost u korijenu i sigurnost u bokovima prema važećem usuglašenom zahtjevu IACS UR M56 [2] i faktore opterećenja prema normama ISO 6336, ugraditi modul za izračun mikro rupičenja prema tehničkoj specifikaciji ISO/TS 6336-22 [3] i ispitati ga na primjerima iz tehničkog izvješća ISO/TR 6336-31 [4].

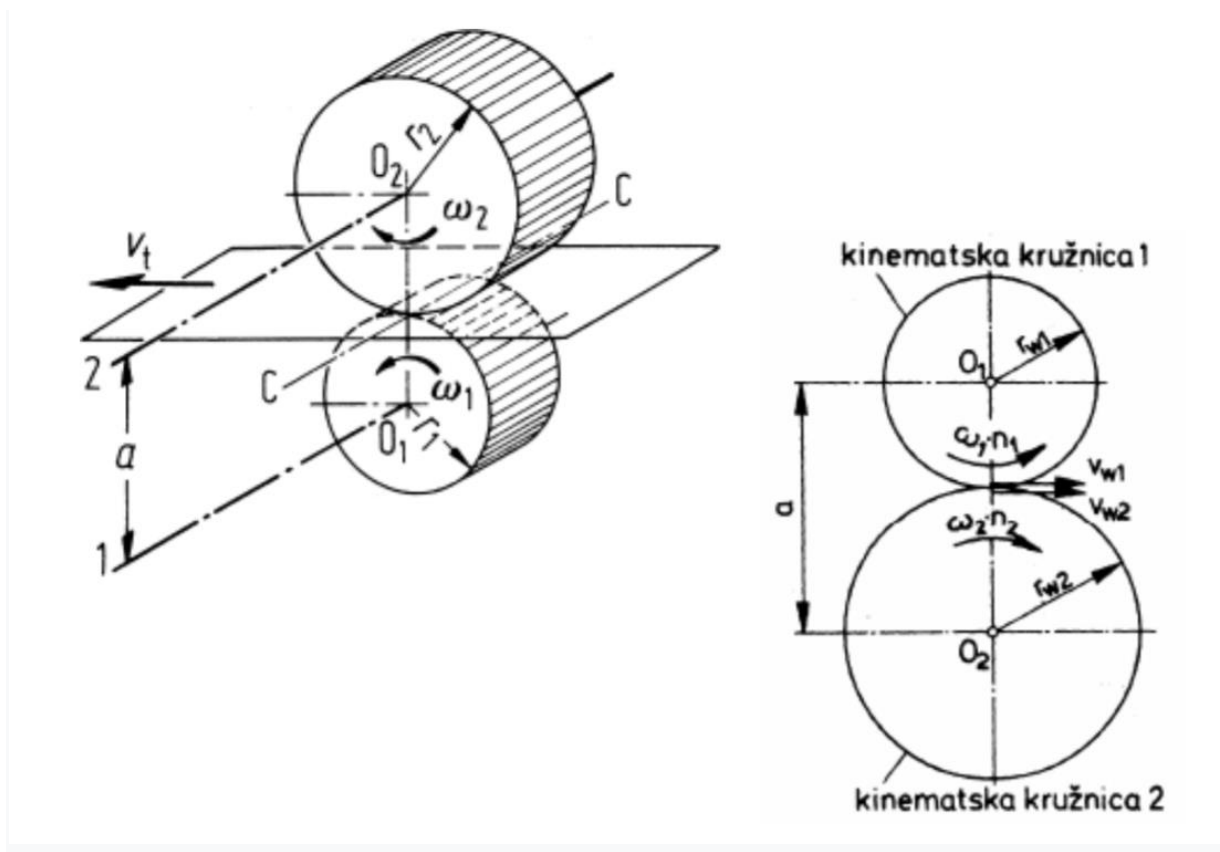
U prvom dijelu rada su prikazane osnovne dimenzije zupčanika, zakon ozubljenja, mikro rupičenje, te utjecaj maziva u zupčanicima na pojavu mikro rupičenja. Također je opisan utjecaj aditiva i vode u mazivu, kao utjecaj temperature maziva na pojavu mikro rupičenje.

U radu su nadalje prikazani temeljni analitički izrazi korišteni pri izradi programa, te primjer na temelju kojeg je program izrađen. Verifikacijom programa na primjeru 2 su uočene pogreške u proračunu prikazanom u tehničkom izvješću ISO/TR 6336-31, koje su i prokomentirane.

Na kraju su iznesene preporuke za zaštitu zupčanika od mikro rupičenja, te opisan utjecaj opterećenja, brzine i temperature na mikro rupičenje.

2. ZUPČANI PAROVI I MIKRO RUPičENJE.

U kinematičkom smislu, da bi se kod para čelnika ostvario konstantan prijenosni omjer, mora prijenos gibanja biti ostvaren na način da su na vratila navučena dva cilindrična kotača koja se stalno dodiruju po površini plašta i prenose vrtnju bez klizanja. Ove cilindre se naziva kinematskim cilindrima. Ako se cilindre presiječe ravninom okomitom na osi vrtnje, dobiju se kružnice koje se nazivaju kinematskim kružnicama.



Slika 1. Zupčani par [5]

Uvjet valjanja bez klizanja može se ostvariti samo ako kinematske kružnice imaju jednaku obodnu brzinu. Označe li se polumjeri kinematskih kružnica s r_{w1} i r_{w2} , a odgovarajuće kutne brzine i brzine vrtnje s ω_1 , ω_2 , n_1 i n_2 , dobiva se:

$$v_{w1} = r_{w1} \cdot \omega_1 = \frac{d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1}{60}$$

$$v_{w2} = r_{w2} \cdot \omega_2 = \frac{d_{w2} \cdot \pi \cdot n_2}{60}$$

gdje je:

v_{w1}, v_{w2} – obodna brzina na kinematskom promjeru malog / velikog zupčanika, m/s,

r_{w1}, r_{w2} – kinematski polumjer malog / velikog zupčanika, m,

d_{w1}, d_{w2} – kinematski promjer malog / velikog zupčanika, m,

n_1, n_2 – brzina vrtnje malog / velikog zupčanika, 1/min.

Iz uvjeta $v_{w1} = v_{w2}$ proizlazi prijenosni omjer:

$$i = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Brzine vrtnje obrnuto su proporcionalne polumjerima, odnosno promjerima kinematskih kružnica.

Ako se pretpostavi da su zupčanici cilindrična tijela koja se kotrljaju (valjaju) jedan po drugome bez klizanja, tada su površine kotrljanja kinematičke odnosno diobene kružnice. One se dodiruju u točki C, koja leži na spojnici središta O_1 i O_2 spregnutih zupčanika, kako to pokazuje slika [1].

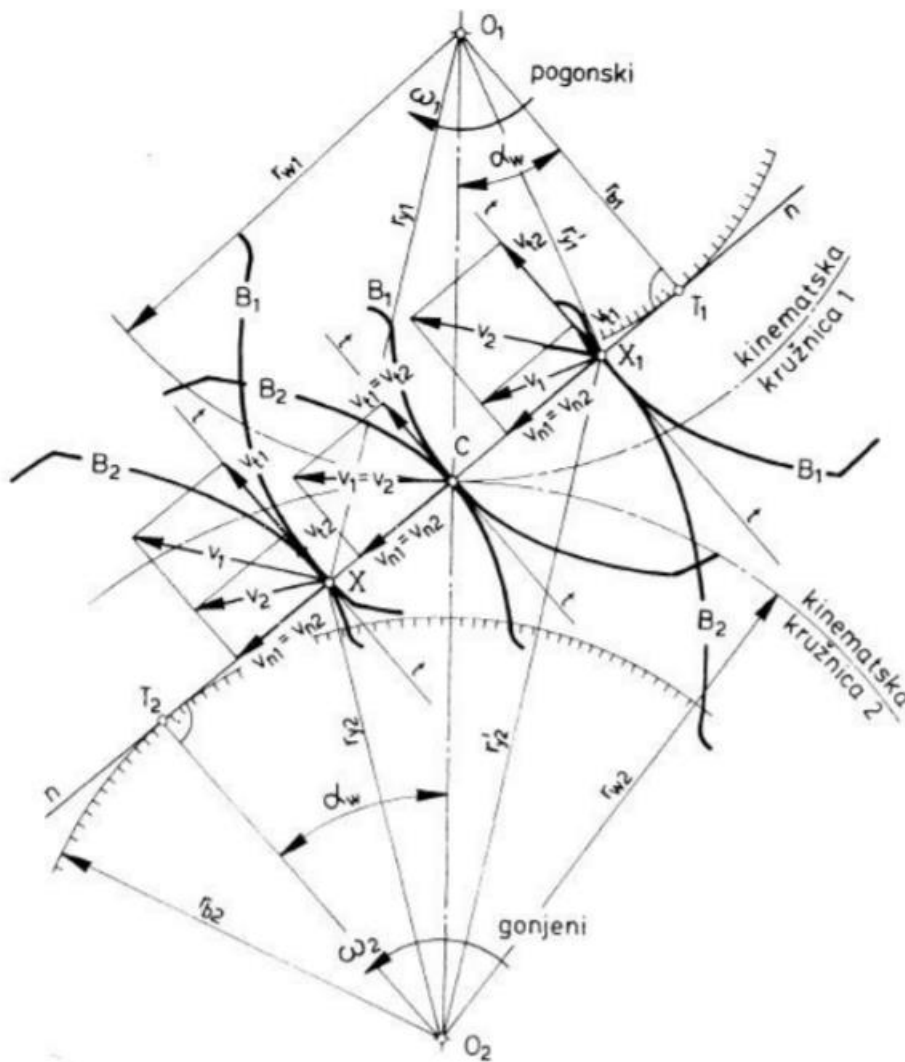
Neka se bokovi zubi trenutno dodiruju u točki A i imaju brzine v_1 i v_2 . Te brzine se mogu rastaviti na komponente u pravcima normale n i tangente t na bokove zubi.[1]

Normalne komponente brzina moraju biti jednake (u protivnom dolazi do odvajanja ili prodiranja jednog u drugi zub), pa uvjet sprežanja glasi:

$$v_{n1} = v_{n2} \quad \text{ili} \quad r_{b1}\omega_1 = r_{b2}\omega_2$$

Iz ovoga slijedi uvjet koji moraju ispuniti spregnuti zupčanici, odnosno *zakon ozubljenja*:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = konst.$$



Slika 2. Oznake i geometrijski odnosi općeg zakona ozubljenja [6]

2.1. ZUPČANI PRIJENOSNICI U BRODSKIM REDUKTORIMA

Zupčani prijenosnici u brodskim reduktorima porivnog sustava smanjuju brzine vrtnje porivnog stroja na brzinu vrtnje broskog vijka. Pri tome oni prenose okretni moment porivnog stroja na vratilo broskog vijka. Najjednostavniji zupčani prijenos u brodskim reduktorima porivnog sustava je jednostupanjski, koji se sastoji od jednog zupčanog para i to: pogonskog zupčanika, koji prenosi brzinu vrtnje i okretni moment porivnog stroja i gonjenog zupčanika na koji se prenosi brzina vrtnje i okretni moment. Pogonski zupčanik (mali zupčanik) ima manji broj zubaca, manji diobeni promjer i veću brzinu vrtnje, dok gonjeni zupčanik (veliki zupčanik) ima veći broj zubaca i veći diobeni promjer, a manju brzinu vrtnje.

Zupčani prijenosi se mogu podijeliti na standardne zupčane prijenose i zupčane prijenose s višestrukim zahvatom. Zupčani prijenosnici s višestrukim zahvatom dijele se na obične prijenose s višestrukim zahvatom, planetarne prijenose i kombinirane zupčane prijenose s višestrukim zahvatom [1].



Slika 3. Vrste zupčanih prijenosa u brodskim reduktorima porivnog sustava [1]

2.2. MIKRO RUPICHENJE

Mikro rupičenje predstavlja površinski zamor materijala koji se pojavljuje pri dodirnom naprezanju uz klizanje u elastohidrodinamičkom ili graničnom režimu podmazivanja, tamo gdje je debljina uljnog filma istog reda veličine kao i površinska hrapavost [7].

Promatrani golim okom, zubi zupčanika oštećeni mikro rupičenjem izgledaju tupi, urezani ili obojeni sivim mrljama. Pod difuznom fluorescentnom rasvjetom teško je vidjeti mikro rupičenje, a najbolje se promatra uz intenzivno usmjereno osvjetljenje. Svjetiljka s koncentriranim zrakama usmjerenim u pravom smjeru učinkovito osvjetljava mikro rupičenje.

Pri intenzivnom osvjetljenju mikro rupičenje može imati blistav odraz ili izgledati pjegavo. Mikro rupičenje započinje površinskim dodirrom u točkama zubnih površina zupčanika blizu njihovog tjemena.

Mikro rupičenje se može pojaviti na rubovima zuba i granicama površinskih oštećenja, poput ogrebotina i udubljenja. Može se dogoditi uz ostala oštećenja kao što su rupičenje ili habanje, ako debljina uljnog sloja nije veća od hrapavosti površine.

Brojne pukotine na tim mjestima se spajaju na način da nastaju mikro rupice koje slijede izbočenja na površini. Ako su izbočenja periodična, mikro rupice mogu se oblikovati u pravilno raspoređenim redovima. Mikro rupičenje općenito napreduje dok se izbočenja ne odlome s površine i može se nastaviti tako da velike površine zuba izgledaju porozno i neprekidno puknute.

Podnožni dijelovi zuba zupčanika su osjetljivi na mikro rupičenje, osobito u točki A u kojoj zub ulazi u zahvat i u točki B u kojoj je početak jednostrukog zahvata (slika 5). Međutim, mikro rupičenje se može pojaviti bilo gdje na aktivnim bočnim stranama. Ako oštećenja mikro rupičenjem variraju od zuba do zuba, to obično znači kako postoje varijacije u geometriji zuba, ili hrapavosti površine od zuba do zuba.

Kod zupčanih parova u kojima je broj zubi gonjenog zupčanika (z_2) višekratnik broja zubi pogonskog zupčanika (z_1) dolazi do učestalosti zahvata istih zubi. Stoga su takvi parovi osjetljiviji na mikro rupičenje. Primjerice, prijenosnik s 20/45 zuba može imati slično mikro rupičenje na svakom petom zubu. Poželjno je čak da brojevi zubi oba zupčanika ne budu parni brojevi, što i inače vrijedi. Da bi se ovo postiglo, može se z_2 zaokružiti na proizvoljni cijeli broj, ali tako da stvarni prijenosni odnos po mogućnosti ne odstupa od zadanog više od 2,5 % [8]. Općenito, zupčanik s najgrubljom površinom osobito je izložen mikro rupičenju, ako je tvrđi od zupčanika u paru.

Uz dodirno naprezanje zbog normalnog opterećenja, klizanje između zuba zupčanika ima za posljedicu vlačne sile koje izazivaju promjenjivo naprezanje na bokovima uslijed smicanja. Prvih 104 do 106 ciklusa naprezanja koji se pojavljuju tijekom urađivanja (uhodavanja) je razdoblje inkubacije, tijekom koje se oštećenje sastoji prije svega od plastične deformacije na bokovima. Cikličko dodirno i smično naprezanje akumuliraju plastičnu deformaciju na izbočenjima bokova, kao i na plitkim udubinama ispod izbočenja na bokovima. Tok plastične deformacije stvara zaostala vlačna naprezanja i uz dovoljan broj ciklusa, nastaju pukotine uslijed zamora materijala.

Nakon inkubacije, mikro rupice se brzo pojavljuju, rastu i sjedinjuju se. Mikroskopski se može vidjeti neprekidno ispucala površina. Periodični pregled profila zuba s opremom za pregled zupčanika otkriva konstantnu brzinu propadanja površine.

Stroj za kontrolu zupčanika otkriva stalnu brzinu propadanja površine. Proces plastične deformacije, nakon čega slijede iniciranje, rast i širenje pukotine može biti kontinuiran. Oštećenja mogu biti velika nakon samo stotinjak ciklusa [9].

2.3. UTJECAJ MAZIVA NA MIKRO RUPICHENJE

Svojstva maziva, kemijski sastav aditiva i viskoznost utječu na mikro rupičenje. Ispitivanja pokazuju da otpornost na mikro rupičenje varira od maziva do maziva, dok su neka maziva sposobna zaustaviti mikro rupičenje nakon što se već pojavilo.

Ulje se skrućuje pod visokim tlakom stvorenim u EHD dodirima (dodir dvaju elastičnih tijela u prisustvu maziva čiji viskozitet zavisi o tlaku), a trenje na površinskim neravninama je ograničeno smičnim naprezanjima skrućenog ulja. Postoje značajne razlike između tlaka skrućivanja i smične čvrstoće među različitim mazivima i zbog toga postoje razlike u trenju.

Primjerice, poliglikoli i esteri imaju molekule s fleksibilnim esternim vezama i nižu smičnu čvrstoću od ugljikovodika. Naftenska mineralna ulja imaju relativno krute, kompaktne molekule koje stvaraju veliko trenje, dok parafinska mineralna ulja i sintetička ulja polialfaolefina (PAO) imaju otvorene, elastične molekule i niski koeficijenti trenja [9].

PAO i nekonvencionalno rafinirana mineralna ulja imaju značajno niži koeficijent trenja u odnosu na konvencionalno rafinirana mineralna ulja. Mnoga PAO sintetička ulja su pomiješana s esterima radi povećanja topljivosti aditiva. Nažalost, esteri imaju afinitet prema vodi i otpornost PAO ulja na mikro rupičenje se može smanjiti ako se onečiste značajnijim količinama vode. Ulja PAG (polialkilenglikol) baze se također koriste za podmazivanje zupčanika kod širokog raspona temperatura primjene zbog niskog koeficijenta trenja i minimalnog taloga.

Mikro rupičenje se može dogoditi s mineralnim ili sintetičkim mazivima. Pri visokim temperaturama. Sintetička ulja PAO i PAG imaju veću debljinu mazivog filma (EHD podmazivanje) i veću otpornost na mikro rupičenje od mineralnih ulja s istom klasom viskoznosti i aditivima prema normi ISO.

Za temperature zuba zupčanika u rasponu od 70°C do 90°C, razlika je mala između debljine EHD mazivog sloja mineralnih i PAO maziva, dok PAG maziva daju značajno deblje slojeve maziva.

Aditivi protiv zaribavanja (EP) koji sprječavaju habanje, su često potrebni, ali mogu biti kemijski agresivni i pospješiti mikro rupičenje. Ulja bez aditiva protiv zaribavanja imaju maksimalnu otpornost na mikro rupičenje.

Pokusi pokazuju vrlo različite, a ponekad i suprotne rezultate utjecaja aditiva na mikro rupičenje. Primjerice, neka ispitivanja pokazuju kako aditivi protiv zaribavanja koji sadrže sumpor i fosfor (S-P) pospješuju mikro rupičenje, dok druga ispitivanja pokazuju kako dodaci (S-P) povećavaju otpornost na mikro rupičenje.

Temperatura aktivacije aditiva može uzrokovati neke razlike ako se provode ispitivanja pri različitim temperaturama, jer učinkovitost aditiva ovisi o radnoj temperaturi zuba zupčanika. Iz tog razloga otpornost maziva na mikro rupičenje (osnovni sastav i sastav aditiva) najpreciznije se određuje ispitivanjem na industrijskim zupčanicima. Laboratorijska ispitivanja bi trebala simulirati industrijske prijenosnike i stvarne radne uvjete koliko je to moguće.

