

INFLUENCE OF ACTUAL SPUR GEARS LOCAL TOOTH LOAD ON ITS SCUFFING RESISTANCE CRITERIA

Z. Doležal¹, V. Šíroká¹

Summary: *Scuffing is a particularly severe form of gear tooth surface damage in which seizure or welding together of areas of tooth surfaces occurs, due to absence or breakdown of a lubricant between the contacting tooth flanks of mating gears. High surface temperatures caused by high surface pressures and high sliding velocities can initiate the breakdown of lubricant films. The T-EHD theory to the calculation of gear tooth load, tooth oil film thickness and Blok's flash temperature criterion, based on contact temperatures which vary along the whole contact, as a joint scuffing resistance criteria, are presented.*

1. Úvod

Především pro potřeby leteckého průmyslu je vyvíjena nová metoda modelování, simulace a predikce obecně nelineárních dynamických jevů a silových poměrů, které se vyskytují v záběrech vysokootáčkových soukolí s moderním čelním ozubením, vyvolaných vnitřními vysokofrekvenčními zdroji buzení. Na rozdíl od dosud známých metod, tato již není zaměřena pouze na řešení výsledných dynamických jevů a silových poměrů vztažených k čelnímu ozubení jako celku, ale vychází z podrobné analýzy a syntézy geometrických, kinematických a deformačních vlastností všech jednotlivých párů zubů nacházejících se současně v záběru. A to nejen s respektováním jejich časové variability, ale již i interaktivního vlivu výrobních úchylek, výškové modifikace a deformace zatíženého ozubení, což má velmi významný vliv na jeho skutečný součinitel záběru profilu, periodicky proměnnou celkovou tuhost i výslednou periodicky proměnnou kvazistatickou nerovnoměrnost převodu, představující globální kinematickou nepřesnost ozubení pod kvazistatickým zatížením. Realizace simulačních výpočtů, vycházejících z výkresových a výrobních podkladů modelovaného ozubení s přímými zuby, je umožněna aplikací výsledků celého souboru prací, postupně k tomuto účelu vytvořených. A to jak pro běžné ozubení LCRG, (ozubení se součinitelem záběru profilu menším než dvě), tak pro vysoce moderní a perspektivní ozubení HCRG, (ozubení se součinitelem záběru profilu větším než dvě).

Především znalost provozního zatížení jednotlivých párů spoluzabírajících zubů po celé délce jejich reálného záběru již umožnila odvodit, naprogramovat a ověřit dokonalejší algoritmy pro podstatně přesnější výpočty ohybové, dotykové a nyní i protizáděrové únosnosti, životnosti a spolehlivosti čelního ozubení s přímými zuby, směřující podle ISO 6336 k nejvyšší přesnosti, opravňující výsledky příslušných výpočtů výhledově označovat indexem A .

¹ Ing. Zdeněk Doležal, CSc., Ing. Věra Šíroká: Výzkumný a zkušební letecký ústav, Beranových 130, 199 05 Praha 9; tel.: +420.225115116, fax: +420.225115143; E-mail: dolezal @ vzlu.cz

2. Provozní zatížení ozubení

Již v lit. [2] bylo uvedeno a ověřeno nové modelování provozního zatížení přímých zubů moderního čelního ozubení, respektující již i interaktivní vliv výrobních úchylek, výškových modifikací a poddajných deformací provozně zatíženého ozubení. A to jak na jeho reálné záběrové poměry, tak na jeho zdroje vnitřního vysokofrekvenčního buzení. Výchozí model pro ověření této nové metody, uvedený na obr. 1, je tvořen jedním párem spoluzabírajících ozubených kol s přímými zuby LCRG či HCRG, uložených na poddajných, tlumených a obecně neisotropních podporách. V matematické podobě tento model představuje soustavu šesti simultánních nelineárních diferenciálních rovnic s velmi složitě proměnnou celkovou měrnou tuhostí ozubení $c(t, F)$ a kvazistatickou nerovnoměrností převodu $v(t, F)$.

