



Pevnostní výpočty ozubených soukolí v převodkách osobních automobilů

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Martin Opočenský**
Vedoucí práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems

Author: **Bc. Martin Opočenský**
Supervisor: Ing. Robert Voženílek, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Opočenský**
Osobní číslo: **S16000338**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Pevnostní výpočty ozubených soukolí v převodkách osobních automobilů**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Seznamte se se způsoby výpočtů ozubených soukolí v převodkách osobních automobilů dle platných norem.
2. Proveďte modelový pevnostní výpočet ozubeného soukolí vybraného rychlostního stupně pro osobní automobil.
3. Vytvořte porovnávací databázi velikosti namáhání ozubených kol v převodkách osobních automobilů pro různá soukolí v odlišných převodkách.
4. Během zadání spolupracujte se společností Škoda Auto a.s..

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran + CD

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

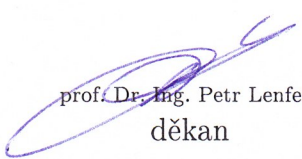
- [1] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J. a W. Novak: Automotive Transmissions, 2011, ISBN 978-3-642-16213-8.
- [2] Moravec, V., Dejl, Z., Němček, M., Folta, Z. a J. Havlík: Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů, VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2009.
- [3] Firemní podklady Škoda Auto a.s..

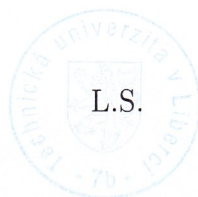
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Robert Voženílek, Ph.D.**


Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: **20. listopadu 2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **20. února 2019**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Především bych rád poděkoval Ing. Robertu Voženílkovi, Ph.D. z katedry vozidel a motorů na Technické univerzitě v Liberci jako vedoucímu mé diplomové práce, který mi dával věcné rady při řešení problémů týkajících se mého zadání. Také bych chtěl moc poděkovat vývojovému oddělení převodovek Škoda Auto a.s. za poskytnutí studijních materiálů a cenných rad.

Dále bych chtěl poděkovat všem, kteří mi svou pomocí, podporou, názorem či radou přispěli k vytvoření této práce. Nemalé díky také patří mé rodině, která mě podporovala, jak v průběhu celého studia, ale také při tvorbě této práce.

V Liberci dne:

Bc. Martin Opočenský

Anotace

Diplomová práce je zaměřená na pevnostní výpočet ozubeného soukolí v převodkách osobních automobilů. V této práci je podrobně popsán pevnostní výpočet dle platných norem. Výsledkem této práce je vytvoření programu pro výpočet pevnostní kontroly ozubení, následně vytvoření databáze pevnostní kontroly různých variant mechanické převodovky pro motory s výkonem do 200Nm a výsledky jsou zaneseny do tabulek a grafů pro přehledné vyhodnocení namáhání.

Klíčová slova

Pevnostní výpočet, pevnostní kontrola ozubení, napětí v dotyku, napětí v ohybu, databáze napětí, manuální převodovka, čelní ozubená kola, šikmé ozubení, poškození ozubení, pitting.

Annotation

This diploma thesis deals with the consistence calculation of a serrated wheelwork used in passenger car transmissions. In this diploma thesis, the consistence calculation is described in detail according to a valid norm. As a result of this thesis, a programme for calculating the wheelwork consistence revisal is provided. Furthermore, this diploma thesis offers a database with different variations of consistence revisal for transmissions used in engines with performance up to 200Nm. All results have been inserted into tables and graphs for well-arranged classification of straining.

Key words

Consistence calculation, consistence revisal of the wheelwork, tenseness in the point of touching, tenseness in the flexion, database of the tenseness, manual transmission, front serrated wheels, inclined gearing, gearing damage, pitting.

Obsah diplomové práce

Seznam symbolů.....	8
Použité zkratky a cizí slova	14
1. Úvod	15
2. Teorie čelních ozubených kol	16
2.1 Návrh ozubených kol pro automobilové převodovky.....	17
2.2 Příčiny a typy poškození	19
2.3 Metody hodnocení únosnosti ozubených kol podle norem	22
3. Modelový pevnostní výpočet	26
3.1 Výchozí parametry modelového soukolí	26
3.2 Výpočet trvanlivosti povrchu – odolnost vůči pittingu	29
3.2.1 Základní vzorce pro výpočet napětí v dotyku.....	30
3.3 Výpočet faktorů	33
3.3.1 Faktor zóny Z_H	33
3.3.2 Faktory dotyku jedné dvojice boků zubů Z_B a Z_D	34
3.3.3 Faktor elasticity Z_E	35
3.3.4 Faktor poměrného dotyku Z_ϵ	37
3.3.5 Faktor úhlu sklonu Z_β	38
3.3.6 Aplikační faktor K_A	40
3.3.7 Vnitřní dynamický faktor K_V	42
3.3.8 Faktory čelního zatížení $K_{H\alpha}$ a $K_{F\alpha}$	46
3.3.9 Faktor podélného zatížení $K_{H\beta}$	48
3.4 Shrnutí parametrů výpočtu a konečný výsledek napětí v dotyku	49
3.5 Výpočet pevnosti v ohybu zubu – odolnost vůči lomu v patě zubu	51
3.5.1 Základní vzorce pro napětí v ohybu.....	52
3.6 Výpočet faktorů.....	53
3.6.1 Faktor tvaru zubu Y_F	53
3.6.2 Faktor koncentrace napětí Y_S	61
3.6.3 Faktor úhlu sklonu Y_β	63
3.6.4 Faktor tloušťky věnce Y_B	64

3.6.5 Faktor výšky zubu Y_{DT}	66
3.6.6 Faktor vnějších dynamických sil K_v	67
3.6.7 Aplikační faktor K_A	67
3.6.8 Faktor podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{F\alpha}$	67
3.6.9 Faktor nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce $K_{F\beta}$	67
3.7 Shrnutí parametrů výpočtu a konečný výsledek napětí v ohybu	69
4. Vytvoření porovnávací databáze napětí v automob. převodkách	72
4.1 Tvorba výpočetního programu v Excelu.....	73
4.2 Vstupní údaje zadaných převodovek	76
4.3 Výsledné hodnoty pevnostního výpočtu zadaných převodovek	77
4.4 Porovnání výsledných hodnot převodovek.....	79
5. Závěr	88
Seznam použité literatury	89
Seznam obrázků.....	91
Seznam tabulek	92
Přílohy.....	93

Seznam symbolů

a	osová vzdálenost	[mm]
a_w	pracovní osová vzdálenost	[mm]
b	šířka ozubení	[mm]
b_w	šířka překrytí	[mm]
$C_{\gamma\alpha}$	střední hodnota tuhosti záběru pro výpočet $K_{H\alpha}$ a $K_{H\beta}$	[N/mm ³ ·μm]
d_a	průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	základní průměr	[mm]
d_e	průměr kružnice procházející vnějším dotykem dvojice boků zubů	[mm]
d_f	průměr patní kružnice	[mm]
d_{Nf}	průměr tvaru paty	[mm]
d_1	referenční průměr pastorku	[mm]
d_2	referenční průměr kola	[mm]
E	modul pružnosti	[MPa]
E	pomocný koeficient výpočtu ISO 6336-3	[-]
F	síla	[N]
F_{bt}	jmenovité čelní zatížení v činné rovině	[N]
F_m	střední hodnota tečného zatížení	[N]
F_n	jmenovitá normálová síla	[N]
F_t	jmenovité tečné zatížení	[N]
f_{pb}	úchylka základní čelní rozteče	[μm]
h	výška zubu	[mm]
h_a	výška hlavy zubu	[mm]
h_{aP}	výška hlavy základního profilu válcových ozubených kol	[mm]
h_f	výška paty zubu	[mm]
h_{fP}	výška paty základního profilu válcových ozubených kol	[mm]

i	převodový poměr.....	[-]
K_1	koeficient pro výpočet K_V	[-]
K_2	koeficient pro výpočet K_V	[-]
K_3	koeficient pro výpočet K_V	[-]
K_A	aplikační faktor.....	[-]
K_{Fa}	faktor čelního zatížení pro výpočet napětí v patě.....	[-]
$K_{F\beta}$	faktor podélného zatížení pro výpočet napětí v patě.....	[-]
$K_{H\alpha}$	faktor čelního zatížení pro kontaktní napětí	[-]
$K_{H\beta}$	faktor podélného zatížení pro kontaktní napětí	[-]
K_V	dynamický faktor.....	[-]
K_{Va}	dynamický faktor pro čelní kola s přímými zuby.....	[-]
$K_{V\beta}$	dynamický faktor pro čelní kola se šikmými zuby.....	[-]
M	točivý moment.....	[Nm]
m_n	normálový modul	[mm]
m_{red}	redukováná hmotnost ozubeného soukolí	[kg/mm]
m_t	čelní modul	[mm]
N_F	exponent výpočtu v ISO 6336-3 (DIN 3990-1).....	[-]
N_L	počet zatěžovacích cyklů.....	[-]
n	vstupní otáčky.....	[min ⁻¹]
P	pravděpodobnost	[%]
p	rozteč	[mm]
p_{bn}	základní normálná rozteč.....	[mm]
p_{bt}	základní čelní rozteč	[mm]
p_{rP0}	velikost protuberance	[mm]
p_t	čelní rozteč	[mm]
Q_{ISO}	stupeň přesnosti výroby.....	[-]

q_{pr}	protuberance nástroje	[mm]
q_s	parametr vrubu	[-]
S_F	faktor bezpečnosti pro lom zubu	[-]
S_H	faktor bezpečnosti proti pittingu.....	[-]
s_{pr}	zbytkové podříznutí patního přechodu	[mm]
s_{Fn}	kritický průřez na těživě paty zubu	[mm]
s_R	tloušťka věnce	[mm]
T	jmenovitý točivý moment.....	[Nm]
T_{eq}	ekvivalentní točivý moment	[Nm]
T_n	jmenovitý točivý moment.....	[Nm]
T_{Limit}	limitní točivý moment	[Nm]
U	poměr zubů (převodový poměr)	[-]
u	obvodová rychlost	[m/s]
v	obvodová rychlost na roztečném válci	[m/s]
x	jednotkové posunutí základního profilu	[-]
Y_{DT}	faktor výšky zubu	[-]
Y_F	faktor tvaru zubu	[-]
Y_S	faktor koncentrace napětí	[-]
Y_{β}	faktor úhlu sklonu.....	[-]
y_{α}	přídavek na záběh pro ozubená kola	[μm]
y_{β}	přídavek na záběh.....	[μm]
Z_B	faktor pro dotyk dvojice boků zubů pastorku.....	[-]
Z_D	faktor pro dotyk dvojice boků zubů kola.....	[-]
Z_E	faktor pružnosti (elasticity)	[$\sqrt{N/mm^2}$]
Z_{β}	faktor úhlu sklonu zubu.....	[-]
z	počet zubů	[-]

Z_n	počet zubů náhradního kola.....	[-]
Z_v	počet zubů náhradního (virtuálního) kola.....	[-]
α_e	výtvarný úhel záběru	[°]
α_n	normálový úhel záběru	[°]
α_t	čelní úhel záběru.....	[°]
α_{wt}	úhel záběru na roztečném válci	[°]
α_{Fa}	zatěžovací úhel k síle na hlavové kružnici	[°]
α_{Fen}	zatěžovací úhel	[°]
β	sklon boku zubu.....	[°]
β_b	základní úhel sklonu boku zubu	[°]
ε_α	součinitel trvání záběru v čelní rovině.....	[-]
ε_{an}	virtuální poměrný dotyk v čelní rovině	[-]
ε_β	součinitel poměrného sklonu.....	[-]
ε_γ	celkový součinitel trvání délky záběru	[-]
ρ_{Fn}	poloměr v kritickém průřezu paty zubu.....	[°]
σ_F	napětí v ohybu v patě zubu.....	[N/mm ²]
σ_{F0}	jmenovité napětí v ohybu	[N/mm ²]
σ_{F1}	napětí v ohybu pro pastorek	[N/mm ²]
σ_{F2}	napětí v ohybu pro kolo.....	[N/mm ²]
σ_{Flim}	hodnota dovoleného napětí pro ohyb	[N/mm ²]
σ_H	kontaktní napětí	[N/mm ²]
σ_{H0}	jmenovité kontaktní napětí	[N/mm ²]
σ_{H1}	kontaktní napětí pro pastorek	[N/mm ²]
σ_{H2}	kontaktní napětí pro kolo.....	[N/mm ²]
σ_{HP}	předpokládané napětí v dotyku.....	[N/mm ²]

σ_{Hlim} hodnota dovoleného napětí pro dotyk [N/mm²]
 ν Poissonova konstanta [-]
 ω úhlová rychlost [rad.s⁻¹]

Použité zkratky a cizí slova

ČSN česká norma

DIN německá norma (Deutsches Institut für Normung)

HCR soukolí s prodlouženým trváním záběru (High Contact Ratio)

ISO Mezinárodní organizace pro normalizaci (International Organization for Standardization)

MKP metoda konečných prvků

Pitting označení poškození povrchu zubu

TUL Technická univerzita v Liberci

VCJB Výzkumné centrum Josefa Božka

1. Úvod

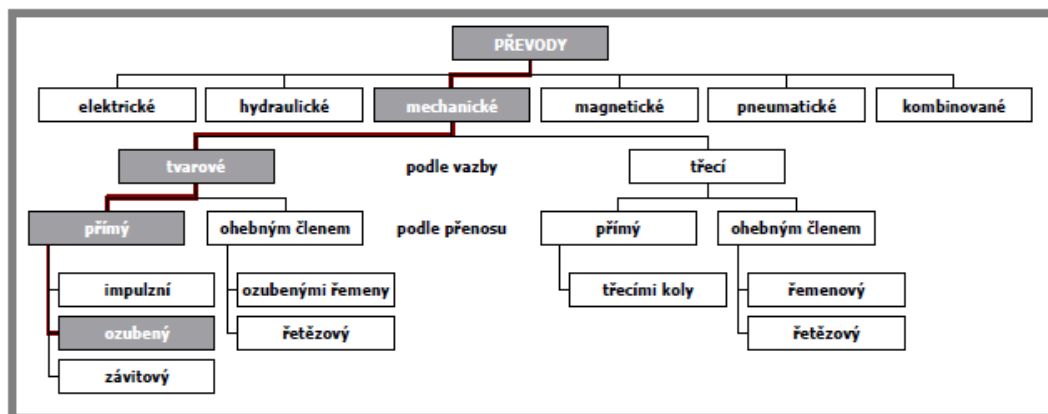
Předmětem této diplomové práce je pevnostní analýza ozubení. Na ozubená kola jsou kladeny velmi vysoké nároky, proto je pevnost ozubení velmi důležitá. Musí splňovat tyto požadavky, jako např. umožňovat rovnoměrný přenos točivého momentu, vysokou účinnost, životnost, co nejnižší vibrace, hluk atd. Pro automobilové převodovky se musí pečlivě tyto nároky zvážit, aby zákazník byl spokojený a následné reklamace převodového ústrojí byly co nejnižší. Výrobce musí také brát v úvahu cenu výroby a náročnost výroby.