Niska viskoznost smanjuje zamorni vijek trajanja, smanjujući debljinu EHD sloja i potičući širenje pukotina. Ulja visoke viskoznosti imaju veću otpornost protiv mikro rupičenja, jer imaju deblji EHD film i manju sklonost promicanju širenja pukotina. Međutim, viskoznost se mora ograničiti, budući previsoka viskoznost može uzrokovati visoku temperaturu, pretjerani gubitak energije, ili veliku brzinu oksidacije, bez značajnog porasta radne viskoznosti.

Utjecaj aditiva može nadvladati utjecaj viskoznosti. Stoga, povećanje viskoznosti moguće i neće pomoći, ako mikro rupičenje potiču agresivni aditivi.

Čvrsti ostaci maziva koji su mnogo veći od debljine EHD filma mogu ostati zarobljeni između zuba zupčanika zbog kotrljanja. Kada dođu u dodir s zubom, krhotine su podvrgnute izuzetno visokom pritisku. Lomljive krhotine se lome na manje komade, neke čestice se ugrade u zubne površine zupčanika, a drugi manji fragmenti prolaze dodirnim područjem.

Udubljenja izazvana krhkim krhotinama uglavnom su relativno mala, ali duboka s oštrim rubovima. Suprotno tome, obično su udubljenja uzrokovana tvrdim krhotinama relativno velike površine, ali plitka i glatkih rubova. Rubovi udubljenja su glatki i uzdignuti iznad površine zuba tvoreći izbočenja koja ocrtavaju udubljenja.

Udubljenja izazvana krhotinama su zapravo lokalna i izazivaju gubitak debljine EHD sloja dovodeći do pojave koncentracije naprezanja oko rubova udubljenja.

Ciklički kontakti na ovim mjestima stvaraju pritiske, plastične deformacije i zaostala vlačna naprezanja, koja na kraju dovode do mikro rupičenja.

Mnogi su pokusi pokazali da vlažno ulje potiče mikro rupičenje. Mehanizam nije dokazan, ali se smatra da nastaje zbog izlaganja metala vodikom.

Sva maziva su osjetljiva na onečišćenje vodom, ali maziva na bazi estera i mineralna ulja s dodatkom EP aditiva posebno su sklona apsorpciji vode i uglavnom smanjuju otpornost metala na zamor.

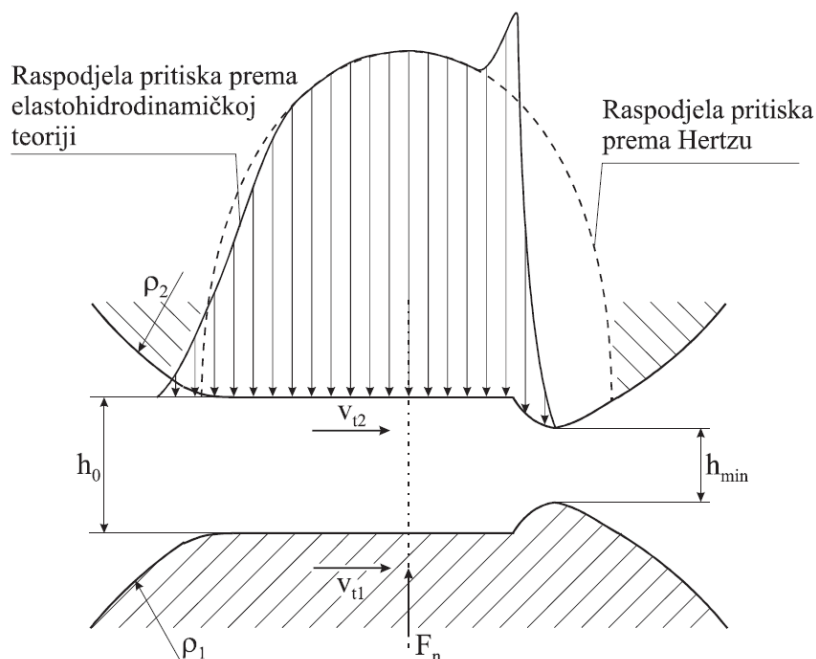
Temperatura zuba zupčanika koji su u toplinskoj ravnoteži utječe na debljinu EHD sloja, kao i na temperaturnu aktivaciju aditiva. Ravnotežna temperatura se uspostavlja uravnoteženjem između topline generirane trenjem i bućanjem, te topline koja se gubi prijelazom (konvekcijom) i provođenjem (kondukcijom). Temperatura zubi zupčanika s velikom brzinom vrtnje može biti znatno veća od temperature ulja koje ih podmazuje.

Otpornost na mikro rupičenje opada s porastom temperature zupčanika. Neki aditivi u ulju mogu s porastom temperature povećati otpornost na mikro rupičenje.

Ovo zapažanje naglašava važnost izvođenje ispitivanja otpornosti na mikro rupičenje na temperaturama relevantnim za pojedine zupčanike brodskih strojeva i industrijske zupčanike.

2.4. ELASTOHIDRODINAMIČKO PODMAZIVANJE

Ovakav poseban oblik hidrodinamičkog podmazivanja kao što je elastohidrodinamičko podmazivanje može se pojaviti između izrazito opterećenih dijelova u dodiru, kao što su kuglični ili valjkasti ležajevi, te mnoge vrste zupčanika. Ako su geometrija i vrsta gibanja pogodni, mazivo može biti zarobljeno u ulaznom području nekog kontakta i biti izloženo vrlo visokim tlakovima, te stlačeno u ograničenom prostoru najopterećenijeg dijela neposrednog dodira. Ti tlakovi imaju dva važna efekta. Značajno povećavaju viskoznost maziva što povećava njihov kapacitet podnošenja opterećenja. U isto vrijeme omogućuju elastičnu deformaciju opterećenih površina na taj način da se poveća površina na koju djeluje opterećenje. Razina podnošljivog opterećenja upravljana je elastičnim i hidrodinamičkim utjecajima, tako da je ova pojava poznata kao elastohidrodinamičko podmazivanje [7].



Slika 4. Oblik uljnog filma i raspodjela pritiska opterećene, elastično deformirane površine dodira, prema elastohidrodinamičkoj teoriji podmazivanja [7]

Debljina uljnog filma određena je odzivom ulja na oblik, temperaturu i brzinu površina na ulazu u područje dodira. Veće opterećenje izaziva veće elastično poravnanje bez značajne promjene geometrije ulaza. Debljina uljnog filma ne ovisi o opterećenju i elastičnim svojstvima zuba zupčanika. Suprotno tome, debljina filma znatno ovisi o brzini i o viskoznosti. Iako se povremeni skokovi temperature pojavljuju u središnjem dijelu, debljina uljnog filma ovisi o uravnoteženoj temperaturi zuba zupčanika.

Središnje područje dodira relativno je dugačak, tanki razmak, koji preuzima većinu opterećenja. Jednom kad dođe u središte, ulje ne može pobjeći jer je viskoznost vrlo visoka, razmak je tanak, a vrijeme dodira izuzetno kratko. U osnovi, zarobljeno ulje protječe kroz područje dodira u obliku čvrste ploče ujednačene debljine. Na izlazu, ulje vraća svoja atmosferska svojstva. Idealno mazivo zupčanika imalo bi visoku viskoznost, visoki koeficijent ovisnosti tlaka o viskoznosti i nizak koeficijent trenja. Visoka viskoznost povećava zagrijavanje zbog trenja ulja na ulazu, što smanjuje viskoznost. Ulja s visokim koeficijentom ovisnosti tlaka o viskoznosti, imaju visok koeficijent trenja.

Iz svega proizlazi kako je mikro rupičenje kao posljedica opisanih pojava predstavlja jedno vrlo ozbiljno stanje, koje bi u izvjesnim slučajevima trebalo obuhvatiti proračunom koji se inače provodi za određivanje čvrstoće i sigurnosti zupčanih parova.

3. PROGRAM ZA IZRAČUN FAKTORA SIGURNOSTI PROTIV MIKRO RUPICENJA

Pri izradi programa za računanje faktora sigurnosti protiv mikro rupičenja se krenulo od postojećeg ranije razvijenog MS Excel VBA programa koji računa sigurnost u korijenu i sigurnost u bokovima prema važećem IACS UR M56 i faktore opterećenja prema normi ISO 6336-1, opisanog u literaturi [10] i [11]. Analitički izrazi i izračuni potrebni za proračun koeficijenta sigurnosti u odnosu na mikro rupičenje su izrađeni s pomoću Visual Basica za Excel.

Visual Basic je programski jezik koji se temelji na najpopularnijem programskom jeziku BASICu, ali ga svojim poboljšanim i proširenim mogućnostima, te novom koncepcijom s grafičkim sučeljem daleko nadilazi. Excel sadrži posebnu verziju Visual Basica koju je njegov proizvođač Microsoft nazvao Visual Basic for Applications – VBA (Visual Basic za aplikacije). VBA kôd se u Excelu nalazi unutar tzv. VBA makroa. Za izradu makro programa nije potrebno predznanje o programiranju, te se oni već prema potrebi mogu vrlo jednostavno kreirati snimanjem niza aktivnosti korisnika u samom Excelu, pri čemu Excel automatski generira Visual Basic kôd.

U tehničkoj specifikaciji ISO/TS 6336-22 su prikazani primjeri za računanje faktora sigurnosti (S_λ) protiv mikro rupičenja. Proračuni su provedeni primjenom metode B, a naknadna provjera je izvršena koristeći metodu A. U primjerima je izračunat koeficijent sigurnosti u usporedbi s dopuštenom specifičnom debljinom uljnog filma λ_{GFP} , koji je određen rezultatima ispitivanja prema FZG-FVA programu ispitivanja (procedura za određivanje otpornosti na mikro rupičenje korištenjem različitih maziva). Prilikom izračuna FZG-FVA ispitivanjem korištene su srednje vrijednosti i standardni uvjeti ispitivanja za sljedeće vrijednosti $K_{H\beta}$ faktora razdiobe opterećenja po bokovima zuba i K_V faktor dinamičkog opterećenja: $K_{H\beta} = 1,10$ i $K_V = 1,05$.

3.1. TEMELJNI ANALITIČKI IZRAZI

Izračunavanje naprezanja zupčanika u odnosu na mikro rupičenje temelji se na lokalnoj specifičnoj debljini uljnog filma, $\lambda_{GF,Y}$, u području dodira i dozvoljenoj specifičnoj debljini uljnog filma, λ_{GFP} . Pretpostavlja se da dolazi do mikro rupičenja kada je najmanja specifična

debljina filma, $\lambda_{GF, \min}$, niža od odgovarajuće kritične vrijednosti, λ_{GFP} . Obje vrijednosti, $\lambda_{GF, \min}$ i λ_{GFP} , izračunavaju se odvojeno za mali i veliki zupčanik u području dodira. Određivanje minimalne specifične debljine uljnog filma i dopuštene specifične debljine uljnog filma se temelji na radnim parametrima.

Navedeni izrazi se primjenjuju se pogonske kao i na gonjene cilindrične zupčanike sa zubnim profilima u skladu s osnovnim profilom ozubnice prema normi ISO 53. Također su primjenjive za zube povezane s drugim osnovnim profilom ozubnice gdje je stupanj prekrivanja virtualnih zupčanika (ε_{an}) manji od 2,5.

Temperatura sklopa se utvrđuje za stacionarno stanje, tj. za prijenosnik u toplinskoj ravnoteži. Postoji nekoliko izvora topline u reduktoru, od kojih su najvažniji trenje zuba i ležajeva. Ostali izvori topline, koju generiraju brtve i protok ulja, doprinose u određenoj mjeri. Pri brzinama na diobenom promjeru preko 80 m/s, toplina zbog bućkanja i gubici uslijed nastrujavanja zraka mogu postati značajni i treba ih uzeti u obzir. Toplina se prenosi u okolinu putem kućišta reduktora provođenjem (kondukcijom), prijelazom (konvekcijom) i zračenjem (radijacijom), te se kod optočno podmazivanja zupčanika sapnica toplina predaje u vanjskom izmjenjivaču topline.

Opadanjem brzine na diobenom promjeru smanjuje se debljina uljnog filma, h , a samim tim i faktor sigurnosti protiv mikro rupičenja, S_{λ} . Pri malim brzinama, trošenje može postati dominantan mehanizam. To je uočeno u eksperimentalnim istraživanjima s debljinom uljnog filma na kinematskom polu $hc \leq 0,1 \mu\text{m}$. Za takve primjene, eksperimentalna ispitivanja prema Metodi A ili Metodi B trebaju se provoditi za debljine uljnog filma u radnim uvjetima, kako bi se utvrdilo je li mikro rupičenje i dalje glavni mehanizam trošenja.

Usporedbom minimalne specifične debljine uljnog filma s odgovarajućom graničnom vrijednošću dobivenim iz zupčanika u pogonu ili određenih ispitivanja zupčanika može se odrediti otpornost na mikro rupičenje. Ova usporedba izražena je koeficijentom sigurnosti, S_{λ} , koji mora biti jednak ili veći od minimalnog koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja $S_{\lambda, \min}$. Mikro rupičenje se uglavnom događa u područjima negativnog specifičnog klizanja. Negativno specifično klizanje se odvija između točke A i C na pogonskom zupčaniku i između točaka C i E na gonjenom zupčaniku (slika 5). Uzimajući u obzir utjecaj ulja, hrapavosti površine, geometriju zupčanika i radne uvjete, specifična debljina uljnog filma $\lambda_{GF, Y}$ se može izračunati za bilo koju točku u području dodira.

3.2. KOEFICIJENT SIGURNOSTI PROTIV MIKRO RUPICENJA

Koeficijent sigurnosti protiv mikro rupičenja se određuje prema izrazu:

$$S_{\lambda} = \frac{\lambda_{GF,min}}{\lambda_{GFP}} = S_{\lambda,min}$$

gdje je:

$\lambda_{GF,min}$ – najmanja specifična debljina filma maziva u području dodira,

λ_{GFP} – dopuštena specifična debljina filma maziva,

$\lambda_{GF,Y}$ – lokalna specifična debljina filma maziva,

$S_{\lambda,min}$ – najmanji zahtijevani faktor sigurnosti.

Minimalna specifična debljina sloja maziva se određuje iz svih izračunatih lokalnih specifičnih debljina sloja maziva $\lambda_{GF,Y}$ prema formuli:

$$\lambda_{GF,Y} = \frac{h_y}{Ra}$$

gdje je:

$$Ra = 0,5 \cdot (Ra_1 + Ra_2)$$

$$h_y = 1600 \cdot \rho_{n,Y} \cdot G_M^{0,6} \cdot U_Y^{0,7} \cdot W_Y^{-0,13} \cdot S_{GF,Y}^{0,22}$$

Ra – srednja visina površinskih neravnina, μm ,

Ra_1 – srednja visina površinskih neravnina malog zupčanika (ISO 6336-2), μm ,

Ra_2 – srednja visina površinskih neravnina velikog zupčanika (ISO 6336-2), μm ,

h_y – lokalna debljina sloja maziva, μm ,

$\rho_{n,Y}$ – normalni polumjer relativne zakrivljenosti u točki Y, mm,

G_M – parametar materijala,

U_Y – lokalni parametar brzine,

W_Y – lokalni parametar naprezanja,

$S_{GF,Y}$ – lokalni parametar klizanja,

Lokalna debljina sloja maziva se u slučaju izračuna Metodom B treba računati u 7 lokalnih točaka (Y) [1]. Metoda B uključuje pretpostavku da se lokalna specifična debljina maziva određuje na boku zuba u području negativnog klizanja. Pojednostavljeno, računanje lokalne specifične debljine filma maziva je ograničeno na slijedeće točke područja dodira:

- A – ulaz u zahvat,
- B – početak jednostrukog zahvata,
- AB – područje dvostrukog zahvata,
- C – kinematski pol,
- D – završetak jednostrukog zahvata,
- DE – područje dvostrukog zahvata,
- E – izlaz iz zahvata.

Nadalje, postoje dva različita slučaja za proračun:

- Slučaj 1: bez modifikacija bokova zuba,
- Slučaj 2: provedene modifikacije bokova zuba.

Metoda je validirana provođenjem pažljivih komparativnih studija dobro dokumentiranih podataka i brojeva o ispitnim zupčanicima primjenjivim na tip, kvalitetu i proizvodnju opreme o kojoj se radi. Dozvoljena specifična debljina filma maziva, λ_{GFP} , izračunava se iz kritične specifične debljine filma maziva, λ_{GFT} , što je rezultat bilo koje standardizirane metode ispitivanja koja se primjenjuje za procjenu maziva ili materijala u odnosu na mikro rupičenje s pomoću definiranih ispitnih zupčanika u određenim uvjetima ispitivanja. λ_{GFT} je funkcija temperature, viskoznosti ulja, baznog ulja i kemijskog sastava aditiva, a može se izračunati u dodirnoj točki definiranih ispitnih zupčanika, gdje se mora pronaći minimalna specifična debljina sloja maziva i za uvjete u kojima je dosegnuta granica pojave mikro rupičenja u standardiziranom postupku ispitivanja. Ispitni zupčanci kao i uvjeti ispitivanja (na primjer, temperatura ispitivanja) moraju biti primjereni stvarnima.

Za utvrđivanje podataka može se koristiti bilo koji standardizirani postupak ispitivanja. Ako određeni postupak ispitivanja nije dostupan ili nije potreban, trenutno je na raspolaganju niz međunarodno dostupnih standardiziranih ispitnih metoda za ocjenu performansi zupčanika, maziva i materijala. Neki široko korišteni postupci ispitivanja su FVA-FZG test, Flender test, te BGA-DU test. Na nosivost u odnosu na mikro rupičenje znatno utječu aditivi, često više nego viskoznost. Kako djelotvornost aditiva značajno ovisi o temperaturi,

preporučuje se ispitivanje ulja na temperaturi korištenoj u aplikaciji, tj. u rasponu od približno $\pm 15^{\circ}\text{C}$. Ako je razlika veća, potrebno je izvršiti posebno ispitivanje ili uvesti dodatnu sigurnosnu marginu, koja se razmatra i dogovara između kupca i proizvođača. Ispitivanja mikro rupičenja normalno se provode pri specifičnim temperaturama ubrizgavanja ulja. Dozvoljena specifična debljina sloja maziva, λ_{GFP} , se treba odrediti na temelju eksperimentalnih ispitivanja ili iskustva. Ako takvi podaci ili iskustva nisu dostupni, neki generalizirani podaci nalaze se u pojedinim normama i specifikacijama.

3.4. PREPORUČENI NAJMANJI KOEFICIJENT SIGURNOSTI PROTIV MIKRO RUPICHENJA

Za danu primjenu, odgovarajuća nosivost u odnosu na mikro rupičenje se dokazuje izračunatom vrijednošću koeficijenta sigurnosti S_{λ} , koja mora biti veća ili jednaka vrijednosti $S_{\lambda, \text{min}}$. Mikro rupičenje se može zaustaviti nakon određenog broja radnih ciklusa ili može preći u uobičajeno, tj. makro rupičenje. Iako postoje kriteriji za definiranje oštećenja uslijed mikro rupičenja, za ispitivanje maziva ne postoje univerzalno primjenjivi kriteriji koji bi mogli definirati kad točno mikro rupičenje šteti. Određuju se minimalne vrijednosti za koeficijent sigurnosti, koji je definiran kao omjer izračunate minimalne specifične debljine sloja maziva i dopuštene specifične debljine sloja maziva. Prikladna vjerojatnost oštećenja i odgovarajući sigurnosni faktor moraju se pažljivo odabrati kako bi se zadovoljila tražena pouzdanost i opravdali troškovi. Ovisno o pouzdanosti pretpostavki na kojima se temelje proračuni (primjerice pretpostavke opterećenja) i prema zahtjevima pouzdanosti, odabire se odgovarajući koeficijent sigurnosti. Ako se zupčanici proizvode prema specifikaciji ili zahtjevu, u kojem dobavljač zupčanika treba osigurati zupčanike ili sastavljene pogonske zupčanike koji imaju određene izračunate kapacitete u skladu s tehničkom specifikacijom ISO/TS 6336-22:2018, vrijednost sigurnosnog faktora protiv mikro rupičenja međusobno ugovaraju dobavljač i naručitelj. Uz spomenute opće zahtjeve i posebne zahtjeve za specifičnu debljinu sloja maziva, koeficijent sigurnosti se odabire nakon pomnog razmatranja slijedećih utjecaja:

- Ako je primjena kritična, ima stroge zahtjeve za bukom ili je osjetljiva na krhotine u mazivu, mikro rupičenje se smije tolerirati. Promjene profila zuba zupčanika trebaju biti modelirane s pomoću 3D kontaktne analize. Hrapavost bokova treba

se kontrolirati tako da zbroj kontaktnih razlika bude znatno ispod debljine sloja ulja. Konzervativni dizajn odgovara većem koeficijentu sigurnosti.