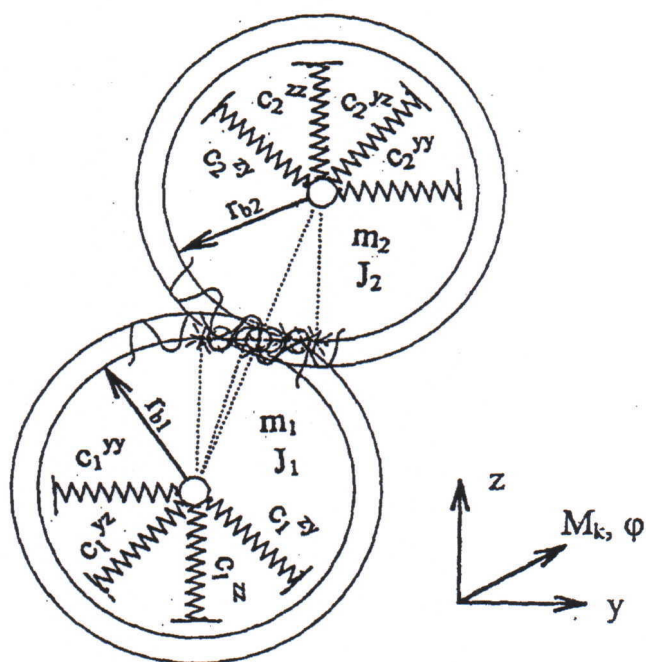
Pro praktické ověření nového modelování byly zvoleny dvě vývojové varianty ozubení druhého převodového stupně reduktoru leteckého motoru M602. Jedna varianta s ozubením LCRG, druhá varianta s ozubením HCRG, blíže popsanych v lit. [1].

Ukázka výsledků výpočtů poměru maximální provozní síly F_{Zmax} zatěžující ozubení k nominálnímu zatížení ozubení F_N , vyneseny v závislosti na otáčkách pastorku, je uvedena na obr. 2. A to pro tři varianty přesného ozubení LCRG (bez výrobních úchylek). Prvá varianta bez výškové modifikace ozubení, (kdy $l_Z = l_K = 0$), druhá varianta s částečnou výškovou modifikací v úsecích dvou párového záběru (kdy $l_Z = l_K = 5\text{mm}$) a třetí varianta s modifikací po celé délce geometrického záběru (kdy $l_Z = 7\text{mm}$, $l_K = 11\text{mm}$). Z těchto výsledků je dobře patrný význam výškové modifikace ozubení i potvrzení známých experimentálních poznatků, že u přesného a zatíženého ozubení jsou nejvýznamnější složkou vnitřního vysokofrekvenčního buzení jeho poddajné deformace. Ovšem z hlediska praktických potřeb, zejména pro výpočty únosnosti, životnosti a spolehlivosti ozubení, nejsou tyto výsledky výpočtů nejvhodnější. Z těchto výsledků není patrné zatížení jednotlivých párů spoluzabírajících zubů v závislosti na poloze jejich záběru, což v praxi znamená, že použití těchto výsledků může být příčinou předimenzovaného návrhu vysokootáčkového ozubení.

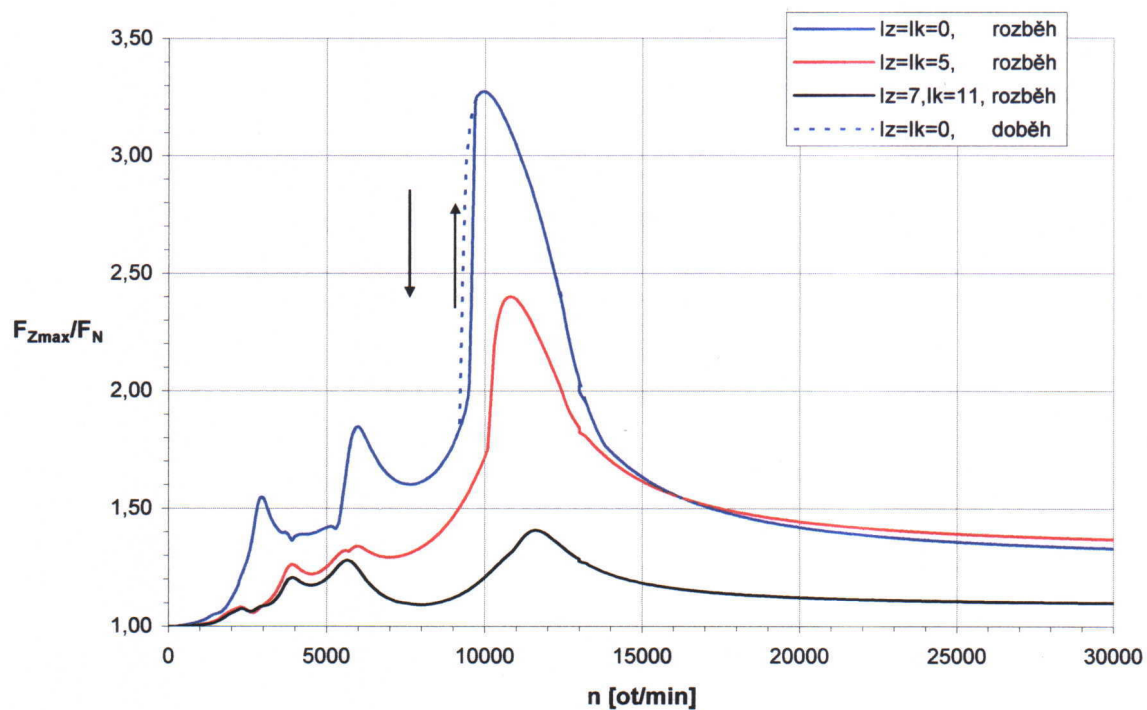
Ukázky výsledků výpočtů celkové provozní síly F_Z zatěžující ozubení a provozní síly F_S zatěžující jen jednotlivé páry spoluzabírajících zubů v závislosti na poloze jejich záběru, jsou uvedeny na obr. 3. Zde jen pro ozubení LCRG bez výrobních úchylek a výškové modifikace. Provozní síly F_S , použité pro následující ověřovací výpočty, byly získány výpočtovými postupy uvedenými a blíže popsány již v lit. [2]. Zde platí pro čtyři otáčkové režimy pastorku při konstantním nominálním zatížení ozubení F_N . Čtyři rozdílné otáčky pastorku byly voleny tak, aby byl z hlediska dynamických režimů přibližně reprezentován (viz obr. 2):