V první části bude zpracován postup výpočtu, porovnání norem ČSN 01 4686, DIN 3990, ISO 6336. Postupně bude modelově ukázán pevnostní výpočet v jednotlivých krocích a dílčí výsledky budou konfrontovány s výsledky z komerčně připraveného softwaru tak, aby výsledná napětí na ozubení byla vypočtena s co nejvyšší přesností. Na základě této zkušenosti bude vytvořen vlastní program pro pevnostní výpočet napětí na ozubených kolech. Ve vlastním softwaru bude proveden výpočet pro několik párů soukolí různých variant zadaných převodovek z něhož bude vytvořena databáze napětí, jenž bude následně zanesena do tabulek a grafů.

2. Teorie čelních ozubených soukolí

Ozubeným převodem se rozumí přenos mechanické energie z hnacího hřídele na hnaný hřídel pomocí tvarového styku ozubených kol. Většinou je tento převod spojen se změnou otáček nebo i směru otáčení. Převody se nejčastěji rozdělují dle tabulky Tab.

1. [1]



Tab. 1 – Základní rozdělení převodů [1]

O kvalitě ozubených převodů se největší měrou rozhoduje právě při jejich geometrickém návrhu. Při špatném geometrickém návrhu už spolehlivou práci převodu nezajistí ani použití nejkvalitnějších materiálů. A naopak, někdy lze výborným geometrickým návrhem soukolí ušetřit za drahý materiál. Samotný geometrický návrh je komplikovaná záležitost. Je totiž nutné skloubit někdy zcela protichůdné požadavky. Velmi zjednodušeně lze říci, že podstatou tohoto návrhu je optimální volba tvaru evolventy výběrem velikostí jednotkové korekce x_1 pastorku a x_2 kola tak, aby byly splněny vstupní požadavky plynoucí ze zadání soukolí. [2]

Použitím cykloidního boku zubu se zmenší opotřebení a sníží se ztráty třením. Rozdíly v účinnosti a trvanlivosti však nejsou velké a vhodnou korekcí evolventního ozubení se tyto nedostatky dají zmírnit. Jelikož je rozhodujícím faktorem většinou jednoduchost a nákladnost výroby, je proto použití evolventního ozubení preferováno před ostatními typy ozubení. [1]

Na ozubená kola jsou kladeny následující základní požadavky:

- aby rovnoměrný otáčivý pohyb hnacího kola způsoboval rovnoměrný otáčivý pohyb hnaného kola,
- aby tolerované výrobní a montážní úchytky neměly vliv na převodový poměr,

- aby ztráty způsobené třením a opotřebením byly co nejmenší. [1]

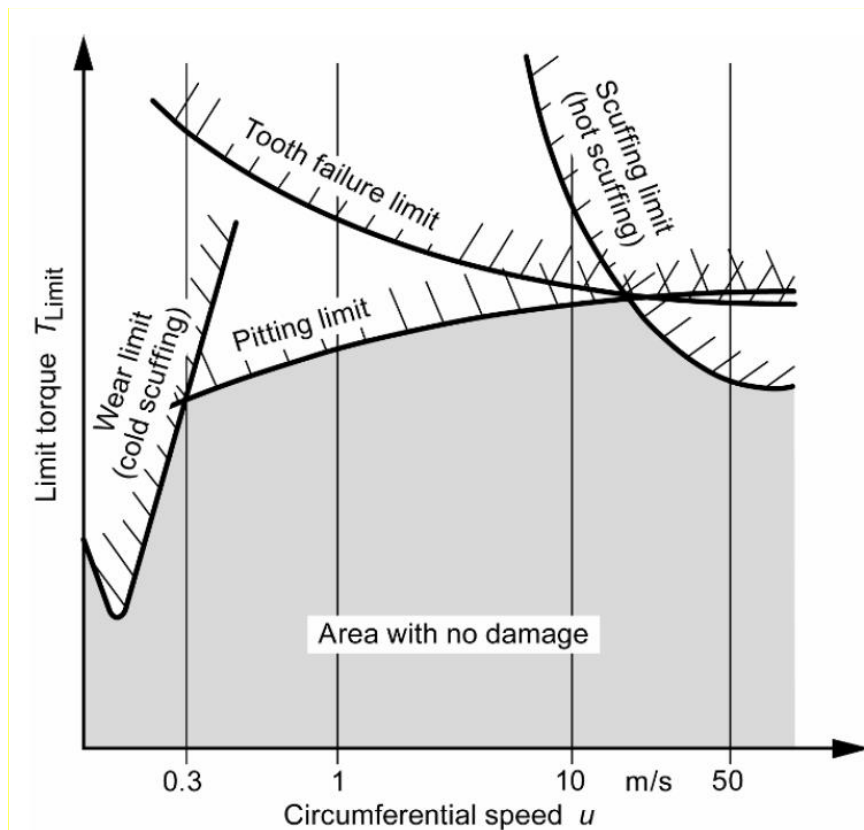
Dosud se konstruktéři při výpočtu ozubených kol řídili především svojí zkušeností s podobnými konstrukcemi z minulých projektů. Přesto museli provádět hodně náročných kontrolních výpočtů všech geometrických a záběrových parametrů. S větším využíváním nestandardních ozubení je kvalitní návrh geometrie na základě zkušeností konstruktéra už minulostí. Pro kvalitní návrhy soukolí hrají hlavní roli speciální programy pro geometrický návrh ozubených kol. Další programy slouží ke kontrole navržených soukolí. [2]

2.1 Návrh ozubených kol pro automobilové převodovky

Nejdůležitější částí přenosu energie z motoru na kola je převodové ústrojí. V dnešní době jsou kladeny na převodovky (ozubená kola) stále větší nároky. Je velké množství nároků, např. přenos větších výkonů, plynulost, snadné řazení, vibrace, hluk, atd. Stále se zvyšuje poměr výkonu motoru ke hmotnosti vozidla, dále také maximální rychlosti a zrychlení vozidla. Toto vše musí ozubená kola přenést a splňovat s co nejvyšší účinností. [3]

Výchozím bodem výpočtu převodových kol jsou jejich výkonnostní limity, příčiny selhání, ale i hlukové úvahy a síly přenášené do ložisek. Výkonové limity dvojice ozubení v převodovce jsou v podstatě určeny čtyřmi typy poškození (viz graf): [3]

- selhání (ulomení) zubu,
- makropitting a mikropitting,
- horký oděr (zadírání)
- opotřebením (leštění povrchu boků zubů).



Obr. 1 – Graf poškození ozubení v závislosti na točivém momentu a obvodové rychlosti [3]

Překlad grafu poškození ozubení: limit torque – limitní točivý moment, circumferential speed – obvodová rychlost, wear limit (cold scuffing) – opotřebení (leštění povrchu), tooth failure limit – ulomení zubu, pitting – pitting (vydrolování povrchu zubu), scuffing limit (hot scuffing) – oděr (zadírání).

Tyto typy poškození omezují nosnost ozubených kol. Hlavní faktory pro výše uvedené výkonnostní limity jsou:

1. provozní podmínky (druh zatížení, obvodové rychlosti, teplota),
2. výběr materiálu,
3. geometrie zubů kol,
4. přesnost výroby,
5. povrchová úprava a drsnost povrchu,
6. výběr maziva (chemické a fyzikální vlastnosti). [3]

2.2 Příčiny a typy poškození

1) Porucha (ulomení) zubu

Selhání zubu je stav, kdy se celý zub nebo jeho část odlomí. Rozlišuje se mezi poruchou přetížením a poruchou únavy. Selhání přetížením je důsledkem krátkého, drastického přetížení páru ozubených kol. Příčina je náhlé přetížení nad mez pevnosti vlivem poruchy jiných součástí nebo výrobní poruchy materiálu. Hrubá struktura lomu viz obrázek 2. Únavový lom vzniká vlivem cyklického přetížení nad mezí únavové nebo časové pevnosti materiálu. Lom je iniciován zpravidla koncentrací napětí v patě zubu. Na struktuře lomu je patrné postupné šíření únavové trhliny viz obrázek 3. [4]



Obr. 2 – Selhání zubu vzniklé přetížením [3]



■ Únavová trhlina v patě zubu.



■ Struktura únavového lomu zubu .

Obr. 3 - Únavový lom zubu [4]

2) Makropitting

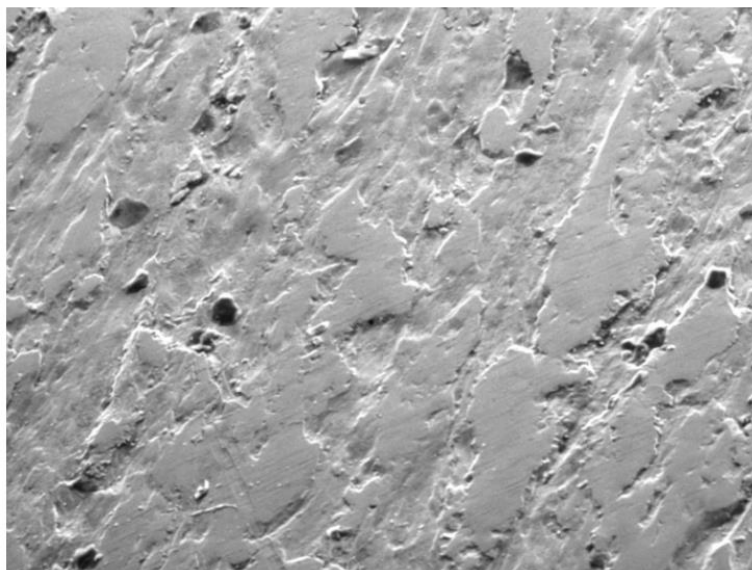
Poškození zubu pittingem (jamková koroze) je vytvoření rozvětvené sítě trhlin, při které dochází k odlupování materiálu a tvorbě důlků. Trhliny se dále větví, rozšiřují a tvoří dutiny. Jejich splývání vede ke vzniku trhlin rovnoběžných s povrchem. Hlavním důvodem vzniku pittingu je napětí vznikající pod povrchem. Hertzův tlak se používá k vyhodnocení zatížení a je základem pro výpočet povrchového napětí. Pitting se vyskytuje pouze u mazaných převodovek. Odolnost vůči pittingu je ovlivněna tvrdostí, viskozitou oleje, specifickým klouzáním boků zubů, defekty profilu boků zubů, drsností povrchu a obvodovou rychlostí. Plocha s makropittingem je ukázána na obrázku 4. [3, 4]



Obr. 4 – Poškození zubů vlivem makropittingů [3]

3) Mikropitting

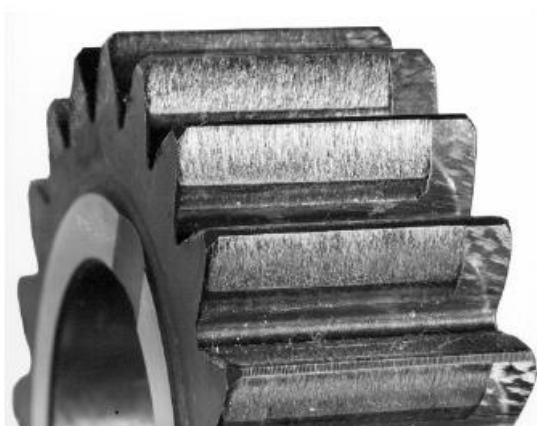
V případě mikropittingu vizuální kontrola indikuje šedé zóny na opotřebení boků zubů. Pozorování pomocí skenovacího elektronového mikroskopu ukazuje, že to jsou jemné povrchové dutinky způsobené únavou (viz obr. 5). Mikropitting je ovlivněn viskozitou oleje, přísadami do oleje a povrchovou strukturou boků zubů. Toto poškození povrchu zubů nevede k poruše převodovky, ale odstranění materiálu z boků může způsobovat zhoršení přenosového chování (hluk, vibrace). [3]



Obr. 5 – Povrch zubu poškozený mikropittingem [3]

4) Opotřebení (vyleštění povrchu), oděr (zadírání)