- Ako se performanse zupčanika mogu točno ocijeniti ispitivanjem stvarne jedinice u stvarnim uvjetima opterećenja, mogu se dopustiti niži koeficijent sigurnosti i ekonomičniji proizvodni postupci.
- Ako postoje varijacije u: proizvodnim procesima, posebno razlike u geometriji zupčanika i teksturi površine zbog proizvodnih tolerancija, varijacije poravnanja ili odstupanja u materijalu zbog kemijskih svojstava procesa, čistoći i mikrostrukture (kvaliteta materijala i toplinska obrada), možda će biti potreban veći koeficijent sigurnosti.
- Ako nije specifično određena primjena zupčanika, zbog toga što je opterećenje ili odziv sustava na vibracije dobiven procjenom umjesto mjerenjima, treba koristiti veći koeficijent sigurnosti .
- Ako postoje razlike u podmazivanju i održavanju pogonskog zupčanika tijekom radnog vijeka zupčanika, treba koristiti veći koeficijent sigurnosti .
- Općenito u industrijskoj primjeni, može se tolerirati određeni stupanj mikro rupičenja sve dok ne napreduje naglo. Ako se opaža mikro rupičenje, treba ga zabilježiti i redovito provjeravati ima li promjena. Mazivo se također može češće mijenjati, filtrirati radi uklanjanja čestica ili se može upotrijebiti neko drugo mazivo s većom otpornošću na mikro rupičenje. U ovom slučaju, niži koeficijent sigurnosti može biti prihvatljiv i mikro rupičenje se ne razmatra kao mehanizam kvara.

3.5. DEFINIRANJE DODIRNE TOČKE Y

Dodirna točka Y nalazi se između SAP (točka A-ulaz u zahvat) i EAP (točka E-izlaz iz zahvata) na putanji područja dodira. Opisuje stvarnu dodirnu točku između malog i velikog zupčanika u određenom položaju, g_Y . Prema Metodi B, proračun se vrši za sljedeće točke dodira pomoću formula:

$$\mathbf{A} \quad g_Y = g_A = 0$$

$$\mathbf{AB} \quad g_Y = g_{AB} = (g_\alpha - p_{et})/2$$

$$\mathbf{B} \quad g_Y = g_B = g_\alpha - p_{et}$$

$p_{H,Y,B}$ – lokalno nominalno Hertzovo dodirno naprezanje, N/mm^2

K_V – faktor unutarnjeg dinamičkog opterećenja,

$K_{H\alpha}$ – faktor uzdužne razdiobe opterećenja za bokove zuba,

$K_{H\beta}$ – faktor poprečne razdiobe opterećenja za bokove zuba,

K_A – faktor vanjskog opterećenja,

K_Y – faktor opterećenja zubi u zahvatu.

Lokalno nazivno Hertzovo dodirno naprezanje, $P_{H,Y,B}$, se koristi za određivanje lokalnog Hertzovog dodirnog naprežanja, $p_{dyn,Y,B}$. Kako bi se utjecaj različitih modifikacija profila uzeo u obzir, uveden je faktor podjele opterećenja, X_Y . Za proračun lokalnog nazivnog Hertzovog dodirnog naprežanja koristi se lokalni nazivni polumjer relativne zakrivljenosti:

$$p_{H,Y,B} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot X_Y}{b \cdot \rho_{n,Y} \cdot \cos \alpha_t}}$$

gdje je:

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_r}{2 \cdot \pi}} - \text{faktor elastičnosti, } (\text{N/mm}^2)^{0,5}$$

b – širina zupčanika, mm

F_t – obodna sila na zupčaniku, N,

X_Y – faktor raspodjele opterećenja,

E_r – smanjeni modul elastičnosti, N/mm^2

α_t – čelni kut zahvatne linije, °

β_b – kut boka na temeljnoj kružnici, °

$\rho_{n,Y}$ – lokalni normalni polumjer relativne zakrivljenosti, mm.

3.7. ODREĐIVANJE PARAMETARA MATERIJALA

Parametar materijala, G_M , uzima u obzir utjecaj smanjenog modula elastičnosti, E_r i koeficijenta ovisnosti viskoznosti o tlaku kod maziva na temperaturi, $\alpha_{\Theta,M}$:

$$G_M = 10^6 \cdot E_r \cdot \alpha_{\Theta M}$$

gdje je:

E_r – smanjeni modul elastičnosti

$\alpha_{\Theta,M}$ – koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku

Za par zupčanika od različitog materijala i modula elastičnosti, E_1 i E_2 , smanjeni modul elastičnosti, E_r , može se odrediti prema izrazu:

$$E_r = 2 \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$$

Za par zupčanika istog materijala $E = E_1 = E_2$, može se koristiti izraz:

$$E_r = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

Gdje je:

E_1 – modul elastičnosti malog zupčanika (za čelik: $E = 2,06 \cdot 10^5$ N/mm²),

E_2 – modul elastičnosti velikoga zupčanika (za čelik: $E = 2,06 \cdot 10^5$ N/mm²),

ν_1 – Poissonov koeficijent za mali zupčanik (za čelik: $\nu = 0,3$),

ν_2 – Poissonov koeficijent za veliki zupčanik (za čelik: $\nu = 0,3$).

3.8. ODREĐIVANJE PARAMETARA MAZIVA

Koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku na temperaturi sklopa, $\alpha_{\theta M}$ predstavlja najbitniji parametar maziva. Ukoliko za pojedino mazivo nije dostupan koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku na temperaturi sklopa, $\alpha_{\theta M}$, on se može aproksimirati prema izrazu [3]:

$$\alpha_{\theta M} = \alpha_{38} \cdot \left[1 + 516 \cdot \left(\frac{1}{\theta_M + 273} - \frac{1}{311} \right) \right]$$

gdje je:

α_{38} – koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku pri temperaturi od 38°C

θ_M – temperatura sklopa, °C.

Ukoliko nisu dostupne vrijednosti za α_{38} , one se mogu aproksimirati (u ovom slučaju za mineralna ulja) prema izrazu:

$$\alpha_{\theta M} = 2,657 \cdot 10^{-8} \cdot \eta_{38}^{0,1348}$$

Dinamički viskozitet pri temperaturi sklopa, $\eta_{\theta M}$, se računa prema izrazu:

$$\eta_{\theta M} = 10^{-6} \cdot \nu_{\theta M} \cdot \rho_{\theta M}$$

gdje je:

$\nu_{\theta M}$ – kinematski viskozitet maziva pri temperaturi sklopa, mm²/s

$\rho_{\theta M}$ – gustoća maziva pri temperaturi sklopa, kg/m³.

Kinematski viskozitet pri temperaturi sklopa se računa pomoću kinematskog viskoziteta pri 40°C, ν_{40} , i kinematskog viskoziteta pri 100°C, ν_{100} , prema sljedećim izrazima. Ekstrapolacija za temperature iznad 140°C treba se potvrditi mjerenjem.

$$\log[\log(\nu_{\theta M} + 0,7)] = A \cdot \log(\theta_M + 273) + B$$

$$A = \frac{\log [\log (v_{40} + 0,7) / \log (v_{100} + 0,7)]}{\log (313 / 373)}$$

$$B = \log [\log (v_{40} + 0,7)] - A \log (313)$$

gdje je:

θ_M – temperatura sklopa, °C,

v_{40} – kinematski viskozitet maziva pri 40°C, mm²/s,

v_{100} – kinematski viskozitet maziva pri 100°C, mm²/s.

Ukoliko gustoća maziva pri temperaturi sklopa, ρ_{θ_M} , nije dostupna, može se aproksimirati na temelju gustoće maziva pri 15 °C prema formuli:

$$\rho_{\theta_M} = \rho_{15} \cdot \left[1 - 0,7 \cdot \frac{\theta_M - 15}{\rho_{15}} \right]$$

gdje je:

ρ_{15} – gustoća maziva pri 15°C, kg/m³,

θ_M – temperatura sklopa, °C.

3.9. LOKALNI PARAMETAR KLIZANJA

Lokalni parametar klizanja, $S_{GF, Y}$, objašnjava utjecaj lokalnog klizanja na lokalnu temperaturu. Ova temperatura utječe i na lokalni koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku i na lokalnu dinamički viskozitet, a samim tim i na lokalnu debljinu filma maziva. Lokalna dodirna temperatura, $\theta_{B, Y}$, zbroj je lokalnog plamišta, $\theta_{fl, Y}$, i temperature sklopa, θ_M .

$$S_{GF, Y} = \frac{\alpha_{\theta_{B, Y}} \cdot \eta_{\theta_{B, Y}}}{\alpha_{\theta_M} \cdot \eta_{\theta_M}}$$

gdje je:

$\alpha_{\theta_{B, Y}}$ – koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku pri dodirnoj temperaturi,

$\eta_{\theta_{B, Y}}$ – dinamički viskozitet pri lokalnoj dodirnoj temperaturi,

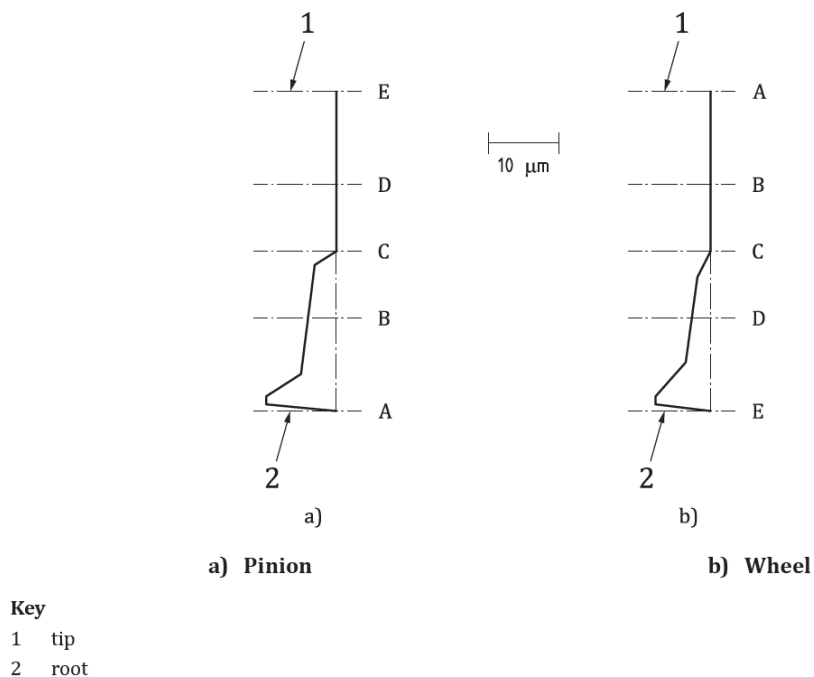
α_{θ_M} – koeficijent ovisnosti viskoznosti o tlaku pri temperaturi sklopa,

η_{θ_M} – dinamički viskozitet pri temperaturi sklopa.

4. PRORAČUN NA TEMELJU PRIMJERA IZ STANDARDA I REZULTATI

4.1. PRIMJER IZ TEHNIČKE SPECIFIKACIJE

Primjer 1 je korišten za razvoj računalnog programa i njegovo ispitivanja u ovom radu. Na temelju ulaznih podataka za zupčani par (čelnici s ravnim zubima) je izrađen programski modul za izračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja. U tehničkoj se specifikaciji navodi kako su rezultati proračuna u primjeru su provjereni eksperimentalno. Pokusni zupčani par je bio očigledno oštećen mikro rupičenjem, te je imao oštećenja površine veličine 8-10 μm . Na slici 6 je prikazan dijagram devijacija površine i ozbiljnost oštećenja nastalih mikro rupičenjem. Brojem 1 je označen vrh zuba, a brojem 2 korijen zuba zupčanika.



Slika 6. Dijagram devijacija profila malog i velikog zupčanika za primjer 1 [3]

Unošenjem ulaznih veličina u postojeći MS Excel VBA program koji računa sigurnost u korijenu i sigurnost u bokovima prema važećem IACS UR M56 i faktore opterećenja prema normi ISO 6336-1, pristupilo se izradi modula za računanje faktora sigurnosti protiv mikro rupičenja. Modul je uspješno izrađen, što potvrđuje dobiveni koeficijent sigurnosti protiv mikro rupičenja. U tablici 1 su prikazani ulazni podatci za primjer 1.

Tablica 1. Ulazni podatci za primjer 1

	Oznaka	Opis	Mjerna jedinica	kombinirano	
				mali	veliki
Geometrija	z	broj zubi	-	18	18
	-	pogonski zupčanik	-	da	ne
	m_n	modul zupčanika	mm	10,93	
	α_n	kut zahvatne linije	°	20	
	β	kut nagiba boka	°	0	
	b	širina zupčanika	mm	21,4	
	a	osni razmak	mm	200	
	x	faktor pomaka	-	0,158	0,158
	d_g	tjemeni promjer zupčanika	mm	221,4	221,4
	-	modifikacije bokova zuba		nema modifikacija	
	A	klasa tolerancije kvalitete ozubljenja prema ISO normama		5	5
	R_a	srednja visina površinskih neravnina		0,9	0,9
	Materijal	-	materijal	-	Eh
E		modul elastičnosti	N/mm ²	206000	206000
ν		Poissonov koeficijent	-	0,3	0,3
λ_m		specifična toplinska vodljivost	W/(m*K)	45	45
c_M		specifični toplinski kapacitet	J/(kg*K)	440	440
ρ_M		gustoća	kg/m ³	7800	7800
WW		faktor materijala prema ISO/TS 6336-22:2018 , tablica A.1	-	1	
Primjena	K_A	faktor vanjskog opterećenja	-	1	
	K_V	faktor unutarnjeg dinamičkog opterećenja	-	1,15	
	K_λ	faktor opterećenja zubi u zahvatu	-	1	
	$K_{H\alpha}$	faktor uzdužne razdiobe opterećenja za bokove zuba	-	1	
	$K_{H\beta}$	faktor poprečne razdiobe opterećenja za bokove zuba	-	1,1	
Opterećenje	T_1	moment sile na pogonskom zupčaniku	Nm	1878	
	n_1	brzina vrtnje pogonskog zupčanika	min ⁻¹	3000	-
Mazivo	θ_{oil}	ulazna temperatura ulja	°C	90	
	ν_{40}	kinematski viskozitet pri 40 °C	mm ² /s	210	
	ν_{100}	kinematski viskozitet pri 100 °C	mm ² /s	18,5	
	ρ_{15}	gustoća maziva pri 15 °C	kg/m ³	895	
	-	vrsta ulja	-	mineralno ulje	
	-	opterećenje koje izaziva otkazivanje na ispitnoj temperaturi	-	SKS 8	
	Λ_{GFP}	dopuštena debljina uljnog filma	-	0,211	

Na slikama 7-14 su prikazani proračuni u MS Excelu za: geometriju zupčanika, devijacije i tolerancije, čvrstoću, otpornost površine zuba na rupičenje, čvrstoću u korijenu zuba, faktora poprečne razdiobe opterećenja i koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja za primjer 1.

UNIVERSITY OF SPLIT - FACULTY OF MARITIME STUDIES				
CYLINDRICAL GEARS - GEOMETRY, LOAD CAPACITY AND MICROPITTING CALCULATION				
in accordance with IACS UR M56 Rev. 3 (Oct, 2015) and ISO/TS 6336-22:2018				
Program: S10CylGears_IACS.xlsm		Authors: N.Vulić / D.Mrsić / T. Vojković / M.Vulić		
		ver. 4.0 (15 OCT 2019)		
Gear pair:	ISO/TR 6336-31:2018, Example 1	Job id.:	M.Eng. thesis	
Normal pressure angle at reference cylinder	$\alpha_n =$	20 °		
Helix angle at reference cylinder	$\beta =$	0 °		
Normal module	$m_n =$	10,93 mm		
Centre distance	$a =$	200 mm		
<i>Note:</i> for internal gear pair, center distance a and number of teeth z_2 shall be input as negative values				
		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>	
Number of teeth	$z_1 =$	18	$z_2 =$	18
	(external toothing)		(external toothing)	
Face width of gears	$b_1 =$	21,4 mm	$b_2 =$	21,4 mm
Transverse pressure angle at reference cylinder	$\alpha_t =$	20,000 °		
Transverse pressure angle at working pitch cylinder	$\alpha_w =$	22,426 °		
Helix angle at base cylinder	$\beta_b =$	0,000 °		
Transverse module	$m_t =$	10,930 mm		
Sum of radii at reference circle	$a_d =$	196,74 mm		
Gear ratio	$u =$	1,0000		
Sum of addendum modification coefficients, Σx	$x_1 + x_2 =$	0,3159		
Tip shortening factor	$k =$	-0,0177		
Common facewidth of gear pair at reference cylinder	$b =$	21,4 mm		
Double helical gears:		no		
		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>	
Virtual number of teeth	$z_{n1} =$	18,000	$z_{n2} =$	18,000
Reference diameter	$d_1 =$	196,74 mm	$d_2 =$	196,74 mm
Working diameter	$d_{w1} =$	200,00 mm	$d_{w2} =$	200,00 mm
Base diameter	$d_{b1} =$	184,88 mm	$d_{b2} =$	184,88 mm
To finish the gear design, addendum modification coefficient of pinion has been selected and input				
			recom. x_1	recom. x_2
Chosen addendum modification coefficient	x_1 or $x_2 =$	0,158	0,258	0,058
Addendum of the standard basic rack tooth profile	$h_{ap}/m_n =$	0,9877492		
Dedendum of the standard basic rack tooth profile	$h_{fp}/m_n =$	1,25		
Tip clearance	$c_p/m_n =$	0,25		Internal toothing cutter
Basic rack fillet root radius (ISO 53:1998)	$\rho_{fn}/m_n =$	0,380	$z_0 =$	
Residual undercut	$S_{pr}/m_n =$	0	$x_0 =$	
		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>	
Addendum modification (profile shift)	$x_1 =$	0,158000	$x_2 =$	0,157923
Addendum of cylindrical gear	$h_{a1} =$	12,33 mm	$h_{a2} =$	12,33 mm
Dendum of cylindrical gear	$h_{f1} =$	11,94 mm	$h_{f2} =$	11,94 mm
Tip diameter	$d_{a1} =$	221,40 mm	$d_{a2} =$	221,40 mm
Root diameter	$d_{f1} =$	172,87 mm	$d_{f2} =$	172,87 mm
Transverse contact ratio	$\epsilon_\alpha =$	1,4107		
Overlap ratio	$\epsilon_\beta =$	0,0000		
Total contact ratio	$\epsilon_\gamma =$	1,4107		