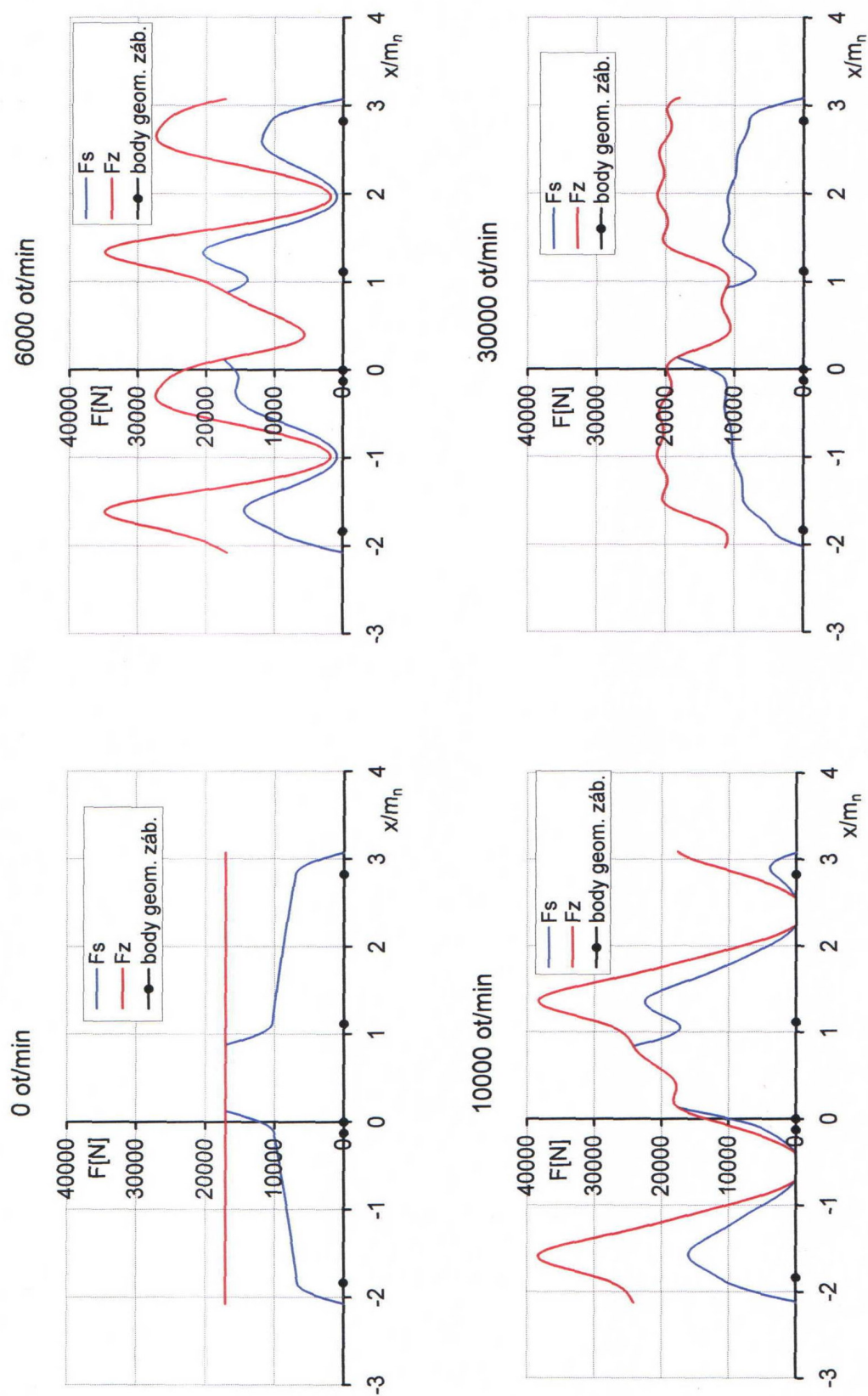
- 1) kvazistatický či hluboce podkritický režim
- 2) rezonanční režim druhé harmonické zubové frekvence
- 3) základní rezonanční režim první harmonické zubové frekvence
- 4) vysoce nadkritický režim