Při selhání mazání boků zubů se mohou vyskytnout dva různé typy poruch na obvodové rychlosti – opotřebení (vyleštění povrchu - označováno wear) a oděr (zadírání - označováno scuffing). Opotřebení se vyskytuje zejména při nízkých obvodových rychlostech pod 5m/s a při špatné volbě maziva. Zadírání se děje, když se mazací film rozpadne vlivem vysokých teplot nebo nadměrným napětím. To vede ke kontaktu kovu s kovem, místnímu svařování a odlupování boků zubů. Toto způsobuje poškození zobrazené na obrázcích 6 a 7. [3]



Obr. 6 – Opotřebení zubu [3]



Obr.7 – Oděr hlavy zubu [4]

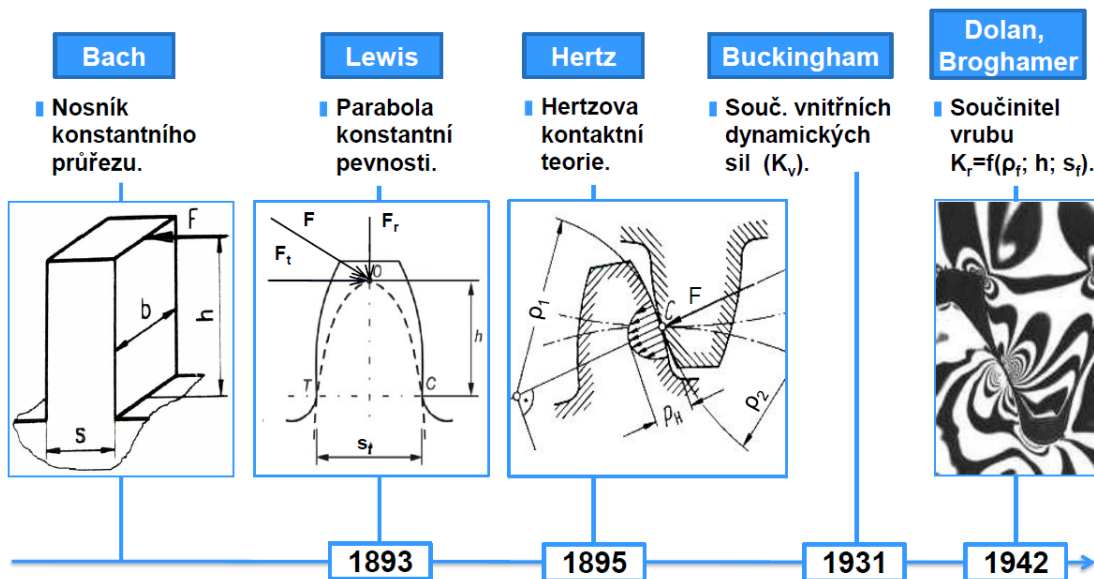
Rozlišujeme dva druhy oděru:

- **Bodování** – individuální bodování nebo seskupení bodů se objevuje ve směru posuvu boků zubů, od malých až po závažné. Toto je typické pro ošetření přísadami oleje při obvodových rychlostech menších než 30 m/s.
- **Odřeni** – dochází k porušení jako jemné čáry (odřezávací linie). Hlavním rysem je matný vzhled. Toto je typické pro oleje s přídavnými látkami při obvodových rychlostech větších než 30 m/s. [3]

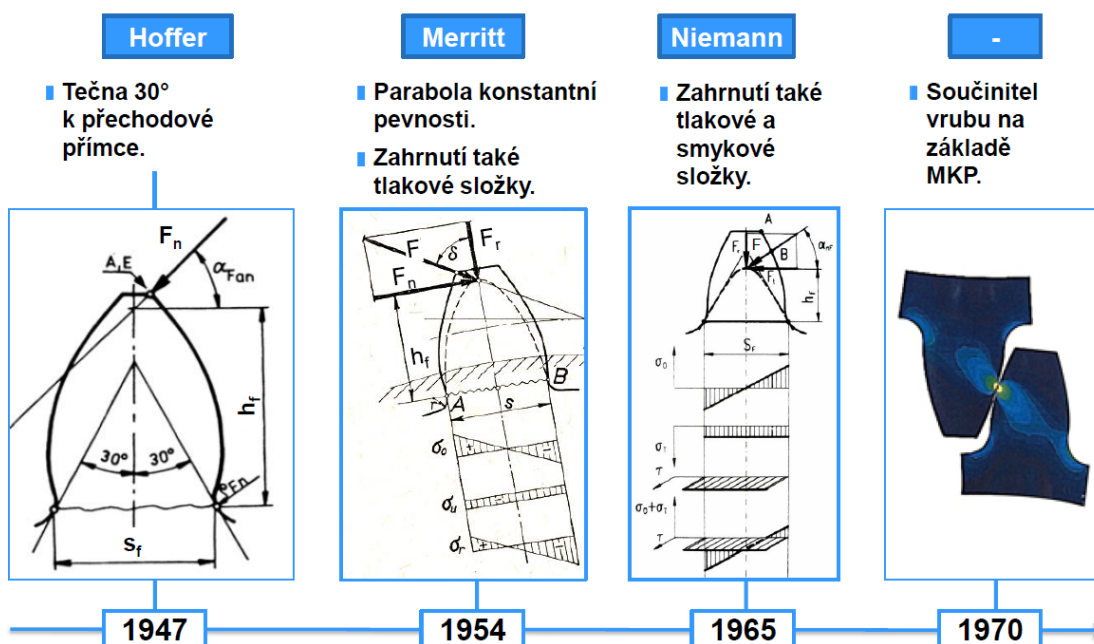
2.3. Metody hodnocení únosnosti ozubených kol podle norem

Ozubená kola automobilových převodovek jsou často navrhována s nestandardním profilem a modifikací boků zubů. Dalším parametrem ovlivňujícím únosnost je skutečnost, že ozubená kola se vyrábějí s povrchově tvrzenými boky zubů (cementace a nitrocementace). [2]

V publikaci „Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů“ [2] je řečeno že, automobilky, resp. velcí výrobci převodovek pro automobily v minulosti užívali a často i dosud užívají pro dimenzování ozubených kol metody, které vycházely z prací předních světových odborníků (Lewis, Buckingham, Merritt, Tuplin, Nieman, Winter a jiní). Firmy si vytvářely vlastní výpočtové postupy nebo využívaly příslušné normy s případnými úpravami podle zkušeností a potřeb. Na obrázcích 9 a 10 je na časové ose zobrazeno postupný vývoj výpočtu kontroly pevnosti ozubení.



Obr. 8 – Světový odborníci ve výpočtu pevnosti ozubení do roku 1942 [4]



Obr. 9 – Světový odborníci ve výpočtu pevnosti ozubení do roku 1970 [4]

V posledních desetiletích minulého století došlo v Evropě k jistému sjednocení výpočtových postupů na základě normy DIN 3990 z roku 1987. Norma ISO 6336 z roku 1996 je s normou DIN 3990 prakticky shodná. V obou zmíněných normách jsou formulovány různé metody přístupu k výpočtům označené písmeny A (nejdokonalejší), - B - C- D – E (nejjednodušší). Stručné charakteristiky těchto metod jsou uvedeny v tabulce 2. [2]

Označ. metody	Stanovení směrodatné obvodové síly F_s	Stanovení součinitele předávacích zatížení				Výpočet napětí		Dovolené hodnoty	
		K_d	K_f	$K_{H\beta}$ K_{β}	$K_{H\alpha}$ K_{α}	v ohybu σ_F	v dotyku σ_H	σ_{Fz}	σ_{Hz}
A	Ekvivalentní zatížení stanovené z měřeného spektra zatížení nebo detailního věrohodného modelu	Obsaženo ve spektru zatížení $K_d \cdot K_f = 1$		Prímým detailním měřením (např. deformací) nebo analýzou všech vlivů. Za jistých okolností lze zahrnout do spektra zatížení		Speciální metody např. - MKP - Fotoelast.	Výpočet Hertzova tlaku podél záběrové úsečky	Z výsledků zkoušek stanovené Wöhlkerovy konkrétních tvarů zubů	
B	Přednost se dává stanovení ze spektra zatížení nebo podle metody C	-součást spektra -podle bodu C	Definován výpočtový postup	Známa celková deformace f_{β} (měřena nebo vypočtená)	Výpočet dle vztahů definovaných v normách	Síla v bodě E (obr. 3.1)		Z hodnot σ_{Fz} resp. σ_{Hz} s uvážením všech definovaných součinitelů. Vychází se z referenčních ozubených kol	
C	Jmenovité zatížení nebo maximální provozní zatížení při nejčastějších provozních podmínkách	$K_d = 1 = 2,25$ podle tab. ISO	Zjednodušený výpočtový postup podle B	Výpočet shodný s B se zanedbáním některých vlivů	Zjednodušený výpočet podle vztahů definovaných v normách	Síla na hlavě zubu (bod A) (obr. 3.1). Zjednodušená metoda	Základní rovnice shodné. Stanovení jednotlivých součinitelů zjednodušeně	Zjednodušený postup odvozený v metodě B s případným zanedbáním definovaných součinitelů	
D	Jmenovité zatížení. Použití pouze pro určitou specifickou oblast užití	Postup se neuvádí nebo podle C		Výpočet dle empirických vztahů pro definované způsoby užití					
E		Podle zkušenosti, výpočet nebo kvalifikovaným odhadem		Volba podle zkušenosti pro dané specifické oblasti		Zjednodušený výpočet podle zvyklosti a zkušenosti		Odhad podle zákl. vlastností použitých materiálů. Podle zkušenosti nebo porovnávacích výpočtů	

Tab. 2 – Charakteristika metod výpočtu podle DIN 3990 a ISO 6336 [2]

Dále je v publikaci „Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů“ [2] řečeno, že pro výpočet ozubených kol se používají další dvě normy ČSN 01 4686 z roku 1988, které jsou založeny na stejných principech. Pro dimenzování ozubených kol automobilových převodovek jsou prakticky nepoužitelné z těchto důvodů:

V normě je výslovně řečeno:

- neplatí pro součinitel trvání záběru $\varepsilon_{\alpha} \geq 2$, který se často vyskytuje (soukolí HCR),
- výpočet místního ohybového napětí je definováno pouze pro základní profil s parametry

$$\alpha_n = 20^\circ, h_{a0} = 1, h_{f0} = 1,25, \rho_{f0} = 0,2 \text{ nebo } 0,38,$$
- meze únavy cementovaných a nitrocementovaných kol jsou definovány pro pravděpodobnost vzniku poruchy $P=50\%$, a přesto jsou výrazně nižší než v normách DIN a ISO s $P=1\%$.

Proto lze pro dimenzování čelních ozubených kol jednoznačně doporučit použití norem DIN 3990 respektive ISO 6336.

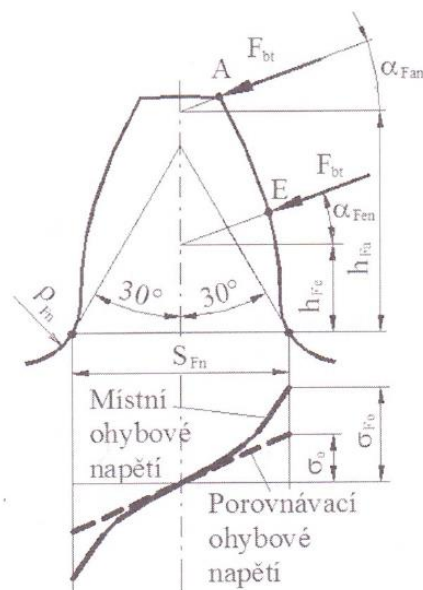
Tyto normy jsou zjednodušeny a shrnuty do jedné normy ISO 9085.

Pro potřebu automobilového průmyslu byla v roce 1990 vytvořena norma DIN 3990 Teil 4.1. Tento díl normy byl v rámci prací VCJB přeložen pod názvem „Výpočet

únosnosti čelních ozubených kol. Uživatelská norma pro navrhování automobilových převodů”. Tato norma vychází z metody B, pro výpočet však lze použít také zjednodušené přístupy C nebo D (mimo výpočtu ohybového napětí).

Výpočet napětí v dotyku (Hertzovy tlaky) je u metod B, C, D prakticky shodný.

Výpočet místního ohybového napětí je u metod B a C, D resp. ČSN odlišný podle schématu na obr. 10.



Obr. 10 – Definice výpočtu místního ohybového napětí [2]

3. Modelový pevnostní výpočet

3.1. Výchozí parametry modelového soukolí

V této kapitole je podrobně popsán pevnostní výpočet ozubení. Modelový výpočet budeme provádět dle platných norem DIN 3990 a ISO 6336. Na odlišnosti značení v těchto normách bude upozorněno.