Slika 7. Geometrija zupčanika i rezultati

DEVIATIONS, TOLERANCES AND VALUES FOR TECHNICAL CONTROL

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
ISO accuracy grades (3-8)	$Q_{ISO1} = 7$	$Q_{ISO2} = 7$
Standard ISO 1328-1:2013		
	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Single pitch tolerance	$f_{pT1} = 19,1 \mu\text{m}$	$f_{pT2} = 19,1 \mu\text{m}$
Cumulative pitch (index) tolerance, total	$F_{pT1} = 55,5 \mu\text{m}$	$F_{pT2} = 55,5 \mu\text{m}$
Profile tolerances		
Profile slope tolerance	$f_{HaT1} = 17,1 \mu\text{m}$	$f_{HaT2} = 17,1 \mu\text{m}$
Profile form tolerance	$f_{FaT1} = 22,0 \mu\text{m}$	$f_{FaT2} = 22,0 \mu\text{m}$
Profile tolerance, total	$F_{aT1} = 27,9 \mu\text{m}$	$F_{aT2} = 27,9 \mu\text{m}$
Helix tolerances		
Helix slope tolerance	$f_{H\beta T1} = 12,6 \mu\text{m}$	$f_{H\beta T2} = 12,6 \mu\text{m}$
Helix form tolerance	$f_{f\beta T1} = 14,1 \mu\text{m}$	$f_{f\beta T2} = 14,1 \mu\text{m}$
Helix tolerance, total	$F_{\beta T1} = 19,0 \mu\text{m}$	$F_{\beta T2} = 19,0 \mu\text{m}$
Standard ISO 1328-1:1995 (obsolete)	calculation approach: range based	
Relevant values for the calculation		
Reference diameter	$d_{ISO1} = 187,08 \text{ mm}$	$d_{ISO2} = 187,08 \text{ mm}$
Module	$m_{ISO1} = 12,65 \text{ mm}$	$m_{ISO2} = 12,65 \text{ mm}$
Facewidth	$b_{ISO1} = 28,28 \text{ mm}$	$b_{ISO2} = 28,28 \text{ mm}$
Single pitch deviation	$f_{p1} = 9,4 \mu\text{m}$	$f_{p2} = 9,4 \mu\text{m}$
Total cumulative pitch deviation	$F_{p1} = 27,9 \mu\text{m}$	$F_{p2} = 27,9 \mu\text{m}$
Profile slope deviation	$f_{Ha1} = 9,5 \mu\text{m}$	$f_{Ha2} = 9,5 \mu\text{m}$
Profile form deviation	$f_{fa1} = 11,7 \mu\text{m}$	$f_{fa2} = 11,7 \mu\text{m}$
Total profile deviation	$F_{a1} = 15,1 \mu\text{m}$	$F_{a2} = 15,1 \mu\text{m}$
Helix slope deviation	$f_{H\beta 1} = 6,4 \mu\text{m}$	$f_{H\beta 2} = 6,4 \mu\text{m}$
Helix form deviation	$f_{f\beta 1} = 6,4 \mu\text{m}$	$f_{f\beta 2} = 6,4 \mu\text{m}$
Total helix deviation	$F_{\beta 1} = 13,2 \mu\text{m}$	$F_{\beta 2} = 13,2 \mu\text{m}$

Slika 8. Devijacije i tolerancije

INPUT DATA FOR STRENGTH CALCULATIONS OF CYLINDRICAL GEARS

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application (main propulsion gears- 1 , auxiliary gears- 2 , min. safety- 0)	0	
Contact pattern (imperfect / favourable / ideal)	imperfect	
Helix modification (none - 1 , central crowning with $C_\beta=0,5f_{ma}$ - 2 , central crowning $C_\beta=0,5(f_{ma}+f_{sh})$ - 3 , helix correction only - 4 , helix correction plus central crowning - 5 , end relief - 6)	1 (ISO 6336-1, Table 8)	
Lubricating oil kinem. viscosity at temperature $t=$	40 °C	$v=$ 210 mm ² /s
	100 °C	$v=$ 18,5 mm ² /s
Initial tip relief (before running-in)	$C_s=$ 70 μm	
Surface roughness (approximate relation $R_z=6R_a$)	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
... of tooth flank	$R_{zH1}=$ 5,4 μm	$R_{zH2}=$ 5,4 μm
... of tooth fillet	$R_{zF1}=$ 5,4 μm	$R_{zF2}=$ 5,4 μm

Gear material types (material; abbreviation; surface hardness)

1 - case hardened steel; Eh; 660-800 HV	5 - alloyed through hardened steel; V; 200-360 HV
2 - nitriding steel, nitrided; NT(nitr.); 650-900 HV	6 - carbon through hardened steel; V; 135-210 HV
3 - through hardening steel, nitrided; NV(nitr.); 450-650 HV	7 - normalized low carbon steel; St; 110-210 HB
4 - flame or induction hardened steel; IF; 500-615 HV	8 - cast steel; St (cast); 140-210 HB

Gear material properties

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
	Eh - MQ	Eh - MQ
Specific density	$\rho_1=$ 7800 kg/m ³	$\rho_2=$ 7800 kg/m ³
Gear material type	$Mat_1=$ 1	$Mat_2=$ 1
Tensile strength of gear material	$R_{m1}=$ 1000 N/mm ²	$R_{m2}=$ 1000 N/mm ²
Yield strength of gear material	$R_{e1}=$ 500 N/mm ²	$R_{e2}=$ 500 N/mm ²
Surface hardness	$H_{S1}=$ 60 HRc	$H_{S2}=$ 60 HRc
Endurance limit for contact stress*	$\sigma_{Hlim1}=$	$\sigma_{Hlim2}=$
Tooth root endurance limit, $\sigma_{FE}=Y_{ST} \sigma_{Hlim}^*$	$\sigma_{Flim1}=$	$\sigma_{Flim2}=$

*) if blank or zero, calculated according to ISO 6336-5:2016

Rim thickness (zero for no rim, i.e. solid gears)	$s_{R1}=$ 0 mm	$s_{R2}=$ 0 mm
Design factor (in general- 1 ; part load reversed- 0,9 ; idler gears- 0,7)	$Y_{d1}=$ 1	$Y_{d2}=$ 1

Max. continuous power transmitted by gear set	$P=$ 589,9911 kW
Rotational speed of pinion	$n_1=$ 3000 rpm
Required life (in hours)	$L_h=$ 50000 h

Application factor	$K_A=$ 1
Load sharing factor (number of planetary gears is up to 3)	$K_V=$ 1,0

CALCULATED DYNAMIC VALUES

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Rotational speed of wheel		$n_2=$ 3.000,000 rpm
Torque, in way of	$T_1=$ 1,878 kNm	$T_2=$ 1,878 kNm
Loading on reference diameter		
Tangential load	$F_t=$ 19,091 kN	
Radial load	$F_r=$ 6,949 kN	
Axial load	$F_a=$ 0,000 kN	
Linear velocity at pitch diameter	$v=$ 30,904 m/s	

Slika 9. Proračun čvrstoće

SURFACE DURABILITY (PITTING)

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application factor	$K_A =$	1,000		
Load sharing factor	$K_V =$	1,000		
Tolerances and deviations calculation standard	ISO 1328-1:	2013		
Mesh misalignment	$f_{ma} =$	17,9 μm		
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Base pitch tolerance (deviation)	$f_{pb1} =$	18,0 μm	$f_{pb2} =$	18,0 μm
Profile form tolerance (deviation)	$f_{fa1} =$	22,0 μm	$f_{fa2} =$	22,0 μm
Internal dynamic factor ...				
... in accordance with ISO 6336-1, Method B	$K_{v,B} =$	1,147		
... in accordance with ISO 6336-1, Method C	$K_{v,C} =$	1,129 (conditions satisfied)		
... value actually taken further on: Method B	$K_v =$	1,147		
Pinion shaft arrangement (ISO 6336-1, Figure 13)	Case =	1 (see the last sheet)		
... bearing span	$l =$	125 mm		
... bearing span offset	$s =$	0 mm		
External diameter of pinion shaft	$d_{ext} =$	100 mm		
Face load distribution factor	$K_{H\beta} =$	1,100 (ISO 6336-1, Method C)		
Transverse load factor for contact stress	$K_{H\alpha} =$	1,000 (ISO 6336-1, Method B)		
Overall load factor, surface	$K_H = K_A K_V K_{v,B} K_{v,C} K_{H\alpha} K_{H\beta} =$	1,261		
Zone factor	$Z_H =$	2,343		
Material factor	$Z_E =$	189,80 $\sqrt{\text{MPa}}$		
Contact ratio factor	$Z_\epsilon =$	0,929		
Helix angle factor	$Z_\beta =$	1,000		
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Surface hardness, Vickers		681,1 HV		681,1 HV
... Brinell		647,6 HB		647,6 HB
... Rockwell		60,0 HRC		60,0 HRC
Zone factor of single pair contact	$Z_B =$	1,033	$Z_D =$	1,033
Basic value of contact stress	$\sigma_{H01} =$	1.284,5 N/mm^2	$\sigma_{H02} =$	1.284,6 N/mm^2
Hertz contact stress, actual	$\sigma_{H1} =$	1.442,5 N/mm^2	$\sigma_{H2} =$	1.442,5 N/mm^2
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Endurance limit for contact stress	$\sigma_{Hlim1} =$	1.500,0 N/mm^2 (calculated)	$\sigma_{Hlim2} =$	1.500,0 N/mm^2 (calculated)
Life factor for surface durability (ISO 6336-1, Method B)	$Z_{NT1} =$	0,853	$Z_{NT2} =$	0,853
Lubricating factor	$Z_{L1} =$	1,017	$Z_{L2} =$	1,017
Pitch line velocity factor	$Z_{v1} =$	1,033	$Z_{v2} =$	1,033
Roughness factor	$Z_{R1} =$	0,971	$Z_{R2} =$	0,973
Size factor	$Z_{X1} =$	1,000	$Z_{X2} =$	1,000
Work hardening factor	$Z_{W1} =$	1,000	$Z_{W2} =$	1,000
Hertz contact stress, permissible	$\sigma_{HP1} =$	1.304,2 N/mm^2	$\sigma_{HP2} =$	1.306,9 N/mm^2
<u>Safety factor for contact stress</u>		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
... actual value	$S_{H1} =$	0,90	$S_{H2} =$	0,91
... minimal permissible value	$S_{Hmin1} =$	1,00	$S_{Hmin2} =$	1,00

Slika 10. Otpornost površine zuba na rupičenje

TOOTH ROOT BENDING STRENGTH

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application factor	$K_A =$	1,000
Load sharing factor	$K_V =$	1,000
Internal dynamic factor	$K_V =$	1,147 (ISO 6336-1, Method B)
Face load distribution factor	$K_{F\beta} =$	1,068 (ISO 6336-1, Method C)
Transverse load distribution factor	$K_{Fa} =$	1,000 (ISO 6336-1, Method B)

Overall load factor, tooth root $K_F = K_A K_V K_V K_{Fa} K_{F\beta} =$ 1,225

Tooth form Y_F and stress correction factor Y_S calculated in accordance with:

ISO 6336-3:2006 & Corr. 1:2008

Method B

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth form factor	$Y_{Fa1} =$	1,733	$Y_{Fa2} =$	1,734
Stress correction factor	$Y_{Sa1} =$	1,828	$Y_{Sa2} =$	1,828
Effective form factor, Y_{FS}	$Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} =$	3,169	$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} =$	3,169
Deep tooth factor	$Y_{Df1} =$	1,000	$Y_{Df2} =$	1,000
Rim thickness factor	$Y_{B1} =$	1,000	$Y_{B2} =$	1,000

Method C (obsolete)

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth form factor, tooth tip	$Y_{Fa1} =$		$Y_{Fa2} =$	
Stress correction factor, tooth tip	$Y_{Sa1} =$		$Y_{Sa2} =$	
Tip factor	$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa1} =$		$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} =$	
Contact ratio factor		$Y_\epsilon =$		
Effective form factor, Y_{FS}	$Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\epsilon =$		$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon =$	

Helix angle factor (both methods equal) $Y_\beta =$ 1,000

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth root bending stress, basic value	$\sigma_{F01} =$	258,6 N/mm ²	$\sigma_{F02} =$	258,6 N/mm ²
Tooth root bending stress, actual	$\sigma_{F1} =$	316,8 N/mm ²	$\sigma_{F2} =$	316,8 N/mm ²

Stress correction factor (relevant to reference test gears) $Y_{ST} =$ 2,00

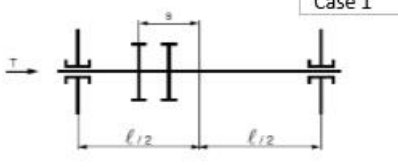
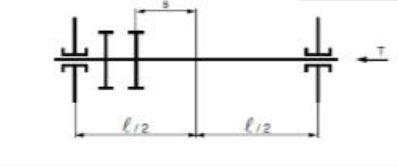
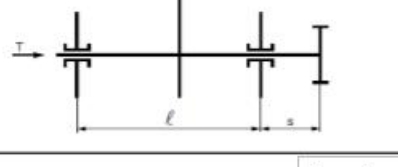
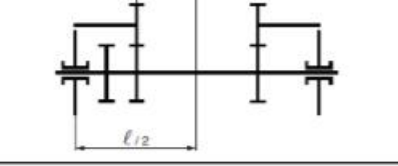
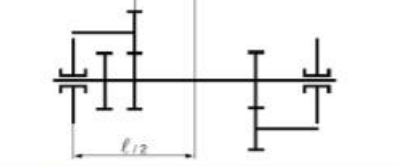
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth root endurance limit	$\sigma_{Flim1} =$	500,0 N/mm ²	$\sigma_{Flim2} =$	500,0 N/mm ²
		(calculated)		(calculated)
Life factor for tooth root	$Y_{NT1} =$	0,852	$Y_{NT2} =$	0,852
(ISO 6336-3, Method B)				
Relative notch sensitive factor	$Y_{\delta RT1} =$	0,994	$Y_{\delta RT2} =$	0,994
Relative surface condition factor	$Y_{RelT1} =$	1,037	$Y_{RelT2} =$	1,037
Size factor	$Y_{X1} =$	0,941	$Y_{X2} =$	0,941
Tooth root bending stress, permissible	$\sigma_{FP1} =$	826,2 N/mm ²	$\sigma_{FP2} =$	826,2 N/mm ²

Safety factor for tooth root stress

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
... actual calculated value	$S_{F1} =$	2,61	$S_{F2} =$	2,61
... minimal permissible value	$S_{Fmin1} =$	1,00	$S_{Fmin2} =$	1,00
Tooth root stress safety criterion		satisfied		satisfied

Slika 11. Čvrstoća u korijenu zuba

Pinion shaft and bearings arrangement (constant K' and distance of the pinion s)

Arrangement (1)	Constant K' with stiffening	Constant K' without stiffening (2)
 <p>Case 1</p>	0,48	0,8
 <p>Case 2</p>	-0,48	-0,8
 <p>Case 3</p>	1,33	1,33
 <p>Case 4</p>	-0,36	-0,6
 <p>Case 5</p>	-0,6	-1,0

(1) The following limitation is to be verified except when helix correction is applied:
 $s / l < 0,3$

(2) No stiffening is assumed when $d_1 / d_{a0} < 1,15$ or when the pinion is keyed or shrunk to the shaft.

Slika 12. Proračunski slučajevi za faktore poprečne razdiobe opterećenja

SURFACE DURABILITY (MICROPITTING)

Gear pair:

ISO accuracy grade tolerance

Transverse base pitch on the path of contact

Length of path of contact

ISO/TR 6336-31:2018, Example 1

7

$p_{et} = 32,267$ mm

$g_a = 45,518$ mm

Job id.: M.Eng. thesis

point	A	AB	B	C	D	DE	E
Parameter on the path of contact	$g_{m-} = 0,000$	6,626	13,251	22,758	32,267	38,892	45,518 mm
Y-circle diameter of pinion	$d_{y1} = 187,420$	190,046	193,546	200,000	207,999	214,395	221,400 mm
Y-circle diameter of wheel	$d_{y2} = 221,398$	214,393	207,998	200,000	193,545	190,046	187,419 mm
Transverse radius of curvature of pinion at point Y	$\rho_{-t1Y} = 15,390$	22,016	28,641	38,148	47,657	54,283	60,908 mm
Transverse radius of curvature of wheel at point Y	$\rho_{-t2Y} = 60,906$	54,281	47,655	38,148	28,640	22,014	15,389 mm
Transverse radius of relative curvature at point Y	$\rho_{-tr} = 12,286$	15,663	17,890	19,074	17,889	15,662	12,285 mm
Normal radius of relative curvature at point Y	$\rho_{-nr} = 12,286$	15,663	17,890	19,074	17,889	15,662	12,285 mm
Local load sharing factor	$x_{-Y} = 0,333$	0,500	1,000	1,000	1,000	0,500	0,333
Local tangential velocity on pinion	$V_{t1Y} = 4,835$	6,916	8,998	11,985	14,972	17,053	19,135 m/s
Local tangential velocity on wheel	$V_{t2Y} = 19,134$	17,053	14,971	11,985	8,997	6,916	4,834 m/s
Sum of tangential velocities at point Y	$V_{tY} = 23,969$	23,969	23,969	23,969	23,969	23,969	23,969 m/s
Local sliding velocity	$V_{sY} = -14,299$	-10,136	-5,974	0,000	5,974	10,137	14,300 m/s
Local nominal Hertzian contact stress	$P_{H1Y} = 963,277$	1.044,866	1.382,654	1.339,029	1.382,669	1.044,887	963,312 N/mm ²
Local Hertzian contact stress including the load factors K	$P_{dyn r Y} = 1.081,752$	1.173,376	1.552,709	1.503,719	1.552,726	1.173,400	1.081,792 N/mm ²
Local velocity parameter	$U_Y = 2,01E-11$	1,58E-11	1,38E-11	1,30E-11	1,38E-11	1,58E-11	2,01E-11
Local load parameter	$W_Y = 1,43E-04$	1,69E-04	2,96E-04	2,77E-04	2,96E-04	1,69E-04	1,43E-04
Local flash temperature	$\theta_{flY} = 173,729$	152,758	144,115	0,000	144,139	152,775	173,745 °C
Local contact temperature	$\theta_{sY} = 327,038$	306,067	297,424	153,309	297,448	306,084	327,054 °C
Pressure - viscosity coefficient at local contact temperature	$\alpha_{sY} = 4,33E-09$	5,01E-09	5,30E-09	1,19E-08	5,30E-09	5,01E-09	4,33E-09 m ² /N
Kinematic viscosity at local contact temperature	$\nu_{sY} = 1,106$	1,248	1,317	5,853	1,316	1,247	1,106 mm ² /s
Density of lubricant at local contact temperature	$\rho_{sY} = 676,574$	691,253	697,303	798,184	697,286	691,242	676,562 kg/m ³
Dynamic viscosity at local contact temperature	$\eta_{sY} = 0,001$	0,001	0,001	0,005	0,001	0,001	0,001 Ns/m ²
Local sliding parameter	$S_{sY} = 0,058$	0,078	0,087	1,000	0,087	0,078	0,058
Local lubricant film thickness	$h_{lY} = 0,124$	0,139	0,138	0,242	0,138	0,139	0,124 μm
Local specific lubricant film thickness	$\Lambda_{sY} = 0,137$	0,154	0,153	0,269	0,153	0,154	0,137
Minimum specific lubricant film thickness in the contact area	$\Lambda_{sF,min} = 0,137$						
Permissible specific lubricant film thickness	$\Lambda_{sF,p} = 0,211$						
Micropitting safety factor	$S_A = 0,652$						
Material properties of steel							
Modulus of elasticity of pinion	$E_1 = 206000$ N/mm ²						
Modulus of elasticity of wheel	$E_2 = 206000$ N/mm ²						
Poisson's ratio	$\nu = 0,3$						