Z uvedených výsledků je patrné, že poddajné deformace čelního ozubení mohou zvyšovat délku záběru reálného ozubení, což má značný vliv jak na rozložení celkové provozní síly zatěžující ozubení na jednotlivé současně spoluzabírající páry zubů, tak na střední tuhost spoluzabírajícího ozubení, zdroje vnitřního vysokofrekvenčního buzení a samozřejmě i na výsledné dynamické jevy vybuze v reálných pohonových soustavách.



Obr. 1 Modelované soukolí uložené na neisotropních podporách

Obr. 2 Poměr F_{Zmax}/F_N v soukolí s LCRG, M602; $\xi = 0,1$; $\delta = 0,23$ mm.



Obr. 3 Síly F_z zatěžující ozubení a síly F_s zatěžující zuby v závislosti na poloze záběru v případě ozubení LCRG bez výrobních úchylek a modifikace při jmenovitém zatížení $F_N = 17035$ [N] a uvedených otáčkách

3. Výpočty protizáděrové únosnosti

Zadírání je nejčastější příčinou poškození rychloběžných a značně zatížených ozubení. Na rozdíl od únosnosti ohybové či dotykové, kdy je jednoznačným kritériem pro poškození zubů jejich ohybové či dotykové napětí, podobné jednoznačné kritérium pro zadírání neexistuje. Je to dáno složitostí a nedostatečnou znalostí jevů, které v dotyku silně namáhaných povrchů zubů při zadírání vznikají. Během doby vznikla celá řada kritérií vycházejících z různých hypotéz o mechanismu zadírání, podepřených zkušenostmi z provozu a rozsáhlého experimentálního výzkumu. V současné době je pro výpočty zadírání rychloběžných ozubení nejrozšířenější a nejuznávanější kritérium místních okamžitých teplot, navržené Blokem. Toto teplotní kritérium vychází z představy, že zadírání vznikne při určité lokální mezní teplotě v záběru boků zubů, která způsobí porušení olejového filmu.

Aby podle Bloka zadírání v záběru boků zubů nevzniklo, okamžitá provozní teplota olejového filmu T , představující součet střední provozní teploty ozubení T_0 a okamžité (jiskrové) teploty ΔT v místě dotyku boků spoluzabírajících zubů, nesmí převyšovat mezní teplotu T_M . Tuto podmínku můžeme vyjádřit formálně jednoduchým vztahem

$$T = T_0 + \Delta T \leq T_M. \quad (1)$$

Střední teplota ozubení T_0 je v případě vysokootáčkových převodů zpravidla o 5° až 16° C vyšší než vstupní teplota oleje [6], při čemž mezní teplota T_M se určuje pro různé kombinace materiálů a olejů experimentálně na diskových stolicích. Pro moderní syntetické oleje a vysoce legované cementační oceli, používané v leteckém průmyslu, se mezní teplota T_M pohybuje v rozpětí 220 až 290 °C. Spodní hranice platí pro oleje s kinematickou viskozitou 5 až 6 cSt při 100°C, horní hranice zpravidla platí pro oleje s kinematickou viskozitou vyšší. Určování okamžité teploty ΔT v místě dotyku spoluzabírajících boků zubů podle Blokovy vztahu

$$\Delta T = 0,033 \mu \sqrt[4]{w^3 / \rho_R} \left| \sqrt{v_1} - \sqrt{v_2} \right| \quad (2)$$

je již ovšem složitější.

Proměnný součinitel tření μ je sice možno ještě relativně snadno určovat [8] pomocí vztahu

$$\mu = 0,0562 / \sqrt[4]{\eta_0 2 v v_s} \quad (3)$$

odvozeného z experimentálních výsledků docílených na zkušebních diskových stavech v závislosti na (po transformaci a úpravě na funkce otáček pastorku n_1 a polohy záběru x):

relativní střední rychlosti valení spoluzabírajících boků zubů pastorku a kola

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2} = \left(r_{b1} \lg \alpha_w + \frac{u-1}{2u} x \right) \frac{\pi}{30} n_1, \quad (4)$$

relativní rychlosti skluzu spoluzabírajících boků zubů pastorku a kola

$$v_s = v_1 - v_2 = \left(\frac{u+1}{u} x \right) \frac{\pi}{30} n_1. \quad (5)$$

a dynamické viskozitě oleje η_0 při střední teplotě ozubení T_0 (Blíže viz konec kapitoly).