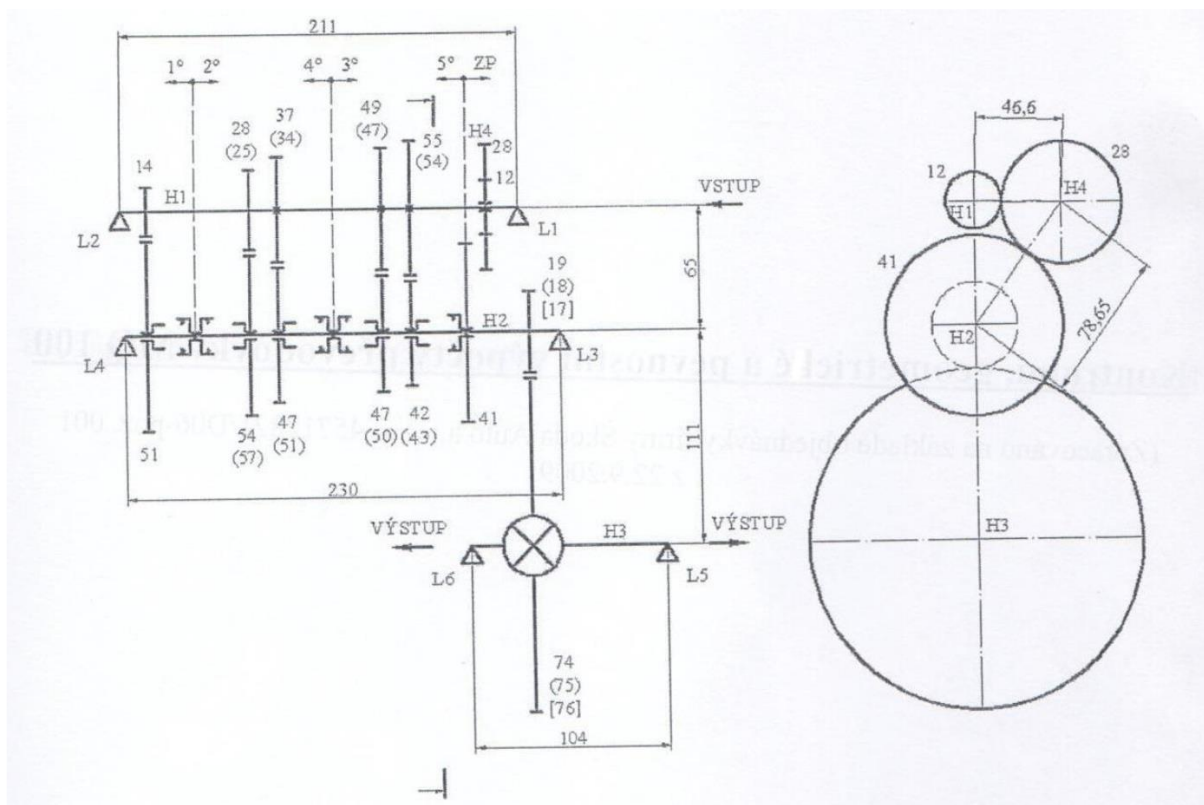
Pro tento výpočet byl vybrán návrh soukolí pátého převodového stupně z diplomové práce pana Ing. Tomáše Marka „Návrh opatření pro snížení hlučnosti soukolí pátého rychlostního stupně u převodovky MQ100“. Parametry jsou zaneseny do tabulky 3 a 4. Zbylé chybějící parametry budou dopočítány v postupu výpočtu únosnosti. Kinematické schéma převodovky MQ100 je vidět na obr. 11.

<i>Tabulka_ rozměrů.dat</i>	Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení		Vnější		Vnější
Norm.boční vůle zeslab.obou kol j_n	[mm]		0.0500	
Počet zubů	z	[-]	44	56
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	77.504	98.642
Normální modul	m_n	[mm]		1.060
Čelní modul	m_t	[mm]		1.294
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]		35.00000
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]		33.64409
Úhel záběru čelní	α_t	[°]		18.11321
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	[°]		18.90222
Osová vzdálenost pracovní	a	[mm]		65.00000
Osová vzdálenost roztečná	a_d	[mm]		64.70105
Osová vzdálenost bezvúlová	a_{jn}	[mm]		65.00000
Jednotková korekce bezvúlová	x_{jn}	[-]	0.33730	$\Sigma = 0.28800$
Jednotková korekce	x	[-]	0.33730	$\Sigma = 0.28800$
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.35754	
Jednotková změna výšky hlavy	k^*	[-]		0.00598
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	53.51800	68.59767
základní kružnice	d_b	[mm]	54.11537	68.87410
kr.začátku evolventy	d_{Ff}	[mm]	54.76483	69.87660
kružnice začátku záběru	d_{Nf}	[mm]	55.28582	70.44603
valivé kružnice	d_w	[mm]	57.20000	72.80000
roztečně kružnice	d	[mm]	56.93693	72.46518
kružnice konce záběru	d_{Na}	[mm]	60.61849	75.44646
kružnice srážecí hrany	d_{Fa}	[mm]	60.61849	75.44646
hlavové kružnice	d_a	[mm]	60.87000	75.75000
Tvarový přesah	c_F	[mm]	0.26049	0.28471
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---	---
základní kružnici	s_b	[mm]	2.26261	2.18528
začátku evolventy	s_{Ff}	[mm]	2.22532	2.11191
valivé kružnici	s_w	[mm]	1.76422	1.52424
roztečně kružnici	s	[mm]	1.83077	1.61116
začátku sražení	s_{Fa}	[mm]	0.62750	0.69753
hlavové kružnici	s_a	[mm]	0.35590	0.37839
Výška paty	h_f	[mm]	1.70946	1.93376
hlavy	h_a	[mm]	1.96654	1.64241
zubu	h	[mm]	3.67600	3.57617
Společná šířka kol	b	[mm]		11.710
Délka evolventy	ev	[mm]	3.12025	2.93807

Tab. 3 – Tabulka modelového soukolí část 1. [5]

Délka funkční evolventy	e_v	[mm]	2.85538		2.64804
Měrný skluz na patě		[-]	-1.13846		-1.34920
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.57432		0.53237
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.57432		0.53237
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0.206		0.162
Poměr b/m_n	ψ_m	[-]		11.047	
Součinitel trvání záběru profilu	ϵ_α	[-]		2.07042	
Součinitel trvání záběru krokem	ϵ_β	[-]		2.01694	
Součinitel trvání záběru celkový	ϵ_γ	[-]		4.08736	
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]		14.06615	
Celková délka dotyku minim.	L_{zmin}	[mm]		29.11449	
Celková délka dotyku maxim.	L_{zmax}	[mm]		29.23262	
Čelní rozteč	p_t	[mm]		4.06529	
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]		3.86383	
KONTROLNÍ ROZMĚRY					
Kontrolní rozměr přes zuby	W	[mm]	21.56232		27.91822
Měřeno na průměru	dW	[mm]	57.01486		72.68991
Počet měřených zubů	z_w	[-]	7		9
Minimální šířka kola pro měření	b_{min}	[mm]	12.368		16.013
Měřená konstant. tloušťka zubu	s_c	[mm]	1.70813		1.50323
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	h_c	[mm]	1.73769		1.44102
Kontrolní rozměr přes kuličky	M	[mm]	59.76417		74.55425
Průměr kuličky	d_t	[mm]	1.75000		1.75000
Průměr kontaktu kuliček	dM	[mm]	57.50517		72.34519
ZÁKLADNÍ PROFIL					
Poměrná výška hlavy profilu	h_{aP}^*	[-]	1.52500		1.70000
Poměrná hlavová vůle profilu	c_P^*	[-]	0.25000		0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_{fP}^*	[-]	0.33730		0.33730
Úhel profilu	α_P	[°]		15.00000	
HŘEBENOVÝ NÁSTROJ					
Poměrná výška hlavy	h_{aP0}^*	[-]	1.95000		1.77500
Poměrný rádius zaoblení hlavy	ρ_{aP0}^*	[-]	0.33730		0.33730
Poměrná výška ke sražení	h_{fP0}^*	[-]	1.29100		1.39500
Úhel profilu srážecí hrany	α_{KP0}	[°]	45.00000		45.00000
Úhel profilu protuberance	α_{prP0}	[°]	---		---
Poměrná výška k protuberanci	h_{FaP0}^*	[-]	---		---
Velikost protuberance	pr_{P0}	[mm]	---		---

Tab. 4 – Tabulka modelového soukolí část 2. [5]



Obr. 11 – Kinematické schéma převodovky MQ100 [5]

3.2 Výpočet trvanlivosti povrchu – odolnost vůči pittingu

V normě DIN 6336-2 [8] je řečeno, překročí-li se trvanlivost povrchu na spoluzabírajících bocích, vylamují se z boků částčky materiálu a zanechávají se jamky. Jak mohou být tyto jamky v širokých mezích tolerovány (co do velikosti a počtu) závisí značně na změnách, které způsobí v oblasti použití. V některých oblastech lze akceptovat velký rozsah pittingu, v jiných oblastech je nutno pitting vyloučit.

Následující hodnocení, vztažené k průměrným pracovním podmínkám pomáhá rozlišit mezi záběhovým pittingem a destruktivním pittingem. Lineární nebo progresivní nárůst celkové plochy jamek je nepřijatelný, ale při záběhovém pittingu se nosná plocha boků zubů může zvětšit a nárůst počtu jamek může být dočasně zpomalen nebo zastaven. Tento pitting je možné tolerovat. [6,7]

Pitting, při němž roste tvorba jamek lineárně nebo progresivně v závislosti na čase při neměnných provozních podmínkách (lineární nebo progresivní pitting) je

nepřípustný. Pokud následkem pittingu vzniknou škody, které mohou ohrozit lidské životy nebo způsobit jiné vážné škody, je tento pitting nepřípustný. Jamka o průměru 1 mm v blízkosti patního přechodu kaleného zubu nebo cementovaného ozubení může způsobit vznik trhliny a způsobit lom zubu (nelze tolerovat např. v leteckých převodech). [6,7]

3.2.1 Základní vzorce pro výpočet napětí v dotyku

Výpočet trvanlivosti povrchu je založen na kontaktním napětí σ_H , na bodu rozteče nebo na vnitřním bodu dotyku jedné dvojice ozubených kol. Pro stanovení únosnosti se bere vyšší hodnota ze dvou získaných hodnot.

Při výpočtu σ_H jsou rozhodující čtyři následující kategorie:

- Čelní kola s přímými zuby $\varepsilon_\alpha \geq 1$.
- Čelní ozubená kola se šikmými zuby s poměrným dotykem $\varepsilon_\alpha \geq 1$ a poměrným sklonem $\varepsilon_\beta \geq 1$: se σ_H počítá vždy pro pastorek a kolo v roztečném bodu.
- V případě čelních ozubených kol se šikmými zuby s poměrným dotykem $\varepsilon_\alpha \geq 1$ a poměrným sklonem $\varepsilon_\beta < 1$: se σ_H stanoví lineární interpolací mezi dvěma mezními hodnotami.
- Čelní ozubená kola se šikmými zuby s $\varepsilon_\alpha < 1$ a s $\varepsilon_\gamma > 1$: která nejsou uvedena v ISO 6336 je nutné napětí analyzovat podél dráhy dotyku.

Výpočet napětí v dotyku σ_H

$$\sigma_{H0} = Z_H \times Z_E \times Z_\varepsilon \times Z_\beta \times \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \times b} \times \frac{u+1}{u}} \quad (1)$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \times \sigma_{H0} \times \sqrt{K_A \times K_V \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} \quad (2)$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \times \sigma_{H0} \times \sqrt{K_A \times K_V \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} \quad (3)$$

Kde

σ_{H0} jmenovité napětí v dotyku v roztečném bodě, tj. napětí způsobené v bezchybném ozubení statickým jmenovitým točivým momentem

Z_B faktor dotyku jedné dvojice boků zubů pastorku

Z_D faktor dotyku jedné dvojice boků zubů kola

K_A aplikační faktor

K_V dynamický faktor

$K_{H\beta}$ faktor podélného zatížení pro napětí v dotyku

$K_{H\alpha}$ faktor obvodového zatížení pro napětí v dotyku

Z_H faktor zóny

Z_E faktor elasticity (bere v úvahu specifické vlastnosti materiálu)

Z_e faktor poměrného dotyku

Z_β faktor úhlu sklonu boku zubů

F_t jmenovité obvodové zatížení, obvodové zatížení je na referenční kružnici

b šířka ozubení

d_1 referenční průměr pastorku

u poměr zubů z_2/z_1 (pro vnější ozubení je u kladné a pro vnitřní ozubení je u záporné)

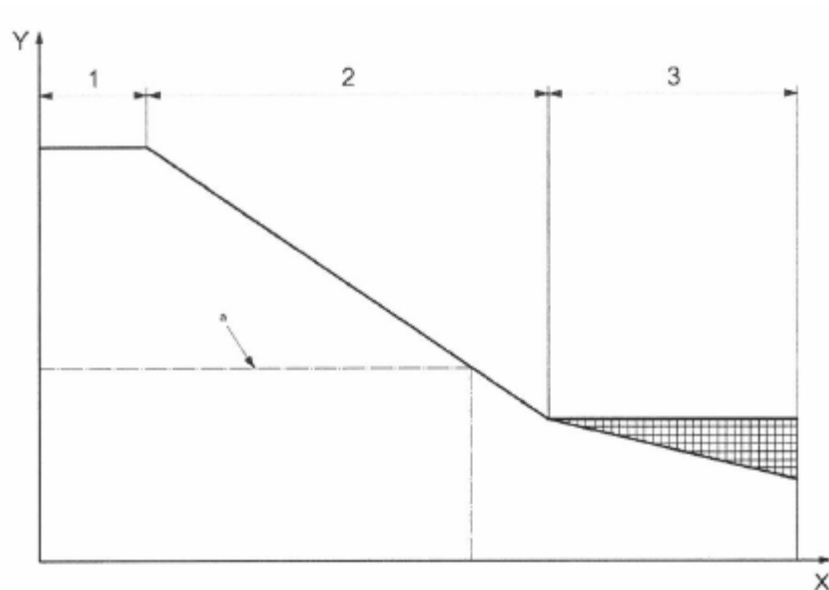
Tyto faktory budou v následujících kapitolách stručně popsány a bude vypočítána hodnota pro vzorové modelové soukolí.

Napětí v dotyku lze řešit třemi metodami, které jsou prověřeny. Na základě studií jsou rozlišeny podle přesnosti výpočtu a tím pádem z toho plyne i použití ozubených kol v praxi.