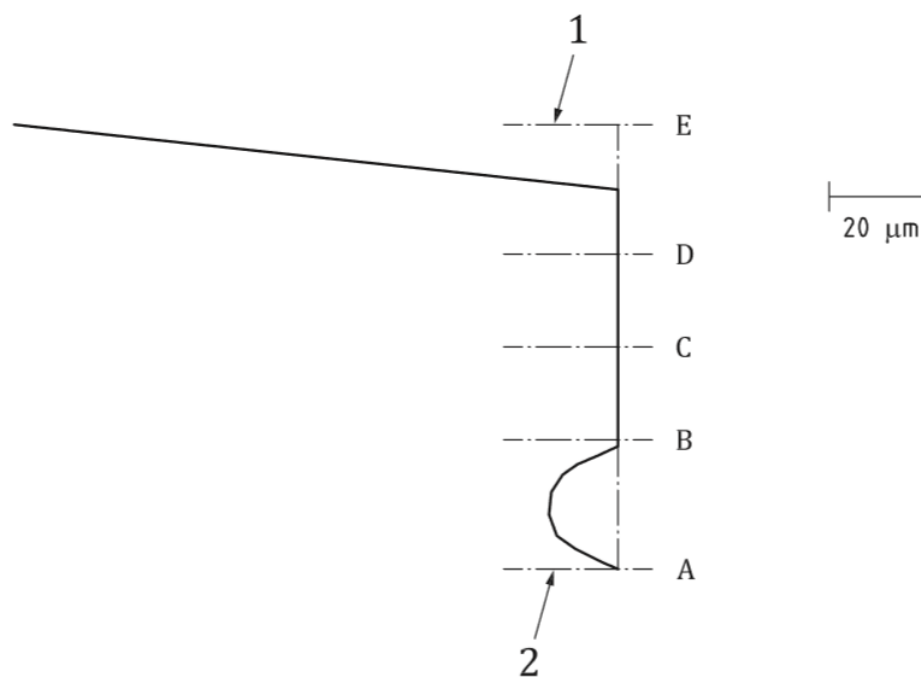
Slika 13. Proračun koeficijenta sigurnost protiv mikro rupičenja za primjer 1

Specific heat capacity	$c_M =$	440 J/kg K			
Specific heat conductivity	$\lambda_M =$	45 W/m K			
Mass density	$\rho_M =$	7800 kg/m ³			
Specific heat capacity	$c_M =$	440 J/kg K			
Specific heat conductivity	$\lambda_M =$	45 W/m K			
Calculation of operating conditions					
Power	$P =$	589,991 kW			Lubricant factor
(nominal) transverse tangential load at reference cylinder per mesh	$F_t =$	19,091 kN			<u>Oil type</u>
Nominal transverse load in plane of action (base tangent plane)	$F_{bt} =$	20,316 kN			Mineral oil
					1
					Polyalfaolefin
					0,8
					Non water-soluble polyglycols
					0,7
					Water-soluble polyglycols
					0,6
					Traction fluid
					1,5
					Phosphate ester
					1,3
Calculation of material data					
Reduced modulus of elasticity	$E_z =$	226.373,626 N/mm ²			
Thermal contact coefficient of pinion	$B_{M1} =$	12.427,389 N/(ms ^{0,5} K)			
Thermal contact coefficient of wheel	$B_{M2} =$	12.427,389 N/(ms ^{0,5} K)			
Calculation of material parameter					
Load losses factor	$H_v =$	0,204			
Addendum contact ratio of the pinion / wheel	$\epsilon_z =$	0,705	$\epsilon_2 =$	0,705	
Maximum addendum contact ratio	$\epsilon_{max} =$	0,705			
Bulk temperature	$\theta_m =$	153,309 °C			
Pressure-viscosity coefficient at 38 °C	$\alpha_{38} =$	2,158E-08 m ² /N			
Pressure-viscosity coefficient at bulk temperature	$\alpha_{\theta m} =$	1,190E-08 m ² /N			
Material parameter	$G_m =$	2693,223			
Roughness factor	$X_R =$	1,025			
Effective arithmetic mean roughness value	$R_a =$	0,9 μm			
Helical load factor	$K_{b\gamma} =$	1			
Mean coefficient of friction	$\mu_m =$	0,048			
Calculation of lubricant data					
Tip relief factor	$X_{ca} =$	1			
Factors	$A =$	-3,385	$B =$	8,815	
Mineral oil / Injection lubrication	$X_L =$	1	$X_S =$	1,2	
Calculation of dynamic viscosity at bulk temperature					
	temperature, °C	kinematic viscosity, mm ² /s	mass density, kg/m ³	dynamic viscosity, Ns/m ²	
Referent temperature for mass density	15		$\rho_{15} =$	895,000	
Oil inlet temperature (injection lubrication)	38				$\eta_{38} =$
Referent temperature for dynamic viscosity	40				0,214
Oil inlet/sump temperature	$\theta_{oil} =$	90	$v_{\theta_{oil}} =$	24,825	$\rho_{\theta_{oil}} =$
Bulk temperature	$\theta_m =$	153,309	$v_{\theta_m} =$	5,853	842,5
					$\rho_{\theta_m} =$
					798,184
					$\eta_{\theta_m} =$
					0,020915046
					$\eta_{\theta_M} =$
					0,004671775

Slika 14. Proračun koeficijenta sigurnost protiv mikro rupičenja za primjer 1

4.2. VERIFIKACIJA PRORAČUNA

Za verifikaciju izrađenog programskog modula je uzet primjer 2 iz tehničkog izvješća ISO/TR 6336-31. I ovaj par zupčanika je također oštećen mikro rupičenjem što je eksperimentalno potvrđeno, te je imao devijacije profila veličine 15 μm . Na slici je prikazana promatrana površina i ozbiljnost oštećenja na malom zupčaniku. Brojem 1 je označen vrh zuba, a brojem 2 korijen zuba zupčanika.



Key

- 1 tip
- 2 root

Slika 15. Dijagram devijacija profila malog zupčanika za primjer 2 [3]

Ulazni podatci za primjer 2 iz tehničkog izvješća ISO/TR 6336-31 su uneseni u MS Excel VBA program, a potom je otkrivena pogreška u proračunu prikazanom u izvješću. U tablici 2 su prikazani ulazni podatci za primjer 2.

Tablica 2. Ulazni podatci za primjer 2

	Oznaka	Opis	Mjerna jedinica	Zupčanici	
				mali	veliki
				kombinirano	
Geometrija	z	broj zubi	-	20	20
	-	pogonski zupčanik	-	da	ne
	m_n	modul zupčanika	mm	10	
	α_n	kut zahvatne linije	°	20	
	β	kut nagiba boka	°	0	
	b	širina zupčanika	mm	15	
	a	osni razmak	mm	200	
	x	faktor pomaka	-	0	0
	d_σ	tjemeni promjer zupčanika	mm	220	220
	-	modifikacije bokova zuba		nema modifikacija	
	A	klasa tolerancije kvalitete ozubljenja prema ISO normama		6	6
	Ra	srednja visina površinskih neravnina		0,8	0,8
	Materijal	-	materijal	-	Eh
E		modul elastičnosti	N/mm ²	206000	206000
ν		Poissonov koeficijent	-	0,3	0,3
λ_m		specifična toplinska vodljivost	W/(m*K)	45	45
c_M		specifični toplinski kapacitet	J/(kg*K)	440	440
ρ_M		gustoća	kg/m ³	7800	7800
WW		faktor materijala prema ISO/TS 6336-22:2018, tablica A.1	-	1	
Primjena	K_A	faktor vanjskog opterećenja	-	1	
	K_V	faktor unutarnjeg dinamičkog opterećenja	-	1,038	
	K_λ	faktor opterećenja zubi u zahvatu	-	1	
	K_{Ha}	faktor uzdužne razdiobe opterećenja za bokove zuba	-	1	
	$K_{H\beta}$	faktor poprečne razdiobe opterećenja za bokove zuba	-	1,05	
Opterećenje	T_1	moment sile na pogonskom zupčaniku	Nm	2400	
	n_1	brzina vrtnje pogonskog zupčanika	min ⁻¹	1000	-
Mazivo	θ_{oil}	ulazna temperatura ulja	°C	70	
	ν_{40}	kinematski viskozitet pri 40 °C	mm ² /s	150	
	ν_{100}	kinematski viskozitet pri 100 °C	mm ² /s	14,7	
	ρ_{15}	gustoća maziva pri 15 °C	kg/m ³	890	
	-	vrsta ulja	-	mineralno ulje	
	-	opterećenje koje izaziva otkazivanje na ispitnoj temperaturi	-	SKS 10	
	Λ_{GFP}	dopuštena debljina uljnog filma	-	0,12	

Za ulazne podatke iz kojih je vidljivo da se navodi klasa tolerancije kvalitete ozubljenja prema ISO normama 6 (A6), nije moguće izračunom dobiti vrijednosti faktora raspodjele opterećenja, X_Y , koje su prikazane u primjeru prema tehničkoj specifikaciji. Uvrštavanjem klase tolerancije 7 su dobivene dobre vrijednosti faktora raspodjele opterećenja koje odgovaraju vrijednostima u primjeru.

Izračun temperature sklopa je ukazao na pogrešku u vrijednosti faktora popravka na glavi zuba, X_{ca} .

Temperatura sklopa se računa prema izrazu:

$$\theta_M = \theta_{oil} + 7400 \cdot \left(\frac{P \cdot \mu_m \cdot H_V}{a \cdot b} \right) \cdot \frac{X_S}{1,2 \cdot X_{Ca}}$$

gdje je:

P – prenesena snaga, kW,

a – osni razmak, mm,

b – širina zupčanika, mm,

θ_{oil} – ulazna temperatura ulja, °C,

μ_m – srednji koeficijent trenja,

n_1 – brzina vrtnje malog zupčanika, 1/min,

T_1 – moment sile na pogonskom zupčniku, Nm,

X_S – faktor podmazivanja,

H_V – faktor gubitaka uslijed naprezanja.

U primjeru je prikazana vrijednost faktora popravka na glavi zuba, $X_{ca} = 1$, obzirom da nema modifikacija bokova zuba, no za datu vrijednost nije moguće dobiti temperaturu sklopa $\theta_M = 126,6^\circ\text{C}$. Faktor popravka na glavi zuba se računa u slučaju da je klasa tolerancije kvalitete ozubljenja prema ISO normama $A \leq 6$, prema formuli:

$$X_{Ca} = 1 + 0,24 \varepsilon_{max} + 0,71 \cdot \varepsilon_{max}^2$$

gdje je:

ε_{max} – stupanj prekrivanja.

Na slikama 17 i 18 je prikazan proračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja za primjer 2.

SURFACE DURABILITY (MICROPITTING)		ISO/TR 6336-31:2018, Example 1							Job id.: M.Eng. thesis
Gear pair:		7							
ISO accuracy grade tolerance									
Transverse base pitch on the path of contact		$p_{et} = 29,521 \text{ mm}$							
Length of path of contact		$g_d = 45,960 \text{ mm}$							
	point	A	AB	B	C	D	DE	E	
Parameter on the path of contact	$g_{m=}$	0,000	8,219	16,439	22,980	29,521	37,741	45,960 mm	
Y-circle diameter of pinion	d_{y1}	189,274	191,919	195,912	200,000	204,844	211,920	220,000 mm	
Y-circle diameter of wheel	d_{y2}	220,000	211,920	204,844	200,000	195,912	191,919	189,274 mm	
Transverse radius of curvature of pinion at point Y	ρ_{r1Y}	11,222	19,441	27,661	34,202	40,743	48,963	57,182 mm	
Transverse radius of curvature of wheel at point Y	ρ_{r2Y}	57,182	48,963	40,743	34,202	27,661	19,441	11,222 mm	
Transverse radius of relative curvature at point Y	ρ_{rY}	9,381	13,916	16,475	17,101	16,475	13,916	9,381 mm	
Normal radius of relative curvature at point Y	ρ_{nY}	9,381	13,916	16,475	17,101	16,475	13,916	9,381 mm	
Local load sharing factor	$x_{y=}$	0,333	0,500	1,000	1,000	1,000	0,500	0,333	
Local tangential velocity on pinion	V_{t1Y}	1,175	2,036	2,897	3,582	4,267	5,127	5,988 m/s	
Local tangential velocity on wheel	V_{t2Y}	5,988	5,127	4,267	3,582	2,897	2,036	1,175 m/s	
Sum of tangential velocities at point Y	V_{zY}	7,163	7,163	7,163	7,163	7,163	7,163	7,163 m/s	
Local sliding velocity	V_{sY}	-4,813	-3,091	-1,370	0,000	1,370	3,091	4,813 m/s	
Local nominal Hertzian contact stress	$P_{H1,2}$	1.476,310	1.484,545	1.929,498	1.893,880	1.929,498	1.484,545	1.476,310 N/mm ²	
Local Hertzian contact stress including the load factors K	$P_{dyn,1,2}$	1.541,243	1.549,839	2.014,363	1.977,178	2.014,363	1.549,839	1.541,243 N/mm ²	
Local velocity parameter	$U_{y=}$	1,09E-11	7,32E-12	6,18E-12	5,95E-12	6,18E-12	7,32E-12	1,09E-11	
Local load parameter	$W_{y=}$	2,91E-04	2,95E-04	4,98E-04	4,79E-04	4,98E-04	2,95E-04	2,91E-04	
Local flash temperature	$\theta_{fl,y}$	225,002	169,800	118,865	0,000	118,865	169,800	225,002 °C	
Local contact temperature	$\theta_{c,y}$	351,601	296,399	245,464	126,599	245,464	296,399	351,601 °C	
Pressure - viscosity coefficient at local contact temperature	$\alpha_{00,y}$	3,44E-09	5,09E-09	6,93E-09	1,30E-08	6,93E-09	5,09E-09	3,44E-09 m ² /N	
Kinematic viscosity at local contact temperature	$\nu_{00,y}$	0,884	1,183	1,700	7,925	1,700	1,183	0,884 mm ² /s	
Density of lubricant at local contact temperature	$\rho_{00,y}$	654,379	693,021	728,675	811,881	728,675	693,021	654,379 kg/m ³	
Dynamic viscosity at local contact temperature	$\eta_{00,y}$	0,001	0,001	0,001	0,006	0,001	0,001	0,001 Ns/m ²	
Local sliding parameter	$S_{00,y}$	0,024	0,050	0,102	1,000	0,102	0,050	0,024	
Local lubricant film thickness	$h_{l,y}$	0,048	0,064	0,074	0,124	0,074	0,064	0,048 μm	
Local specific lubricant film thickness	$\Lambda_{00,y}$	0,061	0,080	0,092	0,155	0,092	0,080	0,061	
Minimum specific lubricant film thickness in the contact area	$\Lambda_{00,min}$	0,061							
Permissible specific lubricant film thickness	$\Lambda_{00,p}$	0,12							
Micropitting safety factor	S_H		0,505						
Material properties of steel									
Modulus of elasticity of pinion	E_1	206000						N/mm ²	
Modulus of elasticity of wheel	E_2	206000						N/mm ²	
Poisson's ratio	ν	0,3							

Slika 16. Proračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja za primjer 2

Specific heat capacity	$c_{M1} =$	440 J/kg K			
Specific heat conductivity	$\lambda_{M1} =$	45 W/m K			
Mass density	$\rho_{M1} =$	7800 kg/m ³			
Specific heat capacity	$c_{M2} =$	440 J/kg K			
Specific heat conductivity	$\lambda_{M2} =$	45 W/m K			
Calculation of operating conditions					
Power	$P =$	251,327 kW			
(nominal) transverse tangential load at reference cylinder per mesh	$F_t =$	24,000 kN			
Nominal transverse load in plane of action (base tangent plane)	$F_{Ht} =$	25,540 kN			
Calculation of material data					
Reduced modulus of elasticity	$E_r =$	226.373,626 N/mm ²			
Thermal contact coefficient of pinion	$B_{M1} =$	12.427,389 N/(m ^{0.5} K)			
Thermal contact coefficient of wheel	$B_{M2} =$	12.427,389 N/(m ^{0.5} K)			
Calculation of material parameter					
Load losses factor	$H_v =$	0,206			
Addendum contact ratio of the pinion / wheel	$\epsilon_1 =$	0,778	$\epsilon_2 =$	0,778	
Maximum addendum contact ratio	$\epsilon_{max} =$	0,778			
Bulk temperature	$\theta_m =$	126,599 °C			
Pressure-viscosity coefficient at 38 °C	$\alpha_{38} =$	2,061E-08 m ² /N			
Pressure-viscosity coefficient at bulk temperature	$\alpha_{\theta m} =$	1,303E-08 m ² /N			
Material parameter	$G_m =$	2949,172			
Roughness factor	$X_R =$	1,023			
Effective arithmetic mean roughness value	$R_a =$	0,8 µm			
Helical load factor	$K_{b\gamma} =$	1			
Mean coefficient of friction	$\mu_m =$	0,066			
Calculation of lubricant data					
Tip relief factor	$X_{CR} =$	0,836			
Factors	$A =$	-3,459	$B =$	8,970	
Mineral oil / Injection lubrication	$X_L =$	1	$X_S =$	1,2	
Calculation of dynamic viscosity at bulk temperature					
Referent temperature for mass density	temperature, °C	15	kinematic viscosity, mm ² /s	mass density, kg/m ³	dynamic viscosity, Ns/m ²
Oil inlet temperature (injection lubrication)		38		$\rho_{15} =$ 890,000	$\eta_{38} =$ 0,152
Referent temperature for dynamic viscosity		40			$\eta_{40} =$ 0,135
Oil inlet/sump temperature	$\theta_{oil} =$	70	$\nu_{\theta_{oil}} =$ 37,942	$\rho_{\theta_{oil}} =$ 851,5	$\eta_{\theta_{oil}} =$ 0,032307582
Bulk temperature	$\theta_m =$	126,600	$\nu_{\theta_m} =$ 7,925	$\rho_{\theta_m} =$ 811,881	$\eta_{\theta_m} =$ 0,006434302
Lubricant factor					
	Oil type				X_L
	Mineral oil				1
	Polyalfaolefin				0,8
	Non water-soluble polyglycols				0,7
	Water-soluble polyglycols				0,6
	Traction fluid				1,5
	Phosphate ester				1,3

Slika 17. Proračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja za primjer 2

5. PREPORUKE I PARAMETRI UPRAVLJANJA MIKRO RUPICENJEM

5.1. PREPORUKE

Sljedeće smjernice sažimaju metode ublažavanja i sprečavanja mikro rupičenja. Ne može se svaka mjera uvijek primijeniti, ali treba ih provesti što je moguće više.

Povećanje specifične debljine uljnog sloja može se postići:

- koristeći najvišu praktičnu viskoznost ulja,
- visokom brzinom vrtnje zupčanika,
- hlađenjem zupčanika,
- koristeći sintetičko ulje, ako je temperatura zuba zupčanika veća od 80°C.

Smanjenje površinske hrapavosti može se postići:

- premazom zuba željeznim mangan-fosfatom, bakrom ili srebrom,
- upotrebom posebnog ulja,
- prefiltriranjem ulja i korištenjem finog filtera (6 µm) tijekom procesa uhodavanja,
- prikladnim hlađenjem ulja tijekom uhodavanja,
- postepenim uhodavanjem zupčanika postepenim povećanjem opterećenja i odgovarajuće brzine,
- izmjenom ulja i ispiranjem zupčanika nakon procesa uhodavanja, uz zamjenu i uljnog filtra.