Relativně snadno lze určovat i redukovaný poloměr křivosti spoluzabírajících boků zubů pastorku a kola v místě dotyku

$$\rho_R = \frac{(r_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + x)(r_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w - x)}{(r_{b1} + r_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_w}. \quad (6)$$

Největší problém ovšem představuje znalost měrného provozního zatížení spoluzabírajících boků zubů w , tj. znalost síly F_S dělené šířkou ozubení $b=75\text{mm}$, platící v případě LCRG.

Ovšem aby zadírání v záběru spoluzabírajících boků zubů nevzniklo, pracovní boky zubů musí být bezpodmínečně dobře mazány elastohydrodynamickým (dále jen EHD) olejovým filmem se souvislou tloušťkou kolem $1\text{ }\mu\text{m}$. Splnění této podmínky je umožněno neočekávanou vlastností olejů která způsobuje, že jejich viskozita dramaticky vzrůstá se vzrůstem dotykových tlaků.

Nejnovější vztah pro výpočet minimální tloušťky olejového filmu h_0 uvádí Kondir [8] ve tvaru

$$h_0 = 3,17 \cdot \frac{\alpha^{0,6} (2\eta_0 v)^{0,75} \rho_R^{0,4}}{w^{0,15}} \quad (7)$$

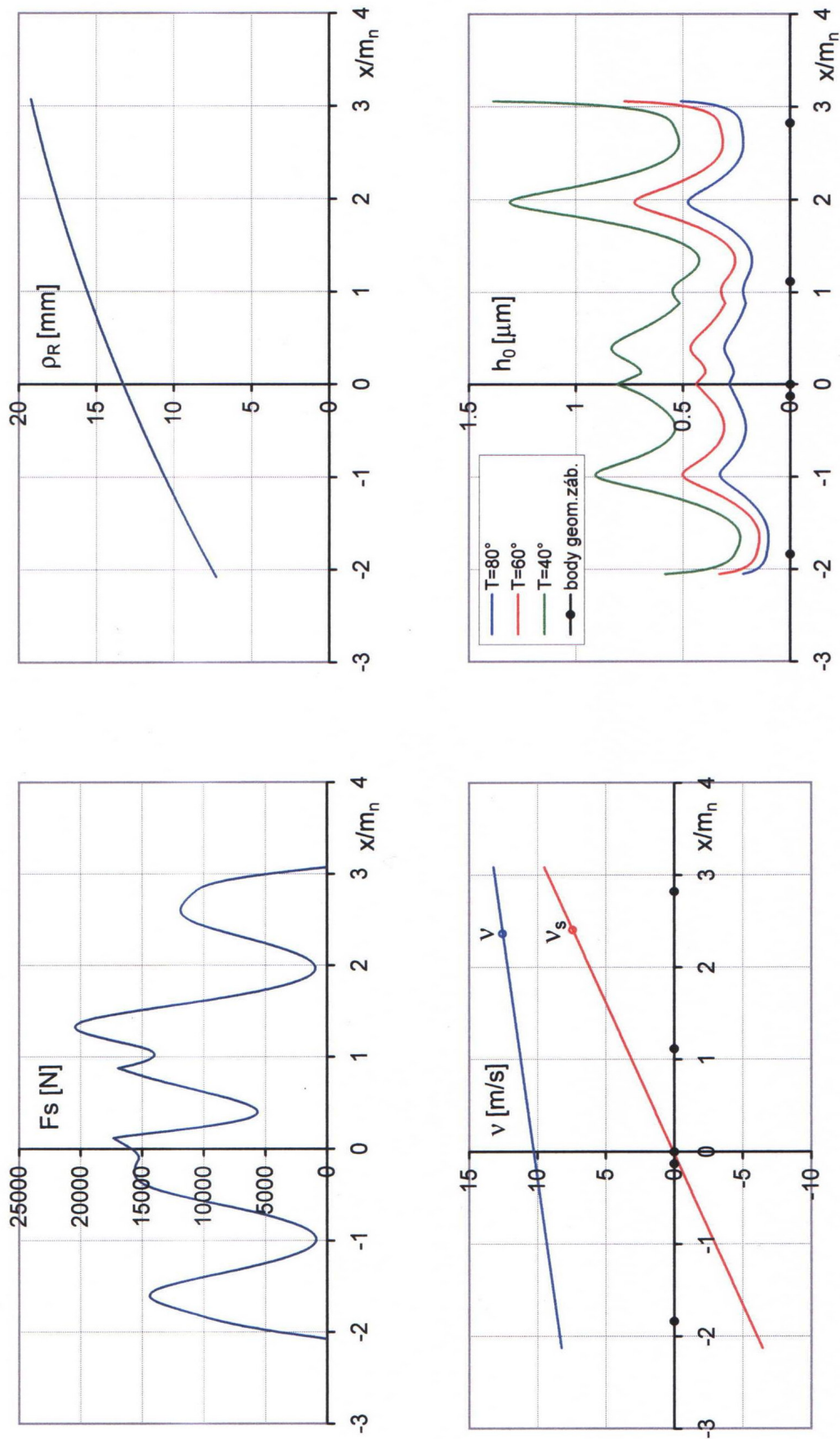
z kterého je patrné, že minimální tloušťka olejového filmu h_0 se zvětšuje se zvyšováním dynamické viskozity oleje η_0 , střední součtové rychlosti valení v , redukovaného poloměru křivosti spoluzabírajících boků zubů v místě dotyku ρ_R , a piezosoučinitele maziva α . Naopak tloušťka olejového filmu se snižuje se zvyšováním měrného zatížení zubů w . Jelikož minimální tloušťka olejového filmu nezávisí přímo na kluzné rychlosti spoluzabírajících boků zubů v místě jejich dotyku, existují nanejvýš optimální podmínky pro vytvoření EHD filmu v pólu záběru. A to především proto, že při nulové kluzné rychlosti zde vznikají minimální ztráty, ohřev a tudíž i pokles viskozity oleje.