Metoda A

V této metodě se přípustné napětí v dotyku σ_{HP} nebo napětí pro pitting σ_{HG} pro referenční napětí bere pro trvalou a časovou pevnost a statické namáhání se vypočte z rovnic (2) nebo (3) z křivky S-N (viz obr. 12) nebo z křivky únavového poškození získané zkouškami na reálném soukolí.

Tato metoda se využívá u nových výrobků, jejichž porucha by měla vážné důsledky, např. pro kosmické lety s lidskou posádkou. Musí se brát v úvahu rozměry, provozní podmínky a výkonnosti pečlivě sledovaných referenčních soukolí. Čím jsou rozměry a provozní podmínky skutečných a referenčních soukolí navzájem bližší, tím je použití těchto hodnot pro návrhový nebo kontrolní výpočet účinnější. [8,9]



Legenda

X počet cyklů zatížení, N_L (log)

Y předpokládané napětí v dotyku, σ_{HP} (log)

1 statické

2 mezní životnost

3 trvalá životnost

* Příklad: předpokládané napětí v dotyku σ_{HP} , pro počet cyklů zatížení.

Obr. 12 – S-N křivka (Wöhlerova křivka) [8]

Metoda B

Z provozních zkoušek na zkušebních soukolích byly stanoveny pro řadu běžných materiálů ozubených kol a pro běžná tepelná zpracování křivky únavového poškození, charakterizované dovoleným napětím v dotyku $\sigma_{H\ Lim}$ faktorem životnosti pro normalizované podmínky Z_{NT} . Tato metoda se doporučuje pro přesné výpočty, jsou-li k dispozici potřebné hodnoty pro výpočet odolnosti vůči pittingu ze zkoušek. [8,9]

Metoda B_R

Charakteristické hodnoty materiálů jsou stanoveny pomocí odvalující se dvojice kotoučů v zatíženém stavu. Tato metoda může být použita pouze tehdy, nejsou-li k dispozici hodnoty napětí ze zkoušek. Metoda je vhodná pro relativní stanovení vzájemné trvanlivosti povrchu různých materiálů. [8,9]

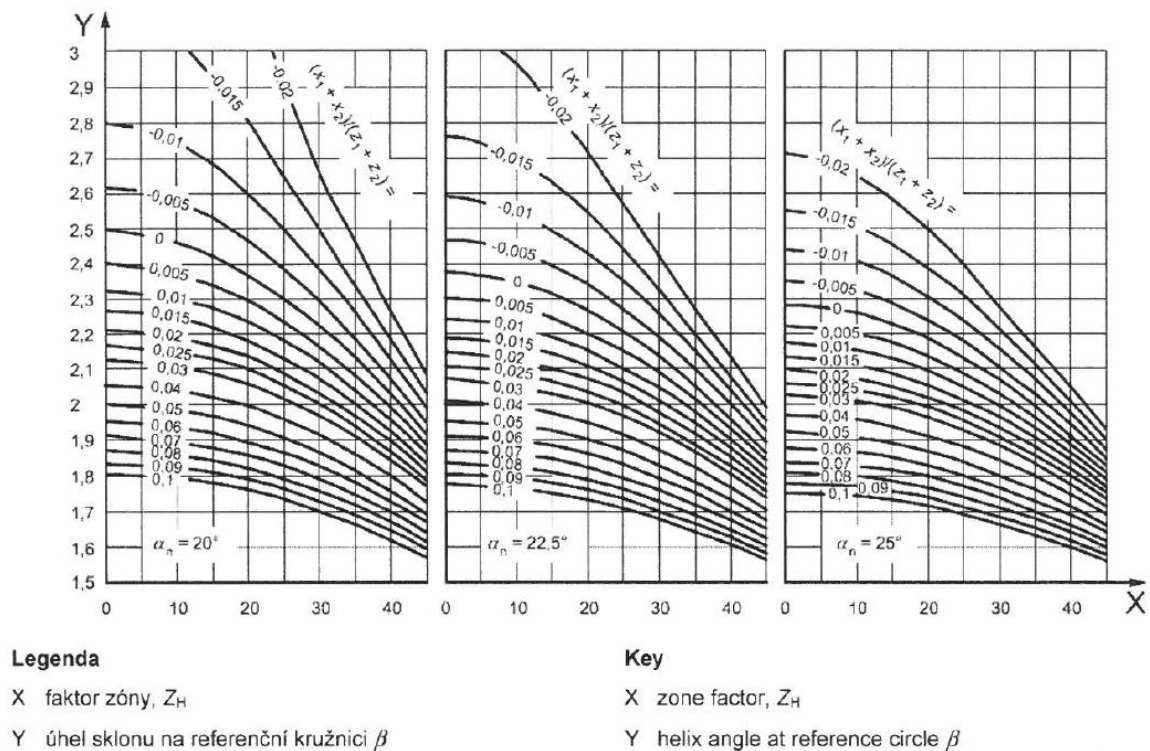
Pro naše výpočty nám bude stačit metoda B, která se používá pro ozubená kola v převodkách osobních automobilů nejčastěji a jsou podle ní brány faktory použité pro výpočet.

3.3 Výpočet faktorů

3.3.1 Faktor zóny Z_H

Faktor zóny zohledňuje vliv křivosti boků zubů v roztečném bodě na Hertzovy tlaky a transformuje obvodové zatížení na referenčním válci na normálové zatížení na roztečném válci.

Faktor zóny lze stanovit graficky (viz obr. 13) i početně.



Obr. 13 – Faktor zóny [8]

Početně se stanoví:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \times \cos \beta_b \times \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \times \sin \alpha_{wt}}} \quad (4)$$

V našem případě musíme řešit tento faktor početně, protože grafy na obr. 13 jsou pro normálový úhel záběru $\alpha_n = 20^\circ, 22.5^\circ, 25^\circ$. [6336-2]

Faktor zóny v našem případě vychází takto:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \times \cos \beta_b \times \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \times \sin \alpha_{wt}}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos 33,641 \times \cos 21,1}{\cos^2 18,11 \times \sin 21,1}} = 2,1855$$

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \times \cos \alpha_n)} = \arcsin(\sin \beta \times \cos \alpha_n) \quad (5)$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin 35 \times \cos 15) = 33,641^\circ$$

3.3.2 Faktory dotyku jedné dvojice boků zubů Z_B a Z_D

Tyto faktory se používají pro transformaci napětí v dotyku v roztečném bodě čelních ozubených kol s přímými zuby do vnitřního bodu B dotyku jedné dvojice zubů pastorku nebo vnitřního bodu D kola. Za předpokladu, že je $Z_B > 1$ nebo $Z_D > 1$. [8]

Parametr výpočtu:

$$M_1 = \sqrt{\frac{\rho_{C1} \times \rho_{C2}}{\rho_{B1} \times \rho_{B2}}} = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_1}\right) \left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_2}\right)}} \quad (6)$$

$$M_2 = \sqrt{\frac{\rho_{C1} \times \rho_{C2}}{\rho_{D1} \times \rho_{D2}}} = \frac{\tan \alpha_{wt}}{\sqrt{\left(\sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1} - \frac{2\pi}{z_2}\right) \left(\sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1} - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{z_1}\right)}} \quad (7)$$

Dle parametrů ε_α ; ε_β ; M_1 ; M_2 jsou stanoveny tyto podmínky:

- a) Čelní kola se přímými zuby
když $M_1 \leq 1$ pak $Z_B = 1$; $M_2 \leq 1$ pak $Z_D = 1$,
když $M_1 > 1$ pak $Z_B = M_1$; $M_2 > 1$ pak $Z_D = M_2$.
- b) Čelní soukolí se šikmými zuby s $\varepsilon_\alpha > 1$ a $\varepsilon_\beta \geq 1$,
pak $Z_B = Z_D = 1$
- c) Čelní soukolí se šikmými zuby s $\varepsilon_\alpha > 1$ a $\varepsilon_\beta < 1$,

pak se Z_B a Z_D stanoví lineární interpolací mezi hodnotami s přímými zuby a se šikmými zuby s $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_B = M_1 - \varepsilon_\beta(M_1 - 1) \text{ a } Z_B \geq 1$$

$$Z_D = M_2 - \varepsilon_\beta(M_2 - 1) \text{ a } Z_D \geq 1$$

d) U čelních ozubených kol se šikmými zuby s $\varepsilon_\alpha \leq 1$ a $\varepsilon_\gamma > 1$, u nichž musí být provedena analýza napětí v dotyku podél dráhy pastorku.

e) Pro dvojice zubů s $\varepsilon_\beta > 2$

Pro tento příklad ozubených kol je výpočet napětí v dotyku proveden pro vnitřní bod dvou dvojic dotýkajících se boků. [8,9]

Pro náš případ kdy $\left. \begin{matrix} \varepsilon_\alpha=2,07 \\ \varepsilon_\beta=2,017 \end{matrix} \right\} \sim \left. \begin{matrix} \varepsilon_\alpha>1 \\ \varepsilon_\beta\geq 1 \end{matrix} \right\}$ je splněna podmínka varianty b) $\gg Z_B = Z_D = 1$

3.3.3 Faktor elasticity Z_E

Tento faktor poukazuje na vliv materiálových vlastností modulu pružnosti a Poissonova čísla. [8]

Početně lze vyjádřit:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (8)$$

Když $E_1 = E_2 = E$ a $\nu_1 = \nu_2 = \nu$,

tak se vzorec upraví do podoby $Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \quad (9)$

Pro tento faktor lze použít i sestavenou tabulku z normy ISO 6336-2 viz tab. 5

Kolo 1 (Wheel 1)			Kolo 2 (Wheel 2)			Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
Materiál ^a (Material ^a)	Modul pružnosti, E N/mm ² (Modulus of elasticity, E N/mm ²)	Poissonovo číslo ν (Poisson's ratio, ν)	Materiál (Material)	Modul pružnosti, E N/mm ² (Modulus of elasticity, E N/mm ²)	Poissonovo číslo ν (Poisson's ratio, ν)	
St, V, Eh, IF, NT, NV	206 000		St, V, Eh, IF, NT, NV	206 000	0,3	189,8
			St(cast)	202 000		188,9
			GGG, GTS	173 000		181,4
			GG	126 000 až to 118 000		165,4 až (to) 162,0
St(cast)	202 000	0,3	St(cast)	202 000		188,0
			GGG, GTS	173 000		180,5
			GG	118 000		161,4
GGG, GTS	173 000		GGG, GTS	173 000		173,9
			GG	118 000		156,6
GG	126 000 až (to) 118 000		GG	118 000		146,0 až (to) 143,7

^a Viz ISO 6336-1:2006, tabulku 2 pro vysvětlení použitých zkratk.
(See ISO 6336-1:2006, Table 2, for explanation of abbreviations used.)

Tab. 5 – Faktor elasticity pro vybrané materiály [8]

Pro náš materiál soukolí použijeme metodu pomocí výpočtu, jelikož pro náš modul pružnosti v tabulce není příslušná hodnota.

Naše materiálové vlastnosti:

$$E = 210000 \text{ MPa}$$

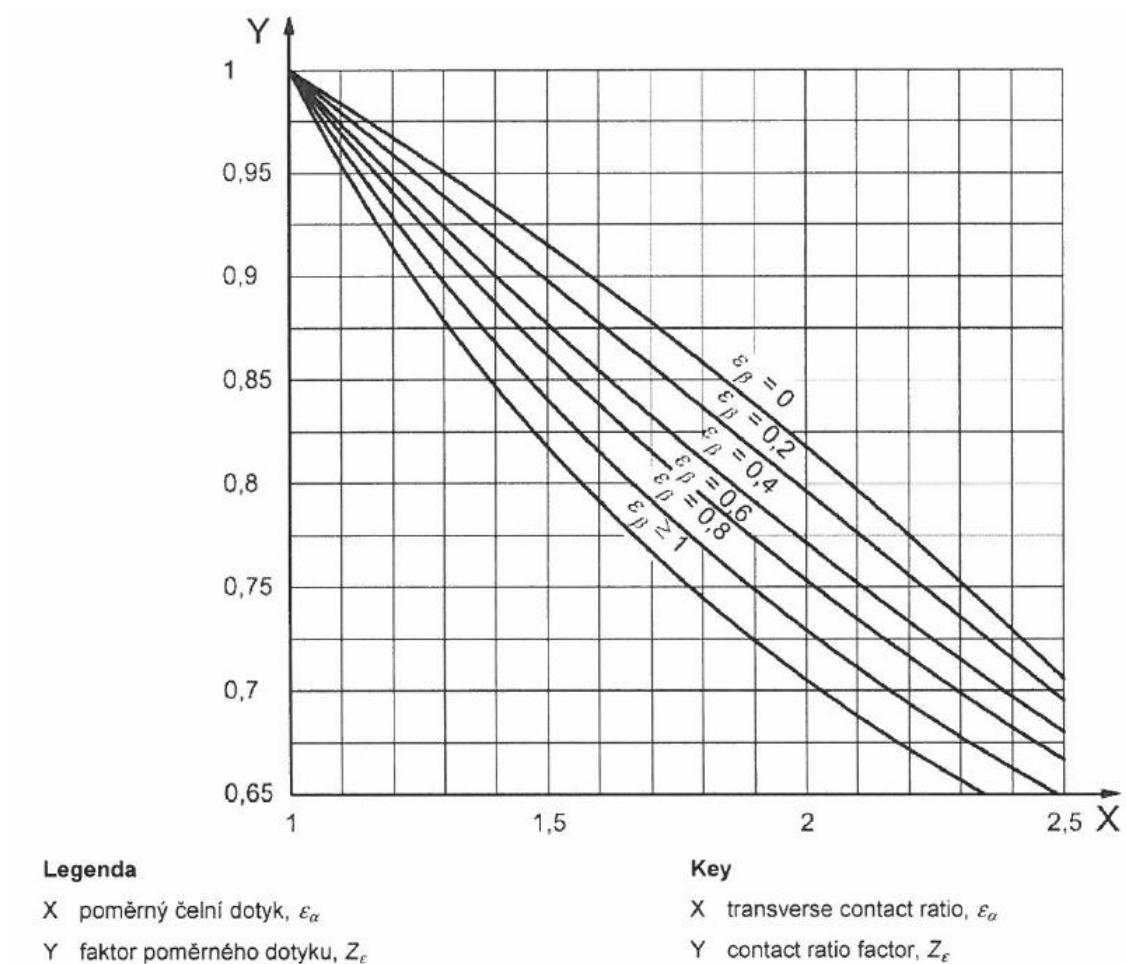
$$\nu = 0,3$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} = \sqrt{\frac{210000}{2\pi(1-0,3^2)}} = 191,645 \sqrt{\text{MPa}}$$

3.3.4 Faktor poměrného dotyku Z_ε

Faktor poměrného dotyku zahrnuje do výpočtu vliv poměrného čelního dotyku a poměrného sklonu na únosnost povrchu čelních ozubených kol.