Optimizacija svojstava maziva se može postići:

- koristeći ulje visoke otpornosti na mikro rupičenje,
- koristeći ulje s niskim koeficijentom trenja,
- koristeći ulje s visokim koeficijentom ovisnosti viskoznosti o tlaku,
- izbjegavanjem ulja s agresivnim aditivima protiv zaribavanja (EP),
- hlađenjem ulja,
- održavanjem ulja čistim, bez onečišćenja krutim česticama,
- održavanjem ulja suhim.

5.2. PARAMETRI UPRAVLJANJA MIKRO RUPICENJEM

Na pojavu mikro rupičenja se može utjecati podešavajući radne parametre zupčanika kako bi se smanjio rizik od oštećenja.

Opterećenje:

Unatoč ranijim izvještajima kako veliko radno opterećenje uzrokuje mikro rupičenje, u novijim ispitivanjima se pokazalo kako se događa i na zupčanicima koji ne rade pod velikim opterećenjem. Prema tome, opterećenje nema snažan utjecaj, a ni velika opterećenja nisu neophodna da nastane mikro rupičenje.

Brzina:

Zubi zupčanika se kotrljaju i klize jedan o drugi. Brzina kotrljanja je povoljna jer zadržava ulje u području dodira, povećava debljinu uljnog filma i smanjuje dodire na izbočenjima bokova. S druge strane, povećana brzina klizanja generira dodatnu toplinu.

Temperatura:

Ravnotežna temperatura zuba zupčanika utječe na debljinu elastohidrodinamičkog sloja i temperaturnu aktivaciju aditiva. Ravnotežna temperatura se uspostavlja uravnoteženjem između topline generirane trenjem i bućkanjem, te topline koja se gubi konvekcijom i kondukcijom. Temperatura zubi zupčanika s velikim brzinama vrtnje može biti znatno veća od temperature ulja koje ih podmazuje.

Otpornost na mikro rupičenje opada s višom temperaturom zupčanika. Kakogod, neki aditivi u ulju mogu povećati otpornost na mikro rupičenje s porastom temperature.

Ovo zapažanje naglašava važnost provedbe ispitivanja otpornosti na mikro rupičenje na temperaturama značajnim za pojedine zupčanike brodskih strojeva i industrijske zupčanike.

6. ZAKLJUČAK

U diplomskom radu je obrađen mehanizam oštećenja zupčanika uslijed mikro rupičenja, te parametri koji na to utječu. Ukratko je opisana i uloga zupčanih prijenosnika u brodskim reduktorima porivnog sustava te njihove izvedbe.

Izrađen je modul za izračun faktora sigurnosti protiv mikro rupičenja s ciljem doprinosa sigurnosti brodskih porivnih sustava s zupčastim prijenosnicima. Modul je izrađen prema tehničkoj specifikaciji ISO/TS 6336-22 i ispitan na primjerima iz tehničkog izvješća ISO/TR 6336-31, te je ugrađen u postojeći MS Excel VBA program koji računa sigurnost u korijenu i sigurnost u bokovima prema važećem usuglašenom zahtjevu IACS UR M56, uz faktore opterećenja prema normi ISO 6336-1.

Modul je ispitan na primjeru 1 iz norme, te je dao precizan izračun koeficijenta sigurnosti u odnosu na mikro rupičenje. Daljnjom verifikacijom su pronađene pogreške na primjeru 2 kako je prikazan u tehničkom izvješću ISO/TR 6336-31, koje su opisane u radu. Oba primjera iz tehničkog izvješća ISO/TR 6336-31 proračunom daju nizak koeficijent sigurnosti u odnosu na mikro rupičenje, jer se zna da su u stvarnosti ispitani zupčanci pokazali ozbiljna oštećenja uzrokovana mikro rupičenjem dobivena tijekom ispitivanja.

U radu su iznesene i preporuke za zaštitu zupčanika od mikrorupičenja povećanjem specifične debljine uljnog filma, smanjenjem površinske hrapavosti i optimizacijom svojstava ulja. Svojstva maziva, kemijski sastav aditiva i viskoznost imaju veliki utjecaj na pojavu mikro rupičenja. Ispitivanja pokazuju da otpornost na mikro rupičenje varira od maziva do maziva, dok su neka su maziva sposobna zaustaviti mikro rupičenje nakon što se već pojavilo. Izneseni su i uvjeti za određivanje najmanjeg koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja, te glavni koraci u izradi modula za računanje koeficijenta sigurnost protiv mikro rupičenja. Osnovne izrazi korišteni u proračunu su također prikazani u radu, te su komentirani dobiveni rezultati.

U skladu s iznesenim činjenicama i izrađenim modulom za proračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja, zaključuje se kako je modul uspješno ugrađen u postojeći MS Excel VBA program koji računa sigurnost u korijenu i sigurnost u bokovima prema važećem IACS UR M56 i faktore opterećenja prema normi ISO/TS 6336-22:2018. Primjenom programa te implementacijom iznesenih preporuka se može povećati sigurnost i radni vijek zupčanika.

LITERATURA

- [1] Kulenović Z.: *Elementi brodskih strojeva i konstrukcija*, Pomorski fakultet, Split, 2012.
- [2] Oberšmit E.: *Ozubljenja i zupčanici*, Sveučilišna naklada Liber, Zagreb, 1987.
- [3] ISO/TS 6336-22:2018: *Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 22: Calculation of micropitting load capacity*, British Standards Institution, London, 2018.
- [4] ISO/TS 6336-31:2018: *Calculation of load capacity of spur and helical gears, Part 31: Calculation examples of micropitting load capacity*, British Standards Institution, London, 2018.
- [5] http://www.unizd.hr/Portals/1/nastmat/S_Elementi/Zupcani%20prijenosnici%20Read-Only.pdf
- [6] <https://www.coursehero.com/file/13879485/Lekcija-1-1/>
- [7] Jelaska D.: *Zupčanici i zupčani prijenosnici*, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje, Split, 2011.
- [8] Podrug, S., *Reduktor: Uputstvo za proračun*, Fakultet elektrotehnike, strojarstva i brodogradnje, Split, 2005.
- [9] Erichello R.: *Selecting and Applying Lubricants to Avoid Micropitting of Gear Teeth*, Machinery Lubrication, - (2002) 11, <https://www.machinerylubrication.com/Read/417/micropitting-gear-teeth>
- [10] Vulić, N.: *Amended calculation procedure for involute marine gears with parallel axes*. Contemporary Issues in Economy & Technology (CIET 2014 Conference Proceedings), Split, June 19th -20th 2014, pp. P303-P312.
- [11] Mrsić, D., Vulić, M., Vulić. N.: *Loading factors within the strength calculation procedure for involute marine gears with parallel axes*, Contemporary Issues in Economy & Technology (CIET 2018 Conference Proceedings), Split, June 1st-2nd 2018, pp. S245- S256.
- [12] Vulić N.: *Elementi strojeva 2 (predavanja s Moodle portala)*, Sveučilišni odjel za stručne studije Sveučilišta u Splitu, Split, 2017.
- [13] Križan, B. (ur.): *Hrvatsko brodogradnja nazivlje*, Institut za hrvatski jezik i jezikoslovlje, Zagreb, 2015.

POPIS ILUSTRACIJA

Slika 1. Zupčani par	3
Slika 2. Oznake i geometrijski odnosi općeg zakona ozubljenja	5
Slika 3. Vrste zupčanih prijenosa u brodskim reduktorima porivnog sustava	6
Slika 4. Oblik uljnog filma i raspodjela pritiska opterećene, elastično deformirane površine dodira, prema elastohidrodinamičkoj teoriji podmazivanja	11
Slika 5. Dodirna točka Y	18
Slika 6. Dijagram devijacija profila malog i velikog zupčanika za primjer 1	23
Slika 7. Geometrija zupčanika i rezultati	25
Slika 8. Devijacije i tolerancije	26
Slika 9. Proračun čvrstoće	27
Slika 10. Otpornost površine zuba na rupičenje	28
Slika 11. Čvrstoća u korijenu zuba	29
Slika 12. Proračunski slučajevi za faktore poprečne razdiobe opterećenja	30
Slika 13. Proračun koeficijenta sigurnost protiv mikro rupičenja za primjer 1	31
Slika 14. Proračun koeficijenta sigurnost protiv mikro rupičenja za primjer 1	32
Slika 15. Dijagram devijacija profila malog zupčanika za primjer 2	33
Slika 16. Proračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja za primjer 2	36
Slika 17. Proračun koeficijenta sigurnosti protiv mikro rupičenja za primjer 2	37

POPIS TABLICA

Tablica 1. Ulazni podatci za primjer 1	24
Tablica 2. Ulazni podatci za primjer 2	34

PRILOG A: Prikaz rezultata proračuna za primjer 1

UNIVERSITY OF SPLIT - FACULTY OF MARITIME STUDIES		
CYLINDRICAL GEARS - GEOMETRY, LOAD CAPACITY AND MICROPITTING CALCULATION		
in accordance with IACS UR M56 Rev. 3 (Oct, 2015) and ISO/TS 6336-22:2018		
Program: S10CylGears_IACS.xlsm	Authors: N.Vulić / D.Mrsić / T. Vojković / M.Vulić	ver. 4.0 (15 OCT 2019)

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1** Job id.: **M.Eng. thesis**

Normal pressure angle at reference cylinder $\alpha_n = 20^\circ$
 Helix angle at reference cylinder $\beta = 0^\circ$
 Normal module $m_n = 10$ mm
 Centre distance $a = 200$ mm

Note: for internal gear pair, center distance a and number of teeth z_2 shall be input as negative values

	Pinion	Wheel
Number of teeth	$z_1 = 20$ (external toothing)	$z_2 = 20$ (external toothing)
Face width of gears	$b_1 = 21,4$ mm	$b_2 = 21,4$ mm

Transverse pressure angle at reference cylinder $\alpha_t = 20,000^\circ$
 Transverse pressure angle at working pitch cylinder $\alpha_{tw} = 20,000^\circ$
 Helix angle at base cylinder $\beta_b = 0,000^\circ$
 Transverse module $m_t = 10,000$ mm
 Sum of radii at reference circle $a_d = 200,00$ mm
 Gear ratio $u = 1,0000$
 Sum of addendum modification coefficients, Σx $x_1 + x_2 = 0,0000$
 Tip shortening factor $k = 0,0000$
 Common facewidth of gear pair at reference cylinder $b = 15$ mm
 Double helical gears: **no**

	Pinion	Wheel
Virtual number of teeth	$z_{n1} = 20,000$	$z_{n2} = 20,000$
Reference diameter	$d_1 = 200,00$ mm	$d_2 = 200,00$ mm
Working diameter	$d_{w1} = 200,00$ mm	$d_{w2} = 200,00$ mm
Base diameter	$d_{b1} = 187,94$ mm	$d_{b2} = 187,94$ mm

To finish the gear design, addendum modification coefficient of **pinion** has been selected and input
 recom. x_1 recom. x_2

Chosen addendum modification coefficient	x_1 or $x_2 = 0$	0,110	-0,110
Addendum of the standard basic rack tooth profile	$h_{ap}/m_n = 0,9877492$		
Dedendum of the standard basic rack tooth profile	$h_{fp}/m_n = 1,25$		
Tip clearance	$c_p/m_n = 0,25$	Internal toothing cutter	
Basic rack fillet root radius (ISO 53:1998)	$\rho_{fp}/m_n = 0,380$	$z_0 =$	
Residual undercut	$S_{pr}/m_n = 0$	$x_0 =$	

	Pinion	Wheel
Addendum modification (profile shift)	$x_1 = 0,000000$	$x_2 = 0,000000$
Addendum of cylindrical gear	$h_{a1} = 9,88$ mm	$h_{a2} = 9,88$ mm
Dendum of cylindrical gear	$h_{f1} = 12,50$ mm	$h_{f2} = 12,50$ mm
Tip diameter	$d_{a1} = 220,00$ mm	$d_{a2} = 220,00$ mm
Root diameter	$d_{f1} = 175,00$ mm	$d_{f2} = 175,00$ mm

Transverse contact ratio $\epsilon_\alpha = 1,5568$
 Overlap ratio $\epsilon_\beta = 0,0000$
 Total contact ratio $\epsilon_\gamma = 1,5568$

DEVIATIONS, TOLERANCES AND VALUES FOR TECHNICAL CONTROL

Gear pair: ISO/TR 6336-31:2018, Example 1

Job id.: M.Eng. thesis

	Pinion	Wheel
ISO accuracy grades (3-8)	$Q_{ISO1} = 6$	$Q_{ISO2} = 6$
Standard	ISO 1328-1:2013	
	Pinion	Wheel
Single pitch tolerance	$f_{pT1} = 13,0 \mu\text{m}$	$f_{pT2} = 13,0 \mu\text{m}$
Cumulative pitch (index) tolerance, total	$F_{pT1} = 38,4 \mu\text{m}$	$F_{pT2} = 38,4 \mu\text{m}$
Profile tolerances		
Profile slope tolerance	$f_{HaT1} = 11,6 \mu\text{m}$	$f_{HaT2} = 11,6 \mu\text{m}$
Profile form tolerance	$f_{faT1} = 14,8 \mu\text{m}$	$f_{faT2} = 14,8 \mu\text{m}$
Profile tolerance, total	$F_{\alpha T1} = 18,8 \mu\text{m}$	$F_{\alpha T2} = 18,8 \mu\text{m}$
Helix tolerances		
Helix slope tolerance	$f_{H\beta T1} = 8,9 \mu\text{m}$	$f_{H\beta T2} = 8,9 \mu\text{m}$
Helix form tolerance	$f_{f\beta T1} = 10,0 \mu\text{m}$	$f_{f\beta T2} = 10,0 \mu\text{m}$
Helix tolerance, total	$F_{\beta T1} = 13,4 \mu\text{m}$	$F_{\beta T2} = 13,4 \mu\text{m}$
Standard	ISO 1328-1:1995 (obsolete)	
	calculation approach: range based	
Relevant values for the calculation	Pinion	Wheel
Reference diameter	$d_{ISO1} = 187,08 \text{ mm}$	$d_{ISO2} = 187,08 \text{ mm}$
Module	$m_{ISO1} = 12,65 \text{ mm}$	$m_{ISO2} = 12,65 \text{ mm}$
Facewidth	$b_{ISO1} = 28,28 \text{ mm}$	$b_{ISO2} = 28,28 \text{ mm}$
Single pitch deviation	$f_{p1} = 9,4 \mu\text{m}$	$f_{p2} = 9,4 \mu\text{m}$
Total cumulative pitch deviation	$F_{p1} = 27,9 \mu\text{m}$	$F_{p2} = 27,9 \mu\text{m}$
Profile slope deviation	$f_{Ha1} = 9,5 \mu\text{m}$	$f_{Ha2} = 9,5 \mu\text{m}$
Profile form deviation	$f_{fa1} = 11,7 \mu\text{m}$	$f_{fa2} = 11,7 \mu\text{m}$
Total profile deviation	$F_{\alpha 1} = 15,1 \mu\text{m}$	$F_{\alpha 2} = 15,1 \mu\text{m}$
Helix slope deviation	$f_{H\beta 1} = 6,4 \mu\text{m}$	$f_{H\beta 2} = 6,4 \mu\text{m}$
Helix form deviation	$f_{f\beta 1} = 6,4 \mu\text{m}$	$f_{f\beta 2} = 6,4 \mu\text{m}$
Total helix deviation	$F_{\beta 1} = 13,2 \mu\text{m}$	$F_{\beta 2} = 13,2 \mu\text{m}$

INPUT DATA FOR STRENGTH CALCULATIONS OF CYLINDRICAL GEARS

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application (main propulsion gears- **1**, auxiliary gears- **2**, min. safety- **0**) **0**

Contact pattern (**imperfect / favourable / ideal**) **imperfect**

Helix modification (none - **1**, central crowning with $C_\beta=0,5f_{ma}$ - **2**,
central crowning $C_\beta=0,5(f_{ma}+f_{sh})$ - **3**, helix correction only - **4**,
helix correction plus central crowning - **5**, end relief - **6**) **1** (ISO 6336-1, Table 8)

Lubricating oil kinem. viscosity at temperature $t =$ **40** °C $v =$ **150** mm²/s
 $t =$ **100** °C $v =$ **14,7** mm²/s

Initial tip relief (before running-in) $C_a =$ **70** μm

Surface roughness (approximate relation $R_z = 6R_\sigma$)

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
... of tooth flank	$R_{zH1} =$ 5,4 μm	$R_{zH2} =$ 5,4 μm
... of tooth fillet	$R_{zF1} =$ 5,4 μm	$R_{zF2} =$ 5,4 μm

Gear material types (material; abbreviation; surface hardness)

- | | |
|--------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|
| 1 - case hardened steel; Eh; 660-800 HV | 5 - alloyed through hardened steel; V; 200-360 HV |
| 2 - nitriding steel, nitrided; NT(nitr.); 650-900 HV | 6 - carbon through hardened steel; V; 135-210 HV |
| 3 - through hardening steel, nitrided; NV(nitr.); 450-650 HV | 7 - normalized low carbon steel; St; 110-210 HB |
| 4 - flame or induction hardened steel; IF; 500-615 HV | 8 - cast steel; St (cast); 140-210 HB |

Gear material properties

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
	Eh - MQ	Eh - MQ
Specific density	$\rho_1 =$ 7800 kg/m ³	$\rho_2 =$ 7800 kg/m ³
Gear material type	$Mat_1 =$ 1	$Mat_2 =$ 1
Tensile strength of gear material	$R_{m1} =$ 1000 N/mm ²	$R_{m2} =$ 1000 N/mm ²
Yield strength of gear material	$R_{e1} =$ 500 N/mm ²	$R_{e2} =$ 500 N/mm ²
Surface hardness	$H_{S1} =$ 60 HRc	$H_{S2} =$ 60 HRc
Endurance limit for contact stress*	$\sigma_{Hlim1} =$	$\sigma_{Hlim2} =$
Tooth root endurance limit, $\sigma_{FE} = Y_{St} \sigma_{Hlim}^*$	$\sigma_{Flim1} =$	$\sigma_{Flim2} =$

*) if blank or zero, calculated according to ISO 6336-5:2016

Rim thickness (zero for no rim, i.e. solid gears) $s_{H1} =$ **0** mm $s_{H2} =$ **0** mm

Design factor $Y_{d1} =$ **1** $Y_{d2} =$ **1**

(in general- **1**; part load reversed- **0,9**; idler gears- **0,7**)

Max. continuous power transmitted by gear set $P =$ **196,6637** kW

Rotational speed of pinion $n_1 =$ **1000** rpm

Required life (in hours) $L_h =$ **50000** h

Application factor $K_A =$ **1**

Load sharing factor (number of planetary gears is **up to 3**) $K_V =$ **1,0**

CALCULATED DYNAMIC VALUES

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Rotational speed of wheel		$n_2 =$ 1.000,000 rpm
Torque, in way of	$T_1 =$ 2,400 kNm	$T_2 =$ 2,400 kNm
Loading on reference diameter		
Tangential load	$F_t =$ 24,000 kN	
Radial load	$F_r =$ 8,735 kN	
Axial load	$F_a =$ 0,000 kN	

SURFACE DURABILITY (PITTING)