Úplný termo-elastohydrodynamický výpočet minimální tloušťky olejového filmu h_0 , respektující ve vztahu (7) pokles viskozity oleje v důsledku kombinované kluzné a valivé rychlosti, energetických ztrát a zvýšené provozní teploty olejového filmu, vyžaduje izotermické výpočty doplnit výpočty podle Bloka, pomocí kterých se určuje okamžitá provozní teplota olejového filmu v místě záběru jako součet střední provozní teploty ozubení T_0 a okamžité teploty ΔT .

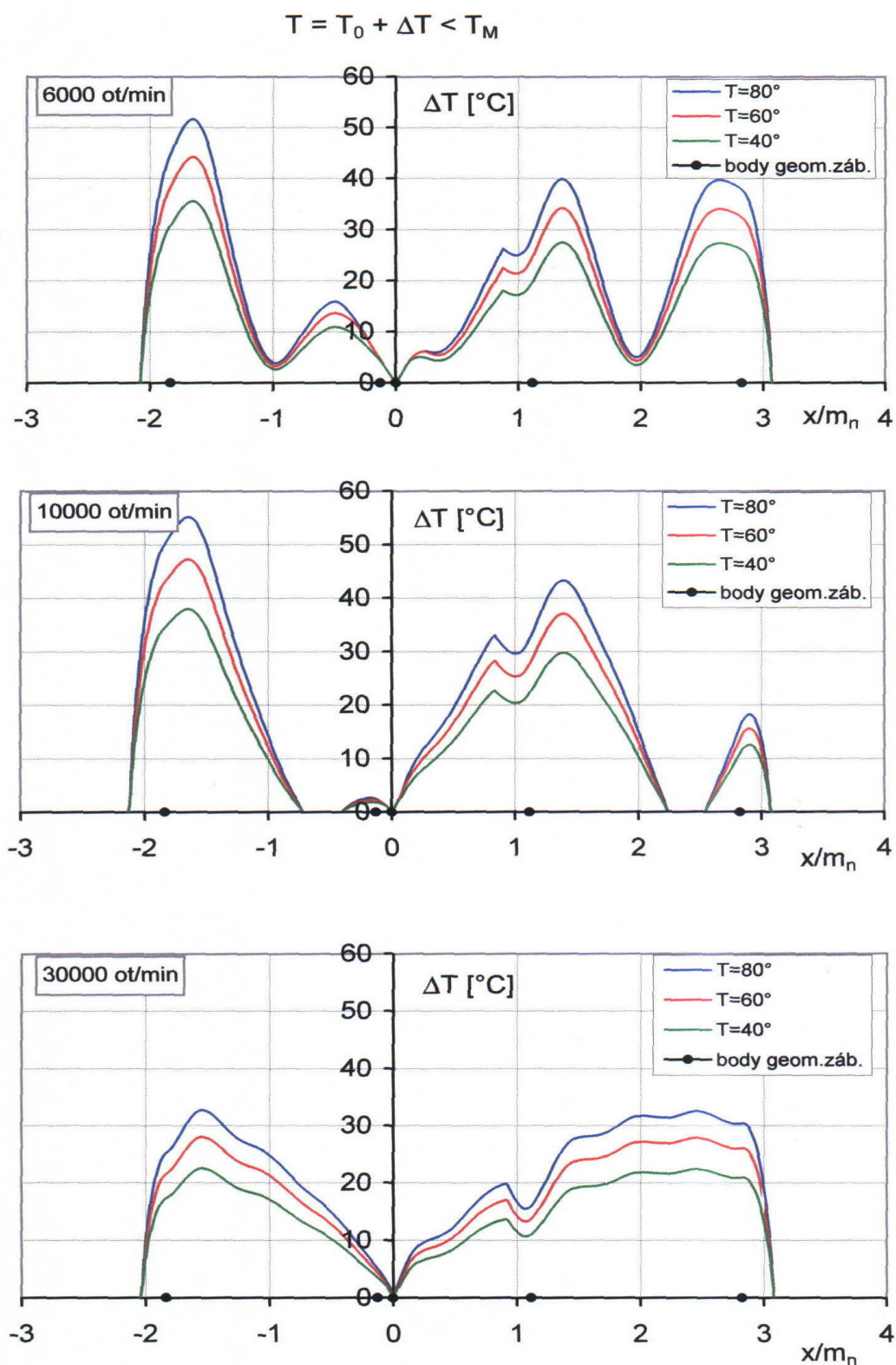
Ukázky výsledků výpočtů minimální tloušťky T-EHD olejového filmu h_0 v celém záběru jednoho páru přímých zubů LCRG reduktoru motoru M 602, uvažovaného bez výškové modifikace a výrobních úchylek, jsou uvedeny na obr. 4. Tyto výpočty jsou provedeny s olejem B3V pro vstupní teplotu 40, 60 a 80 °C, piezosoučinitel $\alpha = 0,86 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$ a závislost dynamické viskozity na teplotě $\eta = 0,062 e^{-0,0624T} \text{ Pa.s}$, kde T [°C]. U těchto prvních výpočtů jsou pro kontrolu uvedeny i výsledky dílčích výpočtů simulované provozní síly F_S , redukovaného poloměru křivosti spoluzabírajících boků zubů ρ_R , relativní střední rychlosti valení v a relativní rychlosti skluzu v_S .