Graficky lze tento faktor zjistit dle obr. 14.



Obr. 14 – Faktor poměrného dotyku Z_ε [8]

Početně lze tento faktor vyjádřit takto:

- a) Pro čelní soukolí s přímými zuby

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (10)$$

- b) Pro čelní ozubené soukolí se šikmými zuby

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{pro } \varepsilon_\beta < 1 \quad (11)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \text{ pro } \varepsilon_\beta \geq 1 \quad (12)$$

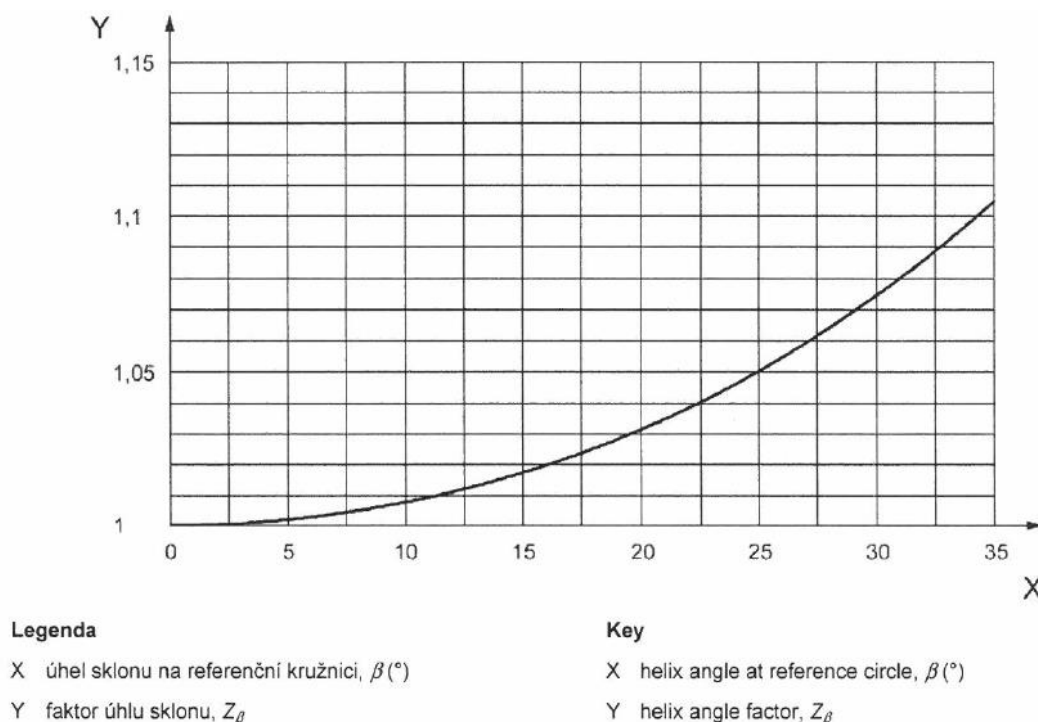
Pro naše šikmé soukolí s $\varepsilon_\beta = 2,017$ platí vzorec $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{2,07}} = 0,695$

3.3.5 Faktor úhlu sklonu Z_β

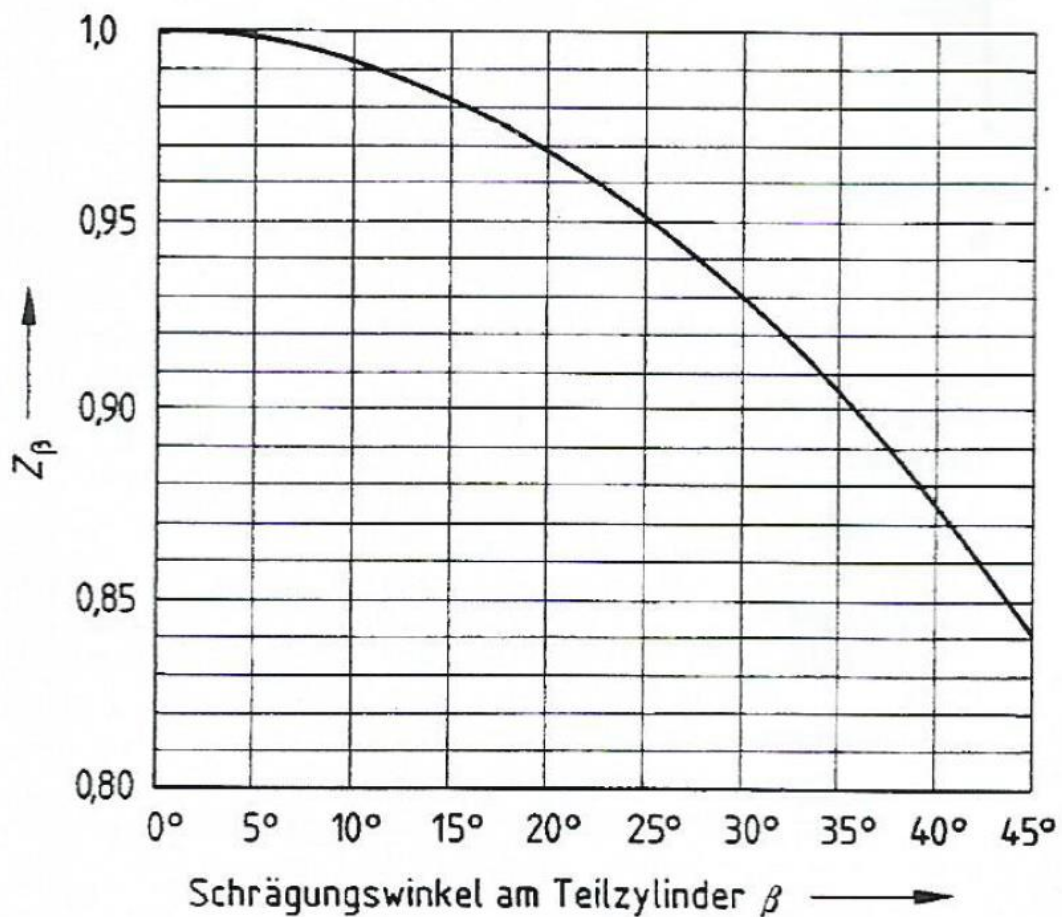
Faktor úhlu sklonu zubu představuje vliv úhlu zatížení v dotyku, přičemž bere v úvahu vlivy jako je např. únosnost a proměnné rozdělení zatížení podél přímky dotyku. Tento faktor závisí na úhlu sklonu zubu β . Lze ho řešit empirickým vztahem nebo graficky. U tohoto faktoru se norma ISO 6336-2 a norma DIN 3990-2 liší. Faktor je graficky vyjádřen na obr. 15 a 16.

Dle ISO 6336-2 se úhel sklonu zubu řeší dle vztahu: $Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}} \quad (13)$

Dle DIN 3990-2 lze vyjádřit takto: $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (14)$



Obr. 15 – Graf faktoru úhlu sklonu zubu Z_β dle normy ISO 6336-2 [8]



Obr. 16 - Graf faktoru úhlu sklonu zubu Z_β dle normy DIN 3990-2 [9],

Pro náš případ : $Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}} = \frac{1}{\sqrt{\cos 35}} = 1,105$

$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 35} = 0,905$ (budeme do výpočtu zahrnovat tuto hodnotu dle normy DIN 3990)

3.3.6 Aplikační faktor K_A

Faktor K_A přizpůsobuje jmenovité zatížení F_t tak, aby se kompenzovaly přírůstky zatěžování soukolí z vnějších zdrojů. Bere v úvahu provozní charakter hnacího a hnaného stroje.[6]

Aplikační faktor je určen jako poměr mezi ekvivalentním točivým momentem a jmenovitým točivým momentem.

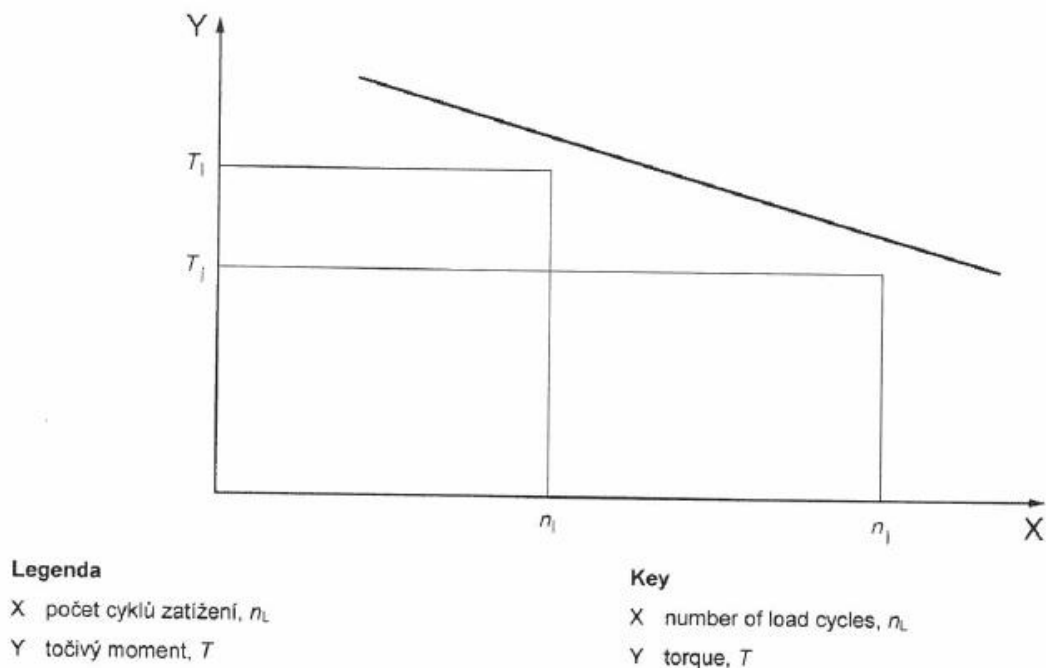
$$K_A = \frac{T_{eq}}{T_n} \quad (15)$$

T_n jmenovitý točivý moment

T_{eq} ekvivalentní točivý moment

K_A musí být stanoven pro lom v patě zubu a pittingový odpor, a to pro pastorek i kolo. Nejvyšší z těchto čtyř hodnot má být použita pro hodnocení ozubeného převodu.

Pro výpočet se používá metoda pomocí Wöhlerovy křivky poškození. Vynáší se do grafu točivý moment T a počet cyklů zatížení n_L (viz obr. 17). [12,13]



Obr. 17 – Graf zatížení točivým momentem na počtu cyklů zatížení [12]

Pro sestavení tohoto grafu nemáme potřebné hodnoty, tak budeme muset použít alternativní tabulky a z nich určit aplikační faktor K_A pro výpočet dle tabulky 6.

Pracovní charakteristika pohonného zařízení (Working characteristic of driving machine)	Pracovní charakteristika pohonného zařízení (Working characteristic of driven machine)			
	Rovnoměrný provoz (Uniform)	Lehké otřesy (Light shocks)	Střední otřesy (Moderate shocks)	Těžké otřesy (Heavy shocks)
Rovnoměrný provoz (Uniform)	1,00	1,25	1,50	1,75
Lehké otřesy (Light shocks)	1,10	1,35	1,60	1,85
Střední otřesy (Moderate shocks)	1,25	1,50	1,75	2,00
Těžké otřesy (Heavy shocks)	1,50	1,75	2,00	≥ 2,25

Tab. 6 – Tabulka pro určení aplikačního faktoru K_A [12]

Číselné hodnoty uvedené v tabulce 6 se využívají pro průmyslové a vysokorychlostní převodovky. Hodnoty se vztahují na přenosy, které pracují v mimo rezonanční rozsah otáčení za poměrně stálého zatížení. V opačném případě a v případě vysokého zatížení a motoru s velkým startovacím točivým momentem musí být ověřena statická bezpečnost i mezní účinnost ozubeného kola. Předpokládá se, že materiály použité pro ozubené kolo budou mít odpovídající požadavky na zatížení. Příklady pohonu strojů s proměnnou pracovní charakteristikou jsou uvedeny v tabulce 7.[12]

Pracovní charakteristika (Working characteristic)	Pohony stroje (Driving machine)
Rovnoměrný provoz (Uniform)	Elektrický motor (tj. stejnosměrný motor), parní nebo plynová turbína s jednotnou obsluhou ^a a malými vzácně se vyskytující výchozími točivými momenty ^b . (Electric motor (e.g. d.c. motor), steam or gas turbine with uniform operation ^a and small rarely occurring starting torques ^b)
Lehké otřesy (Light shocks)	Parní turbína, plynová turbína, hydraulický nebo elektrický motor (velká, často se vyskytující, výchozí momenty ^b). (Steam turbine, gas turbine, hydraulic or electric motor (large, frequently occurring starting torques ^b .)
Střední otřesy (Moderate shocks)	Více válcové spalovací motory. (Multiple cylinder internal combustion engines.)
Těžké otřesy (Heavy shocks)	Jednoválcové spalovací motory. (Single cylinder internal combustion engines.)

a Na základě zkoušek nebo zkušeností se stabilně provedenou instalací.
^a Based on vibration tests or on experience gained from similar installations.)
b Viz grafy životnosti, Z_{NT} , Y_{NT} , pro materiály v ISO 6336-2 a ISO 6336-3. V úvahu jsou brány okamžité aktivity nezatížení točivými momenty, viz následující příklady tabulka B.1.
^b See service life graphs, Z_{NT} , Y_{NT} , for the material in ISO 6336-2 and ISO 6336-3. Consideration of momentarily acting overload torques, see examples following Table B.1.)