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application factor	$K_A =$	1,000		
Load sharing factor	$K_V =$	1,000		
Tolerances and deviations calculation standard	ISO 1328-1:	2013		
Mesh misalignment	$f_{ma} =$	12,7 μm		
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Base pitch tolerance (deviation)	$f_{pb1} =$	12,2 μm	$f_{pb2} =$	12,2 μm
Profile form tolerance (deviation)	$f_{fa1} =$	14,8 μm	$f_{fa2} =$	14,8 μm
Internal dynamic factor ...				
... in accordance with ISO 6336-1, Method B	$K_{v-B} =$	1,039		
... in accordance with ISO 6336-1, Method C	$K_{v-C} =$	1,065 (conditions satisfied)		
... value actually taken further on:	Method B	$K_v =$	1,038	
Pinion shaft arrangement (ISO 6336-1, Figure 13)	Case =	1 (see the last sheet)		
... bearing span	$l =$	125 mm		
... bearing span offset	$s =$	0 mm		
External diameter of pinion shaft	$d_{ext} =$	100 mm		
Face load distribution factor	$K_{H\beta} =$	1,050 (ISO 6336-1, Method C)		
Transverse load factor for contact stress	$K_{H\alpha} =$	1,000 (ISO 6336-1, Method B)		
Overall load factor, surface	$K_H = K_A K_V K_{v-B} K_{v-C} K_{H\alpha} K_{H\beta} =$	1,090		
Zone factor	$Z_H =$	2,495		
Material factor	$Z_E =$	189,80 $\sqrt{\text{MPa}}$		
Contact ratio factor	$Z_\epsilon =$	0,902		
Helix angle factor	$Z_\beta =$	1,000		
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Surface hardness, Vickers		681,1 HV		681,1 HV
... Brinell		647,6 HB		647,6 HB
... Rockwell		60,0 HRC		60,0 HRC
Zone factor of single pair contact	$Z_B =$	1,019	$Z_D =$	1,019
Basic value of contact stress	$\sigma_{H01} =$	1.741,2 N/mm ²	$\sigma_{H02} =$	1.741,2 N/mm ²
Hertz contact stress, actual	$\sigma_{H1} =$	1.817,8 N/mm²	$\sigma_{H2} =$	1.817,8 N/mm²
		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Endurance limit for contact stress	$\sigma_{Hlim1} =$	1.500,0 N/mm ²	$\sigma_{Hlim2} =$	1.500,0 N/mm ²
		(calculated)		(calculated)
Life factor for surface durability	$Z_{N11} =$	0,882	$Z_{N12} =$	0,882
(ISO 6336-1, Method B)				
Lubricating factor	$Z_{L1} =$	0,992	$Z_{L2} =$	0,992
Pitch line velocity factor	$Z_{V1} =$	1,001	$Z_{V2} =$	1,001
Roughness factor	$Z_{R1} =$	0,968	$Z_{R2} =$	0,969
Size factor	$Z_{X1} =$	1,000	$Z_{X2} =$	1,000
Work hardening factor	$Z_{W1} =$	1,000	$Z_{W2} =$	1,000
Hertz contact stress, permissible	$\sigma_{HP1} =$	1.272,0 N/mm²	$\sigma_{HP2} =$	1.274,1 N/mm²
<u>Safety factor for contact stress</u>		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
... actual value	$S_{H1} =$	0,70	$S_{H2} =$	0,70
... minimal permissible value	$S_{Hmin1} =$	1,00	$S_{Hmin2} =$	1,00

TOOTH ROOT BENDING STRENGTH

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application factor	$K_A =$	1,000
Load sharing factor	$K_V =$	1,000
Internal dynamic factor	$K_H =$	1,038 (ISO 6336-1, Method B)
Face load distribution factor	$K_{F\beta} =$	1,034 (ISO 6336-1, Method C)
Transverse load distribution factor	$K_{F\alpha} =$	1,000 (ISO 6336-1, Method B)
Overall load factor, tooth root	$K_F = K_A K_V K_H K_{F\alpha} K_{F\beta} =$	1,074

Tooth form Y_F and stress correction factor Y_S calculated in accordance with: **ISO 6336-3:2006 & Corr. 1:2008**

<u>Method B</u>	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Tooth form factor	$Y_{F1} = 1,712$	$Y_{F2} = 1,712$
Stress correction factor	$Y_{S1} = 1,776$	$Y_{S2} = 1,776$
Effective form factor, Y_{FS}	$Y_{F1} \cdot Y_{S1} = 3,041$	$Y_{F2} \cdot Y_{S2} = 3,041$
Deep tooth factor	$Y_{DT1} = 1,000$	$Y_{DT2} = 1,000$
Rim thickness factor	$Y_{B1} = 1,000$	$Y_{B2} = 1,000$

<u>Method C (obsolete)</u>	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Tooth form factor, tooth tip	$Y_{Fa1} =$	$Y_{Fa2} =$
Stress correction factor, tooth tip	$Y_{Sa1} =$	$Y_{Sa2} =$
Tip factor	$Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} =$	$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} =$
Contact ratio factor	$Y_\epsilon =$	
Effective form factor, Y_{FS}	$Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\epsilon =$	$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\epsilon =$

Helix angle factor (both methods equal) $Y_\beta = 1,000$

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Tooth root bending stress, basic value	$\sigma_{F01} = 341,0 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{F02} = 341,0 \text{ N/mm}^2$
Tooth root bending stress, actual	$\sigma_{F1} = 366,1 \text{ N/mm}^2$	$\sigma_{F2} = 366,1 \text{ N/mm}^2$

Stress correction factor (relevant to reference test gears) $Y_{ST} = 2,00$

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Tooth root endurance limit	$\sigma_{Hlim1} = 500,0 \text{ N/mm}^2$ (calculated)	$\sigma_{Hlim2} = 500,0 \text{ N/mm}^2$ (calculated)
Life factor for tooth root (ISO 6336-3, Method B)	$Y_{NT1} = 0,871$	$Y_{NT2} = 0,871$
Relative notch sensitive factor	$Y_{SRT1} = 0,992$	$Y_{SRT2} = 0,992$
Relative surface condition factor	$Y_{RrelT1} = 1,037$	$Y_{RrelT2} = 1,037$
Size factor	$Y_{X1} = 0,950$	$Y_{X2} = 0,950$

Tooth root bending stress, permissible $\sigma_{FP1} = 850,9 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_{FP2} = 850,9 \text{ N/mm}^2$

<u>Safety factor for tooth root stress</u>	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
... actual calculated value	$S_{F1} = 2,32$	$S_{F2} = 2,32$
... minimal permissible value	$S_{Fmin1} = 1,00$	$S_{Fmin2} = 1,00$
Tooth root stress safety criterion	satisfied	satisfied

SURFACE DURABILITY (MICROPITTING)

Gear pair:

ISO accuracy grade tolerance

Transverse base pitch on the path of contact

Length of path of contact

ISO/TR 6336-31:2018, Example 1

7

$\rho_{et} = 29,521 \text{ mm}$

$g_d = 45,960 \text{ mm}$

Job id.: M.Eng. thesis

point	A	AB	B	C	D	DE	E
Parameter on the path of contact	$g_{...} = 0,000$	8,219	16,439	22,980	29,521	37,741	45,960 mm
Y-circle diameter of pinion	$d_{...1} = 189,274$	191,919	195,912	200,000	204,844	211,920	220,000 mm
Y-circle diameter of wheel	$d_{...2} = 220,000$	211,920	204,844	200,000	195,912	191,919	189,274 mm
Transverse radius of curvature of pinion at point Y	$\rho_{...11} = 11,222$	19,441	27,661	34,202	40,743	48,963	57,182 mm
Transverse radius of curvature of wheel at point Y	$\rho_{...22} = 57,182$	48,963	40,743	34,202	27,661	19,441	11,222 mm
Transverse radius of relative curvature at point Y	$\rho_{...12} = 9,381$	13,916	16,475	17,101	16,475	13,916	9,381 mm
Normal radius of relative curvature at point Y	$\rho_{...12} = 9,381$	13,916	16,475	17,101	16,475	13,916	9,381 mm
Local load sharing factor	$X_{...Y} = 0,333$	0,500	1,000	1,000	1,000	0,500	0,333
Local tangential velocity on pinion	$V_{t1,Y} = 1,175$	2,036	2,897	3,582	4,267	5,127	5,988 m/s
Local tangential velocity on wheel	$V_{t2,Y} = 5,988$	5,127	4,267	3,582	2,897	2,036	1,175 m/s
Sum of tangential velocities at point Y	$V_{t,Y} = 7,163$	7,163	7,163	7,163	7,163	7,163	7,163 m/s
Local sliding velocity	$V_{s,Y} = -4,813$	-3,091	-1,370	0,000	1,370	3,091	4,813 m/s
Local nominal Hertzian contact stress	$P_{H,Y} = 1.476,310$	1.484,545	1.929,498	1.893,880	1.929,498	1.484,545	1.476,310 N/mm ²
Local Hertzian contact stress including the load factors K	$P_{dyn,Y} = 1.541,243$	1.549,839	2.014,363	1.977,178	2.014,363	1.549,839	1.541,243 N/mm ²
Local velocity parameter	$U_Y = 1,09E-11$	7,32E-12	6,18E-12	5,95E-12	6,18E-12	7,32E-12	1,09E-11
Local load parameter	$W_Y = 2,91E-04$	2,95E-04	4,98E-04	4,79E-04	4,98E-04	2,95E-04	2,91E-04
Local flash temperature	$\theta_{fl,Y} = 225,002$	169,800	118,865	0,000	118,865	169,800	225,002 °C
Local contact temperature	$\theta_{c,Y} = 351,601$	296,399	245,464	126,599	245,464	296,399	351,601 °C
Pressure - viscosity coefficient at local contact temperature	$\alpha_{\theta c,Y} = 3,44E-09$	5,09E-09	6,93E-09	1,30E-08	6,93E-09	5,09E-09	3,44E-09 m ² /N
Kinematic viscosity at local contact temperature	$\nu_{\theta c,Y} = 0,884$	1,183	1,700	7,925	1,700	1,183	0,884 mm ² /s
Density of lubricant at local contact temperature	$\rho_{\theta c,Y} = 654,379$	693,021	728,675	811,881	728,675	693,021	654,379 kg/m ³
Dynamic viscosity at local contact temperature	$\eta_{\theta c,Y} = 0,001$	0,001	0,001	0,006	0,001	0,001	0,001 Ns/m ²
Local sliding parameter	$S_{\theta c,Y} = 0,024$	0,050	0,102	1,000	0,102	0,050	0,024
Local lubricant film thickness	$h_{l,Y} = 0,048$	0,064	0,074	0,124	0,074	0,064	0,048 μm
Local specific lubricant film thickness	$\Lambda_{\theta c,Y} = 0,061$	0,080	0,092	0,155	0,092	0,080	0,061
Minimum specific lubricant film thickness in the contact area	$\Lambda_{\theta c,min} = 0,061$						
Permissible specific lubricant film thickness	$\Lambda_{\theta c,p} = 0,12$						
Micropitting safety factor	$S_H = 0,505$						
Material properties of steel							
Modulus of elasticity of pinion	$E_1 = 206000 \text{ N/mm}^2$						
Modulus of elasticity of wheel	$E_2 = 206000 \text{ N/mm}^2$						
Poisson's ratio	$\nu = 0,3$						

Specific heat capacity	$c_{M1} =$	440 J/kg K
Specific heat conductivity	$\lambda_{M1} =$	45 W/m K
Mass density	$\rho_{M1} =$	7800 kg/m ³
Specific heat capacity	$c_{M2} =$	440 J/kg K
Specific heat conductivity	$\lambda_{M2} =$	45 W/m K

Calculation of operating conditions

Power	$P =$	251,327 kW
(nominal) transverse tangential load at reference cylinder per mesh	$F_t =$	24,000 kN
Nominal transverse load in plane of action (base tangent plane)	$F_{Ht} =$	25,540 kN

Lubricant factor

<i>Oil type</i>	$X_L =$
Mineral oil	1
Polyalphaolefin	0,8
Non water-soluble polyglycols	0,7
Water-soluble polyglycols	0,6
Traction fluid	1,5
Phosphate ester	1,3

Calculation of material data

Reduced modulus of elasticity	$E_r =$	226.373,626 N/mm ²
Thermal contact coefficient of pinion	$B_{M1} =$	12.427,389 N/(m ^{0,5} K)
Thermal contact coefficient of wheel	$B_{M2} =$	12.427,389 N/(m ^{0,5} K)

Calculation of material parameter

Load losses factor	$H_v =$	0,206		
Addendum contact ratio of the pinion / wheel	$\epsilon_1 =$	0,778	$\epsilon_2 =$	0,778
Maximum addendum contact ratio	$\epsilon_{max} =$	0,778		
Bulk temperature	$\theta_m =$	126,599 °C		
Pressure-viscosity coefficient at 38 °C	$\alpha_{38} =$	2,061E-08 m ² /N		
Pressure-viscosity coefficient at bulk temperature	$\alpha_{\theta m} =$	1,303E-08 m ² /N		
Material parameter	$G_m =$	2949,172		
Roughness factor	$X_R =$	1,023		
Effective arithmetic mean roughness value	$R_a =$	0,8 µm		
Helical load factor	$K_{b\gamma} =$	1		
Mean coefficient of friction	$\mu_m =$	0,066		

Calculation of lubricant data

Tip relief factor	$X_{CR} =$	0,836		
Factors	$A =$	-3,459	$B =$	8,970
Mineral oil / Injection lubrication	$X_L =$	1	$X_S =$	1,2

Calculation of dynamic viscosity at bulk temperature

	temperature, °C	kinematic viscosity, mm ² /s	mass density, kg/m ³	dynamic viscosity, Ns/m ²
Referent temperature for mass density	15		$\rho_{15} =$ 890,000	
Oil inlet temperature (injection lubrication)	38			$\eta_{38} =$ 0,152
Referent temperature for dynamic viscosity	40			$\eta_{40} =$ 0,135
Oil inlet/sump temperature	$\theta_{oil} =$ 70	$\nu_{\theta oil} =$ 37,942	$\rho_{\theta oil} =$ 851,5	$\eta_{\theta oil} =$ 0,032307582
Bulk temperature	$\theta_m =$ 126,600	$\nu_{\theta m} =$ 7,925	$\rho_{\theta m} =$ 811,881	$\eta_{\theta m} =$ 0,006434302

PRILOG B: Prikaz rezultata proračuna za primjer 2

UNIVERSITY OF SPLIT - FACULTY OF MARITIME STUDIES		
CYLINDRICAL GEARS - GEOMETRY, LOAD CAPACITY AND MICROPITTING CALCULATION		
in accordance with IACS UR M56 Rev. 3 (Oct, 2015) and ISO/TS 6336-22:2018		
Program: S10CylGears_IACS.xlsm	Authors: N.Vulić / D.Mrsić / T. Vojković / M.Vulić	ver. 4.0 (15 OCT 2019)

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Normal pressure angle at reference cylinder	$\alpha_n =$	20 °
Helix angle at reference cylinder	$\beta =$	0 °
Normal module	$m_n =$	10,93 mm
Centre distance	$a =$	200 mm

Note: for internal gear pair, center distance a and number of teeth z_2 shall be input as negative values

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Number of teeth	$z_1 =$ 18 (external toothing)	$z_2 =$ 18 (external toothing)
Face width of gears	$b_1 =$ 21,4 mm	$b_2 =$ 21,4 mm
Transverse pressure angle at reference cylinder	$\alpha_t =$	20,000 °
Transverse pressure angle at working pitch cylinder	$\alpha_{tw} =$	22,426 °
Helix angle at base cylinder	$\beta_b =$	0,000 °
Transverse module	$m_t =$	10,930 mm
Sum of radii at reference circle	$a_d =$	196,74 mm
Gear ratio	$u =$	1,0000
Sum of addendum modification coefficients, Σx	$x_1 + x_2 =$	0,3159
Tip shortening factor	$k =$	-0,0177
Common facewidth of gear pair at reference cylinder	$b =$	21,4 mm
Double helical gears:	no	

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Virtual number of teeth	$z_{n1} =$ 18,000	$z_{n2} =$ 18,000
Reference diameter	$d_1 =$ 196,74 mm	$d_2 =$ 196,74 mm
Working diameter	$d_{w1} =$ 200,00 mm	$d_{w2} =$ 200,00 mm
Base diameter	$d_{b1} =$ 184,88 mm	$d_{b2} =$ 184,88 mm

To finish the gear design, addendum modification coefficient of **pinion** has been selected and input
recom. x_1 recom. x_2

Chosen addendum modification coefficient	x_1 or $x_2 =$	0,158	0,258	0,058
Addendum of the standard basic rack tooth profile	$h_{aR}/m_n =$	0,9877492		
Dedendum of the standard basic rack tooth profile	$h_{fR}/m_n =$	1,25		
Tip clearance	$c_p/m_n =$	0,25		Internal toothing cutter
Basic rack fillet root radius (ISO 53:1998)	$\rho_{fR}/m_n =$	0,380		$z_0 =$
Residual undercut	$S_{pr}/m_n =$	0		$x_0 =$

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Addendum modification (profile shift)	$x_1 =$ 0,158000	$x_2 =$ 0,157923
Addendum of cylindrical gear	$h_{a1} =$ 12,33 mm	$h_{a2} =$ 12,33 mm
Dendum of cylindrical gear	$h_{f1} =$ 11,94 mm	$h_{f2} =$ 11,94 mm
Tip diameter	$d_{a1} =$ 221,40 mm	$d_{a2} =$ 221,40 mm
Root diameter	$d_{f1} =$ 172,87 mm	$d_{f2} =$ 172,87 mm

Transverse contact ratio	$\epsilon_\alpha =$	1,4107
Overlap ratio	$\epsilon_\beta =$	0,0000
Total contact ratio	$\epsilon_\gamma =$	1,4107

DEVIATIONS, TOLERANCES AND VALUES FOR TECHNICAL CONTROL

Gear pair: ISO/TR 6336-31:2018, Example 1

Job id.: M.Eng. thesis

	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
ISO accuracy grades (3-8)	$Q_{ISO1} = 7$	$Q_{ISO2} = 7$
Standard ISO 1328-1:2013		
	<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Single pitch tolerance	$f_{pT1} = 19,1 \mu\text{m}$	$f_{pT2} = 19,1 \mu\text{m}$
Cumulative pitch (index) tolerance, total	$F_{pT1} = 55,5 \mu\text{m}$	$F_{pT2} = 55,5 \mu\text{m}$
Profile tolerances		
Profile slope tolerance	$f_{HaT1} = 17,1 \mu\text{m}$	$f_{HaT2} = 17,1 \mu\text{m}$
Profile form tolerance	$f_{FaT1} = 22,0 \mu\text{m}$	$f_{FaT2} = 22,0 \mu\text{m}$
Profile tolerance, total	$F_{\alpha T1} = 27,9 \mu\text{m}$	$F_{\alpha T2} = 27,9 \mu\text{m}$
Helix tolerances		
Helix slope tolerance	$f_{H\beta T1} = 12,6 \mu\text{m}$	$f_{H\beta T2} = 12,6 \mu\text{m}$
Helix form tolerance	$f_{F\beta T1} = 14,1 \mu\text{m}$	$f_{F\beta T2} = 14,1 \mu\text{m}$
Helix tolerance, total	$F_{\beta T1} = 19,0 \mu\text{m}$	$F_{\beta T2} = 19,0 \mu\text{m}$
Standard ISO 1328-1:1995 (obsolete)		
	calculation approach: range based	
Relevant values for the calculation		
Reference diameter	$d_{ISO1} = 187,08 \text{ mm}$	$d_{ISO2} = 187,08 \text{ mm}$
Module	$m_{ISO1} = 12,65 \text{ mm}$	$m_{ISO2} = 12,65 \text{ mm}$
Facewidth	$b_{ISO1} = 28,28 \text{ mm}$	$b_{ISO2} = 28,28 \text{ mm}$
Single pitch deviation		
Total cumulative pitch deviation	$f_{p1} = 9,4 \mu\text{m}$	$f_{p12} = 9,4 \mu\text{m}$
	$F_{p1} = 27,9 \mu\text{m}$	$F_{p2} = 27,9 \mu\text{m}$
Profile slope deviation		
Profile form deviation	$f_{Ha1} = 9,5 \mu\text{m}$	$f_{Ha2} = 9,5 \mu\text{m}$
Total profile deviation	$f_{Fa1} = 11,7 \mu\text{m}$	$f_{Fa2} = 11,7 \mu\text{m}$
	$F_{\alpha 1} = 15,1 \mu\text{m}$	$F_{\alpha 2} = 15,1 \mu\text{m}$
Helix slope deviation		
Helix form deviation	$f_{H\beta 1} = 6,4 \mu\text{m}$	$f_{H\beta 2} = 6,4 \mu\text{m}$
Total helix deviation	$f_{F\beta 1} = 6,4 \mu\text{m}$	$f_{F\beta 2} = 6,4 \mu\text{m}$
	$F_{\beta 1} = 13,2 \mu\text{m}$	$F_{\beta 2} = 13,2 \mu\text{m}$