Ukázky výsledků výpočtů okamžité jiskrové teploty v záběru zubů jsou uvedeny na obr. 5.

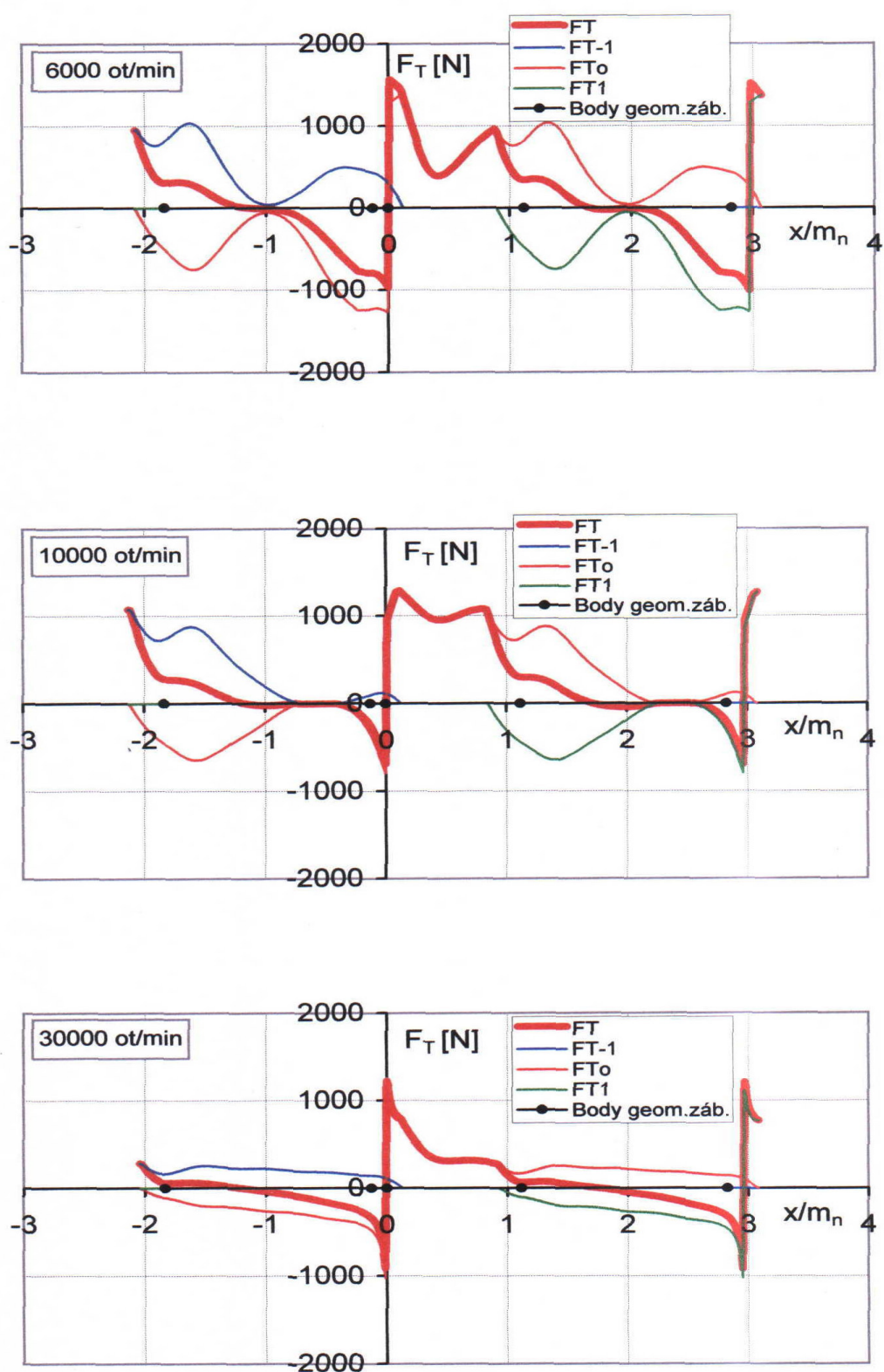
Ukázky výsledků výpočtů třecích sil v záběru zubů i celého ozubení jsou uvedeny na obr. 6.