Tab. 7 – Příklady pohonu strojů s proměnnou pracovní charakteristikou [12]

Pro náš případ použijeme z tabulky 7 určení středních otřesů soukolí a podle tabulky 6 určíme aplikační faktor $K_A = 1,25$.

3.3.7 Vnitřní dynamický faktor K_V

Tento faktor zahrnuje do výpočtu napětí v dotyku stupeň přesnosti zubu v závislosti na rychlosti a zatížení. Obecně je vnitřní dynamické zatížení ovlivněno konstrukcí a výrobou. Vnitřní dynamický faktor udává do poměru příspěvek efektu přesnosti zubu a modifikace pro relaci rychlosti a zatížení. [6]

$$K_V = \frac{\text{Úplný točivý moment při záběru při provozní rychlosti}}{\text{Úplný točivý moment při záběru „dokonalých“ ozubených}} \quad (16)$$

Vnitřní dynamické zatížení a tím i výpočty ovlivňují parametry:

- a) Konstrukce – záběhová rychlost
 - zatížení zubů
 - momenty setrvačnosti a tuhosti rotujících částí
 - nerovnoměrnost tuhosti zubů, ložisek a ložiskových pouzder
 - vlastnosti mazání
 - kritická frekvence otáčení a vnitřní kmitání kola
- b) Výroba – úchytky rozteče
 - radiální házení ploch vztahované k ose rotace
 - úchytky boků zubů
 - vyváženost jednotlivých částí
 - uložení ložisek a jejich částí
- c) Poruchy převodu – obvodová rychlost
 - Změny tuhosti záběru zubů při procházení zubu záběrovým cyklem
 - Zatížení přenášené zuby
 - Dynamická nevyváženost zubů a hřídelů
 - Provozní prostředí
 - Rovnoběžnost hřídelů
 - Buzení vyvolaná třením v zubech
- d) Dynamická odezva – hmoty a tuhosti kol, hřídelů....
 - Ovlivněna ložisky a skříní
 - Tlumením

- e) Rezonance – rezonance tělesa ozubeného kola
 - Rezonance soustavy [6,7]

Faktor K_V lze získat třemi metodami A, B a C.

Metoda A – zjišťuje se měřením nebo zevrubnou dynamickou analýzou obecného systému.

Metoda B – pro tuto metodu se uvažuje zjednodušující předpoklad, že ozubené soukolí zahrnuje jediný elementární systém hmota a pružina. Pro tuto metodu je třeba znát tuhosti kol, redukované hmotnosti, momenty setrvačnosti, úběry materiálu na povrchu zubu při záběhu, frekvenční rozsahy atd. Většinu těchto parametrů neznáme a výpočet touto metodou nemá význam v případech, že hodnota $(v \times Z_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)}$ je menší než 3 m/s. V tomto rozsahu je ve všech případech dostatečně přesná metoda C, což v našem případě stačí řešit K_V metodou C.

Metoda C – je odvozena od metody B za určitých zjednodušení. Metodu C lze použít pro průmyslové převody a obdobné převodovky s podobnými požadavky v následujících oblastech použití:

- a) podkritické pásmo frekvence otáčení $(v \times Z_1/100)\sqrt{u^2/(1+u^2)} < 10 \text{ m/s}$
- b) vnitřní a vnější čelní soukolí s přímými zuby
- c) základní profil specifikovaný v ISO 53 – 1974
- d) ozubení s přímými zuby a se šikmými s $\beta \leq 30^\circ$
- e) pastorek s poměrně nízkým počtem zubů $z_1 < 50$
- f) plná kola a výrazně hmotné věnce kol [6336-1 3990-1]

Rovněž může být tato metoda použita s omezením pro další oblasti použití.

Stanovení dynamického faktoru na základě metody C

- a) pro čelní kola s přímými a šikmými zuby s poměrným sklonem $\varepsilon_\beta \geq 1$ (přibližně i $\varepsilon_\beta > 0,9$)

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \times \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{v \times z_1}{100} \times K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (16)$$

kde číselné hodnoty pro K_1 a K_2 musí být podle specifikace v tab. 8 a K_3 musí být v souladu s rovnicí 14 a 15. [3990-1 a ISO 6336-1]

	K_1 Stupně přesnosti jak je specifikováno v ISO 1328-1 (Accuracy grades as specified in ISO 1328-1)										K_2 Všechny stupně přesnosti (All accuracy grades)
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Čelní kola s přímými zuby (Spur gears)	2,1	3,9	7,5	14,9	26,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Čelní kola se šikmými zuby (Helical gears)	1,9	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7
Za předpokladu použití tabulky 7, je nutné předpokládat nejhorší stupeň přesnosti třídy mezi pastorkem a ozubeným kolem. (To use Table 7, consider the worst accuracy grade between pinion and gear.)											

Tab. 8 – Hodnoty faktorů K_1 a K_2 pro výpočet K_v [8]

$$\text{Pokud } \frac{v \times z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0,2 \quad K_3 = 2,0 \quad (17)$$

$$\text{Pokud } \frac{v \times z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0,2 \quad K_3 = -0,357 \frac{v \times z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} + 2,071 \quad (18)$$

b) pro čelní ozubená kola se šikmými zuby s poměrným sklonem $\varepsilon_\beta < 1$

K_V se stanoví lineární interpolací mezi hodnotami stanovenými pro čelní ozubená kola s přímými zuby ($K_{V\alpha}$) a čelního ozubeného kola se šikmými zuby ($K_{V\beta}$).

$$K_V = K_{V\alpha} - \varepsilon_\beta (K_{V\alpha} - K_{V\beta}) \quad (19)$$

Kde

$K_{V\alpha}$ je dynamický faktor pro čelní ozubená kola s přímými zuby a

$K_{V\beta}$ je dynamický faktor pro čelní ozubená kola se šikmými zuby.

Faktor K_V lze pro kontrolu vypočítat dle AGMA (American Gear Manufacturers) Americké asociace výrobců ozubených převodů. [12]

$$K_V = \left(\frac{A + \sqrt{200v}}{A} \right)^B \quad (20)$$

$$\text{Kde } A \text{ a } B \text{ jsou vypočteny takto : } B = 0,25(Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} \quad (21)$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (22)$$

Q_{ISO} je stupeň přesnosti

Pro náš případ 1000 min^{-1} . platí:

$$v = \frac{\pi \times n_1}{60} \times \frac{d_1}{1000} = \frac{\pi \times 1000}{60} \times \frac{56,36}{1000} = 2,951 \text{ m/s} \quad (23)$$

$$z_1 = 44 \text{ zubů}$$

$$F_t = 4258,34 \text{ N}$$

$$b = 11,7 \text{ mm}$$

$$Q = 7 \text{ (stupeň přesnosti)}$$

$$u = 1,27$$

$$\frac{v \times z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} = \frac{2,951 \times 44}{100} \sqrt{\frac{1,27^2}{1+1,27^2}} = 0,1037 \leq 0,2 \quad K_3 = 2,0$$

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \times \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \frac{v \times z_1}{100} \times K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}}$$

$$K_V = 1 + \left(\frac{23,9}{1,25 \times \frac{4258,34}{11,7}} + 0,0087 \right) \frac{2,951 \times 44}{100} \times 2 \sqrt{\frac{1,27^2}{1+1,27^2}} = 1,1248$$

K_1 a K_2 odečteme z tabulky 8.

Dle AGMA pro kontrolu vychází $K_V = 1,1534$. Tyto hodnoty se přibližně shodují, tak výpočet je správný.

3.3.8 Faktory čelního zatížení $K_{H\alpha}$ a $K_{F\alpha}$

Faktor $K_{H\alpha}$ (pro povrchové napětí) a faktor $K_{F\alpha}$ (pro napětí v patě zubu) berou na vědomí vliv nerovnoměrného rozložení zatížení mezi dvojicemi spoluzabírajících zubů ozubených kol. Je určeno jako podíl maximálního zatížení zubů v záběru konkrétního ozubení při otáčkách téměř o 1/min. Největší vliv na tento faktor mají tyto čtyři vlivy:

1. vychýlení při zatížení
2. modifikace profilu
3. přesnost výroby ozubení
4. vlivy záběru

Metoda výpočtu A

Může být stanovena měřením nebo zevrubnou matematickou analýzou. Pro tuto metodu se uvažuje, že neznáme parametry potřebné pro výpočet následujícími metodami. Na výkrese musí být uvedeno maximální celkové zatížení zubů nebo maximální faktor čelního zatížení nebo další data potřebná pro zevrubnou analýzu. [6]

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_V \quad (24)$$

Tyto hodnoty se blíží 1 nebo se přímo zavede: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_V = 1$.

Metoda B

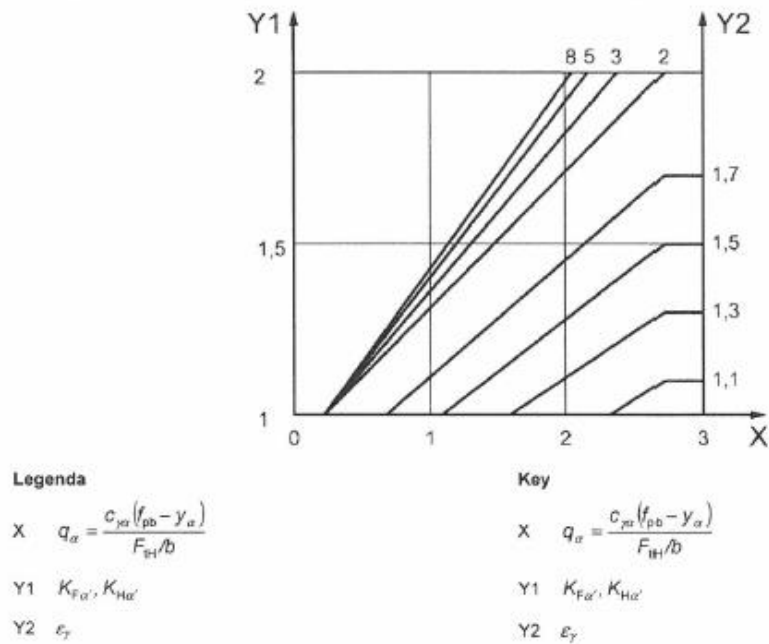
Tato metoda vychází z předpokladu, že střední rozdíl základní rozteče pastorku a kola je směrodatná pro rozložení zatížení mezi jednotlivé páry zubů. Určení faktoru lze buď graficky nebo početně, obě metody se shodují. [6,7]

Početně lze faktor čelního zatížení určit dle vztahu:

$$\text{Pro } \varepsilon_\gamma \leq 2 \quad K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\alpha}{2} \left(0,9 + 0,4 \times \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb-\gamma\alpha})}{\frac{F_{tH}}{b}} \right) \quad (25)$$

$$\text{Pro } \varepsilon_\gamma > 2 \quad K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \times \sqrt{\frac{2(\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma} \frac{c_{\gamma\alpha}(f_{pb-\gamma\alpha})}{\frac{F_{tH}}{b}}} \quad (26)$$

Graficky:



Obr. 18 – Grafické stanovení faktoru čelního zatížení [6]

Pro grafické řešení jsou dvě omezující rovnice:

$$K_{H\alpha} > \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \times Z_\varepsilon^2} \quad (27)$$

Pokud $K_{H\alpha} < 1$ pak za $K_{H\alpha}$ dosadíme mezní hodnotu 1,0.

$$K_{F\alpha} > \frac{\varepsilon_\gamma}{0,25\varepsilon_\alpha + 0,75} \quad (28)$$

Pokud $K_{F\alpha} < 1$ pak za $K_{F\alpha}$ dosadíme mezní hodnotu 1,0.

U těchto mezních hodnot se počítá s nejméně vhodným rozložením obvodového zatížení. Předpokládá se, že veškerý přenos přenáší pouze jeden pár spoluzabírajících zubů. [6]

Pro naše modelové soukolí neznáme tuhost záběru ($c_{\gamma\alpha}$), základní úchytku čelní rozteče (f_{pb}) ani přídavek na obrábění (y_α). Tak se přikloníme k metodě A a budeme brát v úvahu rovnici (21):

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = K_V$$

3.3.9 Faktor podélného zatížení $K_{H\beta}$

Faktor podélného zatížení uvažuje vliv nerovnoměrnosti zatížení po šířce zubu pro povrchové napětí. Tato nerovnoměrnost je způsobena těmito vlivy: [6]

- a) přesnost výroby ozubeného kola
- b) rovnoběžnost os rotace hřídelů
- c) pružné vychýlení převodovky (hřídelů, ložisek, skříně...)
- d) vůlí v ložiskách
- e) Hertzových tlacích a ohybové deformaci povrchu
- f) teplotní deformace způsobené provozem převodovky
- g) vychýlení důsledkem odstředivých sil
- h) modifikace sklonu včetně podélné vypouklosti a odlehčení okraje
- i) vliv zabírání
- j) výsledkem obvodového zatížení zubu (K_A a K_V)
- k) dodatečné zatížení hřídele (řemenice, řetěz)
- l) geometrie ozubeného kola

Výpočet $K_{H\beta}$ bere v úvahu rozložení zatížení v dotyku podél šířky zubu.