INPUT DATA FOR STRENGTH CALCULATIONS OF CYLINDRICAL GEARS

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application (main propulsion gears- **1**, auxiliary gears- **2**, min. safety- **0**)

Contact pattern (**imperfect / favourable / ideal**) **imperfect**

Helix modification (none - **1**, central crowning with $C_\beta=0,5f_{ma}$ - **2**,
central crowning $C_\beta=0,5(f_{ma}+f_{sh})$ - **3**, helix correction only - **4**,
helix correction plus central crowning - **5**, end relief - **6**) **1** (ISO 6336-1, Table 8)

Lubricating oil kinem. viscosity at temperature $t =$ **40** °C $v =$ **210** mm²/s
 $t =$ **100** °C $v =$ **18,5** mm²/s

Initial tip relief (before running-in) $C_s =$ **70** μm

Surface roughness (approximate relation $R_z = 6R_a$)

	Pinion	Wheel
... of tooth flank	$R_{zH1} =$ 5,4 μm	$R_{zH2} =$ 5,4 μm
... of tooth fillet	$R_{zF1} =$ 5,4 μm	$R_{zF2} =$ 5,4 μm

Gear material types (material; abbreviation; surface hardness)

- | | |
|---------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| 1 - case hardened steel; Eh; 660-800 HV | 5 - alloyed through hardened steel; V; 200-360 HV |
| 2 - nitriding steel, nitrided; NT(nitr.); 650-900 HV | 6 - carbon through hardened steel; V; 135-210 HV |
| 3 - through hardening steel, nitrided; NV(nitr.); 450-650 HV | 7 - normalized low carbon steel; St; 110-210 HB |
| 4 - flame or induction hardened steel; IF; 500-615 HV | 8 - cast steel; St (cast); 140-210 HB |

Gear material properties

	Pinion	Wheel
	Eh - MQ	Eh - MQ
Specific density	$\rho_1 =$ 7800 kg/m ³	$\rho_2 =$ 7800 kg/m ³
Gear material type	$Mat_1 =$ 1	$Mat_2 =$ 1
Tensile strength of gear material	$R_{m1} =$ 1000 N/mm ²	$R_{m2} =$ 1000 N/mm ²
Yield strength of gear material	$R_{e1} =$ 500 N/mm ²	$R_{e2} =$ 500 N/mm ²
Surface hardness	$H_{S1} =$ 60 HRc	$H_{S2} =$ 60 HRc
Endurance limit for contact stress*	$\sigma_{Hlim1} =$	$\sigma_{Hlim2} =$
Tooth root endurance limit, $\sigma_{FE} = Y_{ST} \sigma_{Hlim}^*$	$\sigma_{Flim1} =$	$\sigma_{Flim2} =$

*) if blank or zero, calculated according to ISO 6336-5:2016

Rim thickness (zero for no rim, i.e. solid gears) $s_{R1} =$ **0** mm $s_{R2} =$ **0** mm
Design factor $Y_{d1} =$ **1** $Y_{d2} =$ **1**
(in general- **1**; part load reversed- **0,9**; idler gears- **0,7**)

Max. continuous power transmitted by gear set $P =$ **589,9911** kW
Rotational speed of pinion $n_1 =$ **3000** rpm
Required life (in hours) $L_h =$ **50000** h

Application factor $K_A =$ **1**
Load sharing factor (number of planetary gears is **up to 3**) $K_V =$ **1,0**

CALCULATED DYNAMIC VALUES

	Pinion	Wheel
Rotational speed of wheel		$n_2 =$ 3.000,000 rpm
Torque, in way of	$T_1 =$ 1,878 kNm	$T_2 =$ 1,878 kNm
Loading on reference diameter		
Tangential load	$F_t =$ 19,091 kN	
Radial load	$F_r =$ 6,949 kN	
Axial load	$F_a =$ 0,000 kN	
Linear velocity at pitch diameter	$v =$ 30,904 m/s	

SURFACE DURABILITY (PITTING)

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application factor	$K_A =$	1,000	
Load sharing factor	$K_V =$	1,000	
Tolerances and deviations calculation standard	ISO 1328-1:	2013	
Mesh misalignment	$f_{ma} =$	17,9 μm	
		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Base pitch tolerance (deviation)	$f_{pb1} =$	18,0 μm	$f_{pb2} =$ 18,0 μm
Profile form tolerance (deviation)	$f_{fa1} =$	22,0 μm	$f_{fa2} =$ 22,0 μm
Internal dynamic factor ...			
... in accordance with ISO 6336-1, Method B	$K_{v-B} =$	1,147	
... in accordance with ISO 6336-1, Method C	$K_{v-C} =$	1,129 (conditions satisfied)	
... value actually taken further on:	Method B	$K_V =$	1,147
Pinion shaft arrangement (ISO 6336-1, Figure 13)	Case =	1 (see the last sheet)	
... bearing span	$l =$	125 mm	
... bearing span offset	$s =$	0 mm	
External diameter of pinion shaft	$d_{ext} =$	100 mm	
Face load distribution factor	$K_{H\beta} =$	1,100 (ISO 6336-1, Method C)	
Transverse load factor for contact stress	$K_{H\alpha} =$	1,000 (ISO 6336-1, Method B)	
Overall load factor, surface	$K_H = K_A K_V K_{v-B} K_{v-C} K_{H\alpha} K_{H\beta} =$	1,261	
Zone factor	$Z_H =$	2,343	
Material factor	$Z_E =$	189,80 $\sqrt{\text{MPa}}$	
Contact ratio factor	$Z_\epsilon =$	0,929	
Helix angle factor	$Z_\beta =$	1,000	
		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Surface hardness, Vickers		681,1 HV	681,1 HV
... Brinell		647,6 HB	647,6 HB
... Rockwell		60,0 HRC	60,0 HRC
Zone factor of single pair contact	$Z_B =$	1,033	$Z_D =$ 1,033
Basic value of contact stress	$\sigma_{H01} =$	1.284,5 N/mm^2	$\sigma_{H02} =$ 1.284,6 N/mm^2
Hertz contact stress, actual	$\sigma_{H1} =$	1.442,5 N/mm^2	$\sigma_{H2} =$ 1.442,5 N/mm^2
		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
Endurance limit for contact stress	$\sigma_{Hlim1} =$	1.500,0 N/mm^2 (calculated)	$\sigma_{Hlim2} =$ 1.500,0 N/mm^2 (calculated)
Life factor for surface durability (ISO 6336-1, Method B)	$Z_{NT1} =$	0,853	$Z_{NT2} =$ 0,853
Lubricating factor	$Z_{L1} =$	1,017	$Z_{L2} =$ 1,017
Pitch line velocity factor	$Z_{v1} =$	1,033	$Z_{v2} =$ 1,033
Roughness factor	$Z_{R1} =$	0,971	$Z_{R2} =$ 0,973
Size factor	$Z_{X1} =$	1,000	$Z_{X2} =$ 1,000
Work hardening factor	$Z_{W1} =$	1,000	$Z_{W2} =$ 1,000
Hertz contact stress, permissible	$\sigma_{HP1} =$	1.304,2 N/mm^2	$\sigma_{HP2} =$ 1.306,9 N/mm^2
<u>Safety factor for contact stress</u>		<u>Pinion</u>	<u>Wheel</u>
... actual value	$S_{H1} =$	0,90	$S_{H2} =$ 0,91
... minimal permissible value	$S_{Hmin1} =$	1,00	$S_{Hmin2} =$ 1,00

TOOTH ROOT BENDING STRENGTH

Gear pair: **ISO/TR 6336-31:2018, Example 1**

Job id.: **M.Eng. thesis**

Application factor	$K_A =$	1,000
Load sharing factor	$K_V =$	1,000
Internal dynamic factor	$K_{V'} =$	1,147 (ISO 6336-1, Method B)
Face load distribution factor	$K_{F\beta} =$	1,068 (ISO 6336-1, Method C)
Transverse load distribution factor	$K_{F\alpha} =$	1,000 (ISO 6336-1, Method B)

Overall load factor, tooth root $K_F = K_A K_V K_{V'} K_{F\alpha} K_{F\beta} =$ 1,225

Tooth form Y_f and stress correction factor Y_S calculated in accordance with:

ISO 6336-3:2006 & Corr. 1:2008

Method B

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth form factor	$Y_{f1} =$	1,733	$Y_{f2} =$	1,734
Stress correction factor	$Y_{S1} =$	1,828	$Y_{S2} =$	1,828
Effective form factor, Y_{FS}	$Y_{f1} \cdot Y_{S1} =$	3,169	$Y_{f2} \cdot Y_{S2} =$	3,169
Deep tooth factor	$Y_{DT1} =$	1,000	$Y_{DT2} =$	1,000
Rim thickness factor	$Y_{R1} =$	1,000	$Y_{R2} =$	1,000

Method C (obsolete)

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth form factor, tooth tip	$Y_{Fa1} =$		$Y_{Fa2} =$	
Stress correction factor, tooth tip	$Y_{Sa1} =$		$Y_{Sa2} =$	
Tip factor	$Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} =$		$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} =$	
Contact ratio factor		$Y_{\epsilon} =$		
Effective form factor, Y_{FS}	$Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_{\epsilon} =$		$Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_{\epsilon} =$	

Helix angle factor (both methods equal) $Y_{\beta} =$ 1,000

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth root bending stress, basic value	$\sigma_{F01} =$	258,6 N/mm ²	$\sigma_{F02} =$	258,6 N/mm ²
Tooth root bending stress, actual	$\sigma_{F1} =$	316,8 N/mm ²	$\sigma_{F2} =$	316,8 N/mm ²

Stress correction factor (relevant to reference test gears) $Y_{ST} =$ 2,00

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
Tooth root endurance limit	$\sigma_{flim1} =$	500,0 N/mm ²	$\sigma_{flim2} =$	500,0 N/mm ²
		(calculated)		(calculated)
Life factor for tooth root	$Y_{NT1} =$	0,852	$Y_{NT2} =$	0,852
(ISO 6336-3, Method B)				
Relative notch sensitive factor	$Y_{\delta RT1} =$	0,994	$Y_{\delta RT2} =$	0,994
Relative surface condition factor	$Y_{RrelT1} =$	1,037	$Y_{RrelT2} =$	1,037
Size factor	$Y_{X1} =$	0,941	$Y_{X2} =$	0,941

Tooth root bending stress, permissible $\sigma_{FP1} =$ 826,2 N/mm² $\sigma_{FP2} =$ 826,2 N/mm²

Safety factor for tooth root stress

		<u>Pinion</u>		<u>Wheel</u>
... actual calculated value	$S_{F1} =$	2,61	$S_{F2} =$	2,61
... minimal permissible value	$S_{Fmin1} =$	1,00	$S_{Fmin2} =$	1,00
Tooth root stress safety criterion		satisfied		satisfied

SURFACE DURABILITY (MICROPITTING)

Gear pair:

ISO accuracy grade tolerance

Transverse base pitch on the path of contact

Length of path of contact

ISO/TR 6336-31:2018, Example 1

7

$p_{et} = 32,267$ mm

$g_a = 45,518$ mm

Job id.: M.Eng. thesis

point	A	AB	B	C	D	DE	E
Parameter on the path of contact	$g_{m1} = 0,000$	6,626	13,251	22,758	32,267	38,892	45,518 mm
Y-circle diameter of pinion	$d_{y1} = 187,420$	190,046	193,546	200,000	207,999	214,395	221,400 mm
Y-circle diameter of wheel	$d_{y2} = 221,398$	214,393	207,998	200,000	193,545	190,046	187,419 mm
Transverse radius of curvature of pinion at point Y	$\rho_{t1Y} = 15,390$	22,016	28,641	38,148	47,657	54,283	60,908 mm
Transverse radius of curvature of wheel at point Y	$\rho_{t2Y} = 60,906$	54,281	47,655	38,148	28,640	22,014	15,389 mm
Transverse radius of relative curvature at point Y	$\rho_{rY} = 12,286$	15,663	17,890	19,074	17,889	15,662	12,285 mm
Normal radius of relative curvature at point Y	$\rho_{nY} = 12,286$	15,663	17,890	19,074	17,889	15,662	12,285 mm
Local load sharing factor	$x_{y1} = 0,333$	0,500	1,000	1,000	1,000	0,500	0,333
Local tangential velocity on pinion	$V_{t1Y} = 4,835$	6,916	8,998	11,985	14,972	17,053	19,135 m/s
Local tangential velocity on wheel	$V_{t2Y} = 19,134$	17,053	14,971	11,985	8,997	6,916	4,834 m/s
Sum of tangential velocities at point Y	$V_{\Sigma Y} = 23,969$	23,969	23,969	23,969	23,969	23,969	23,969 m/s
Local sliding velocity	$v_{sY} = -14,299$	-10,136	-5,974	0,000	5,974	10,137	14,300 m/s
Local nominal Hertzian contact stress	$P_{H1,Y} = 963,277$	1.044,866	1.382,654	1.339,029	1.382,669	1.044,887	963,312 N/mm ²
Local Hertzian contact stress including the load factors K	$P_{d,m1,Y} = 1.081,752$	1.173,376	1.552,709	1.503,719	1.552,726	1.173,400	1.081,792 N/mm ²
Local velocity parameter	$U_{y1} = 2,01E-11$	1,58E-11	1,38E-11	1,30E-11	1,38E-11	1,58E-11	2,01E-11
Local load parameter	$W_{y1} = 1,43E-04$	1,69E-04	2,96E-04	2,77E-04	2,96E-04	1,69E-04	1,43E-04
Local flash temperature	$\theta_{f1Y} = 173,729$	152,758	144,115	0,000	144,119	152,775	173,745 °C
Local contact temperature	$\theta_{sY} = 327,038$	306,067	297,424	153,309	297,448	306,084	327,054 °C
Pressure - viscosity coefficient at local contact temperature	$\alpha_{0s,Y} = 4,33E-09$	5,01E-09	5,30E-09	1,19E-08	5,30E-09	5,01E-09	4,33E-09 m ² /N
Kinematic viscosity at local contact temperature	$\nu_{0s,Y} = 1,106$	1,248	1,317	5,853	1,316	1,247	1,106 mm ² /s
Density of lubricant at local contact temperature	$\rho_{0s,Y} = 676,574$	691,253	697,303	798,184	697,286	691,242	676,562 kg/m ³
Dynamic viscosity at local contact temperature	$\eta_{0s,Y} = 0,001$	0,001	0,001	0,005	0,001	0,001	0,001 Ns/m ²
Local sliding parameter	$S_{0s,Y} = 0,058$	0,078	0,087	1,000	0,087	0,078	0,058
Local lubricant film thickness	$h_{1Y} = 0,124$	0,139	0,138	0,242	0,138	0,139	0,124 μm
Local specific lubricant film thickness	$\Lambda_{0s,Y} = 0,137$	0,154	0,153	0,269	0,153	0,154	0,137
Minimum specific lubricant film thickness in the contact area	$\Lambda_{0s,min} = 0,137$						
Permissible specific lubricant film thickness	$\Lambda_{0s,p} = 0,211$						
Micropitting safety factor	$S_A = 0,652$						

Material properties of steel

Modulus of elasticity of pinion

Modulus of elasticity of wheel

Poisson's ratio

$E_1 = 206000$ N/mm²

$E_2 = 206000$ N/mm²

$\nu = 0,3$

Specific heat capacity	$c_M =$	440 J/kg K
Specific heat conductivity	$\lambda_M =$	45 W/m K
Mass density	$\rho_M =$	7800 kg/m ³
Specific heat capacity	$c_M =$	440 J/kg K
Specific heat conductivity	$\lambda_M =$	45 W/m K

Calculation of operating conditions

Power	$P =$	589,991 kW
(nominal) transverse tangential load at reference cylinder per mesh	$F_t =$	19,091 kN
Nominal transverse load in plane of action (base tangent plane)	$F_{bt} =$	20,316 kN

Lubricant factor

<u>Oil type</u>	X_L
Mineral oil	1
Polyalfaolefin	0,8
Non water-soluble polyglycols	0,7
Water-soluble polyglycols	0,6
Traction fluid	1,5
Phosphate ester	1,3

Calculation of material data

Reduced modulus of elasticity	$E_r =$	226.373,626 N/mm ²
Thermal contact coefficient of pinion	$B_{M1} =$	12.427,389 N/(ms ^{0,5} K)
Thermal contact coefficient of wheel	$B_{M2} =$	12.427,389 N/(ms ^{0,5} K)

Calculation of material parameter

Load losses factor	$H_v =$	0,204		
Addendum contact ratio of the pinion / wheel	$\epsilon_z =$	0,705	$\epsilon_2 =$	0,705
Maximum addendum contact ratio	$\epsilon_{max} =$	0,705		
Bulk temperature	$\vartheta_m =$	153,309 °C		
Pressure-viscosity coefficient at 38 °C	$\alpha_{38} =$	2,158E-08 m ² /N		
Pressure-viscosity coefficient at bulk temperature	$\alpha_{\vartheta m} =$	1,190E-08 m ² /N		
Material parameter	$G_m =$	2693,223		
Roughness factor	$X_R =$	1,025		
Effective arithmetic mean roughness value	$R_a =$	0,9 µm		
Helical load factor	$K_{b\gamma} =$	1		
Mean coefficient of friction	$\mu_m =$	0,048		

Calculation of lubricant data

Tip relief factor	$X_{ca} =$	1		
Factors	$A =$	-3,385	$B =$	8,815
Mineral oil / Injection lubrication	$X_L =$	1	$X_S =$	1,2

Calculation of dynamic viscosity at bulk temperature

	temperature, °C	kinematic viscosity, mm ² /s	mass density, kg/m ³	dynamic viscosity, Ns/m ²				
Referent temperature for mass density	15		$\rho_{15} =$	895,000				
Oil inlet temperature (injection lubrication)	38			$\eta_{38} =$	0,214			
Referent temperature for dynamic viscosity	40			$\eta_{40} =$	0,189			
Oil inlet/sump temperature	$\vartheta_{oil} =$	90	$v_{oil} =$	24,825	$\rho_{oil} =$	842,5	$\eta_{oil} =$	0,020915046
Bulk temperature	$\vartheta_m =$	153,309	$v_{\vartheta m} =$	5,853	$\rho_{\vartheta m} =$	798,184	$\eta_{\vartheta m} =$	0,004671775