Obr. 4 Minimální tloušťka T-EHD olejového filmu h_0 v záběru nemodifikovaného ozubení LCRG bez výrobních úchylek při $n_1 = 6000$ ot/min a třech rozdílných vstupních teplotách oleje B3V



Obr. 5 Závislost okamžité jiskrové teploty ΔT na poloze záběru pro přesné nemodifikované ozubení LCRG s olejem B3V a teplotách na vstupu 40, 60 a 80 °C



Obr. 6 Třecí síly F_{TS} v s -tých párech zubů ($s=0, \pm 1$) a F_T v ozubení LCRG bez modifikace při různých otáčkách

4. Závěr

Znalost provozního zatížení jednotlivých párů spoluzabírajících zubů po celé délce jejich reálného záběru umožnila sestavit, naprogramovat a ověřit algoritmy pro výpočty protizáděrové únosnosti moderního čelního ozubení s přímými zuby, použitelné jak pro ozubení LCRG tak HCRG. Tyto výpočty protizáděrové únosnosti spočívají nejen na známém kritériu okamžitých teplot navržených „Blokem“, ale i na modelování minimální tloušťky termo-elastohydrodynamického mazacího olejového filmu vznikajícího po celé délce reálného záběru zubů.

Z výsledků ověřovacích výpočtů je patrné, že tyto výpočty bude možno používat i pro:

- 1) ověřování vhodnosti voleného oleje či navrhovaného ozubení s ohledem na jeho nežádoucí opotřebení otěrem, které nevznikne, pokud minimální tloušťka olejového filmu bude větší než střední drsnost spoluzabírajících boků zubů
- 2) přesné určování třecích sil jako zdroje dalšího významného vnitřního vysokofrekvenčního buzení generovaného přímo v záběrech ozubení.

5. Poděkování

Práce byla řešena s laskavou podporou grantového projektu GA ČR č. 101/00/0225 „Metody analýzy kvazistatických a dynamických vlastností moderních interaktivních pohonových soustav a predikce jejich spolehlivosti“ a s podporou projektu MPO „Rozvoj nosných disciplin centra leteckého výzkumu a zkušebnictví“.

6. Literatura

- [1] Doležal Z. (1991) Výpočty ozubení nové varianty reduktoru M 602. *Zpráva VZLÚ R-2652/91.*
- [2] Doležal Z. (2001) Modelování provozního zatížení přímých zubů moderního čelního vysokootáčkového ozubení. *Zpráva VZLÚ V-1732/01*
- [3] Doležal Z. (2002) Modelování T-EHD mazání a tření v záběrech přímých zubů moderního čelního ozubení. *Zpráva VZLÚ V-1759/02*
- [4] Doležal Z. (2002) Nové výpočty protizáděrové únosnosti moderního čelního ozubení s přímými zuby. *Zpráva VZLÚ V-1753/02*
- [5] Dowson D. & Higginson G. R (1977) Elastohydrodynamic Lubrication, *SI Edition Pergamon Press.*
- [6] Errichello R. (1990) Lubrication of Gears. *Lubrication Engineering, January, February, March and April.*
- [7] International Standard ISO 6336 (1996) Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears – Part 1, 2, 3, 5.
- [8] Kondir D. S. (1998) Elastogidrodinamičeskij rasčot dėtalej mašin. *Moskva, Mašinostroenie*