Lze určit následovně :

$$K_{H\beta} = \frac{\text{maximální zatížení na jednotku šířky}}{\text{průměrné zatížení na jednotku šířky}} \quad (29)$$

Což lze určit takto:

$$K_{H\beta} = \frac{\left(\frac{F}{b}\right)_{max}}{\frac{F_m}{b}} \quad (30)$$

Pro přibližný výpočet se používají obvodové síly na roztečné kružnici, tzn. použití specifického zatížení na referenčním válci. Určené rovnicí: [6,7]

$$\frac{F_m}{b} = \frac{(F_t \times K_A \times K_V)}{b} \quad (31)$$

Pro naše modelové soukolí platí:

$$\frac{F_m}{b} = \frac{(F_t \times K_A \times K_V)}{b} = \frac{(4258,34 \times 1,25 \times 1,1248)}{11,7} = 511,73 \text{ N}$$

$$K_{H\beta} = \frac{\left(\frac{F}{b}\right)_{max}}{\frac{F_m}{b}} = \frac{\frac{4258,34}{11,7}}{511,73} = 0,711$$

3.4 Shrnutí parametrů výpočtu a konečný výsledek napětí v dotyku

V předchozích kapitolách jsme stručně charakterizovali faktory pro výpočet napětí v dotyku. Pro přehlednost je shrneme a dopočítáme konečné hodnoty napětí v dotyku.

Faktor zóny $Z_H = 2,1855$

Součinitel jednopárového záběru pastorek $Z_D = 1$

kolo $Z_B = 1$

Faktor elasticity $Z_E = 191,645 \sqrt{\text{MPa}}$

Faktor poměrného dotyku $Z_\varepsilon = 0,695$

Faktor úhlu sklonu zubu $Z_\beta = 0,905$

Jmenovité obvodové zatížení $F_t = 4258,34 \text{ N}$

Poměr zubů $u = 1,27$

Aplikační faktor $K_A = 1,25$

Dynamický faktor $K_V = 1,1248$

Faktor obvodového zatížení pro napětí v dotyku $K_{H\alpha} = K_V = 1,1248$

Faktor podélného zatížení pro napětí v dotyku $K_{H\beta} = 0,711$

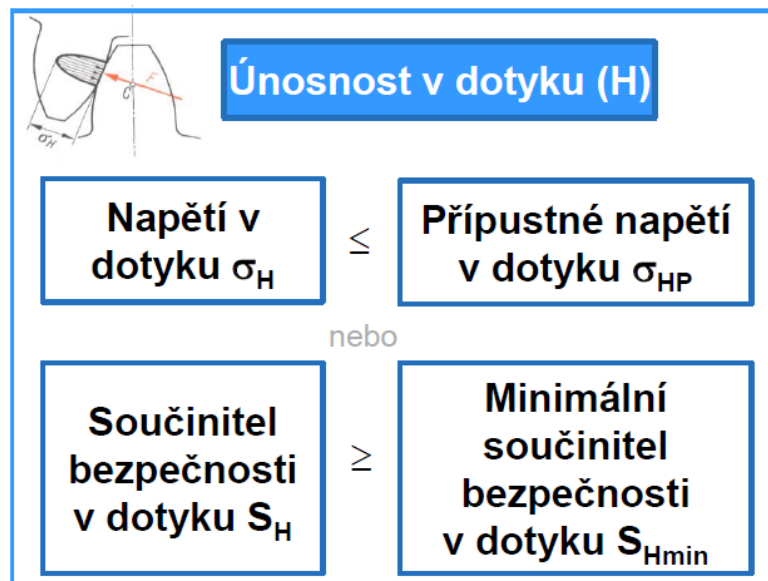
Výpočet napětí v dotyku σ_H dle rovnic (1) (2) (3)

$$\sigma_{H0} = Z_H \times Z_E \times Z_\varepsilon \times Z_\beta \times \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \times b} \times \frac{u+1}{u}} = 2,1855 \times 191,645 \times 0,695 \times 0,905 \times \sqrt{\frac{4258,34}{56,36 \times 11,7} \times \frac{1,27+1}{1,27}} = 895 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \times \sigma_{H0} \times \sqrt{K_A \times K_V \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} = 1 \times 895 \times \sqrt{1,25 \times 1,1248 \times 0,711 \times 1,1248} = 949 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \times \sigma_{H0} \times \sqrt{K_A \times K_V \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} = 1 \times 895 \times \sqrt{1,25 \times 1,1248 \times 0,711 \times 1,1248} = 949 \text{ MPa}$$

Tyto hodnoty musí splňovat součinitel bezpečnosti a $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$ (napětí v dotyku musí být menší nebo rovno přípustnému napětí v dotyku), viz obr. 19.

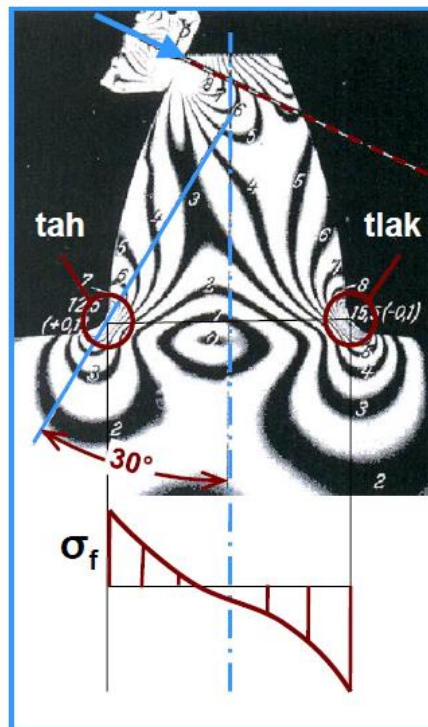


Obr. 19 – Faktor bezpečnosti pro trvanlivost povrchu [4]

3.4 Výpočet pevnosti v ohybu zubu – odolnost vůči lomu v patě zubu

Únosnost zubů v ohybu je schopnost zubu zajistit v oblasti jeho patního přechodu dostatečnou bezpečnost proti únavovému lomu, který je způsobený šířením trhliny během velkého počtu zátěžných cyklů. Poškození lomem se dělí na lom v důsledku přetížení, odstřihnutí zubu, lom v důsledku plastické deformace a únavový lom. V důsledku otáčení ozubených kol dochází k cyklickému namáhání jejich zubů na ohyb, které po jisté době může vést k únavovému lomu. Při přetížení je zub namáhán v patě z jedné strany tahem a z druhé strany tlakem (viz obr. 20).[14]

Zlomením zubu se obvykle ukončuje životnost převodu. Vylomení už jediného zubu má za následek zničení ozubeného soukolí, v horším případě i zničení celé převodovky. Proto se musí volit větší hodnota bezpečnosti pro výpočet bezpečnosti na ohyb. Doporučuje se před konstrukcí ozubeného kola, aby se výrobce a zákazník domluvili na hodnotě faktoru bezpečnosti. [10,11]



Obr. 20 – Namáhání zubu při přetížení, fotoelastická analýza [4]

3.5.1 Základní vzorce pro napětí v ohybu

Výpočet napětí v ohybu je stanovení napětí v patě zuby σ_F , což je maximální tahové napětí na povrchu paty zuby. Napětí musí být vypočteno zvlášť pro pastorek a zvlášť pro kolo.

Výpočet napětí v patě zuby σ_F :

Metoda A

Tato metoda se používá ve speciálních případech, kde je kladen velký nárok na bezpečnost. Napětí se stanoví metodou konečných prvků, metodou integrálních rovnic, metodou konformního zobrazení (zobrazení, které zachovává úhly) nebo experimentálně fotoelastickou analýzou, měřením napjatosti atd. (viz obr. 20). [10]

Metoda B

Dle normy ISO 6336-3 [10] je řečeno: Metoda B zahrnuje předpoklad, že napětí v patě zuby nastává tehdy, působí-li zatížení ve vnějším bodě dotyku jedné dvojice boků zubů čelních kol s přímými zuby nebo virtuálního soukolí se šikmými zuby. V posledním případě je však nutno „čelní zatížení“ nahradit „normálním zatížením“, aplikovaným na šířku skutečného zkoumaného soukolí.

Tato metoda je vhodná pro podrobnější výpočty, vhodná pro počítačové programy a pro analýzu zkoušek s proměnným zatížením.

Vypočet je proveden dle těchto rovnic:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \times m_n} \times Y_F \times Y_S \times Y_\beta \times Y_B \times Y_{DT} \quad (32)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha} \quad (33)$$

Kde určuje:

σ_{F0} jmenovité napětí v patě zuby

K_A faktor vnějších dynamických sil

K_V faktor vnitřních dynamických sil

$K_{F\beta}$ faktor nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce

$K_{F\alpha}$ faktor podílu zatížení jednotlivých zubů

F_t jmenovité obvodové zatížení na referenčním válci

b šířka ozubení

m_n normálový modul

Y_F faktor tvaru zubu

Y_S faktor koncentrace napětí

Y_β faktor úhlu sklonu zubu

Y_B faktor tloušťky věnce

Y_{DT} faktor paty zubu

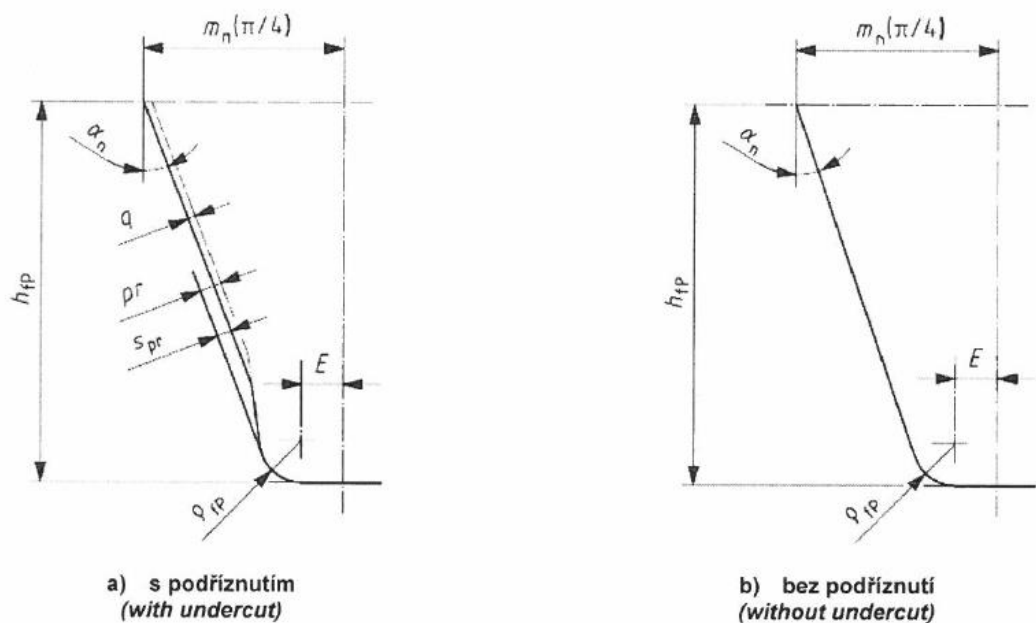
3.6 Výpočet faktorů

3.6.1 Faktor tvaru zubu Y_F

Faktor bere ohled na jmenovité napětí v patě zubu zahrnující určité vlivy. Při stanovení Y_F (i Y_S) vychází z jmenovitěho tvaru zubu s jednotkovým posunutím základního profilu x . Vliv snížení tloušťky zubu na jeho pevnost v ohybu lze u čelních kol opracovaných na hotovo zanedbat. Protože pata broušených nebo ševingovaných je vyráběna řezným nástrojem (odvalovací frézou), obvykle její tvar odpovídá geometrii obrábění. [10]

Pro výpočty normami ISO 6336-1 a DIN 3990-3 platí určité omezení:

- dotykový bod tečen vedených pod úhlem 30° (60°) musí ležet na patním přechodu profilu zubu vytvořeného patním přechodem základního profilu
- základní profil musí mít patní přechod o poloměru $\rho_{fp} > 0$
- zuby musí být vytvořeny nástrojem (odvalovací fréza, hřeben)
- lze předpokládat, že základní rozměry profilu nástroje (viz obr.21) jsou stejné jako základní profil příslušného ozubeného kola, tzn. $h_{fp} = h_{aP0}$, $\rho_{fp} = \rho_{aP0}$



Obr. 21 – Základní rozměry základního profilu zubu [10]

Pro ozubení se šikmými zuby se vztahuje hodnota faktoru tvaru zubu Y_F pro příslušné virtuální ozubené kolo s přímými zuby. Parametry ozubeného kola se musejí dopočítat dle následujících vztahu:

$$\beta_b = \arccos \sqrt{1 - (\sin \beta \times \cos \alpha_n)^2} = \arcsin(\sin \beta \times \cos \alpha_n) \quad (34)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \times \cos \beta} \quad (35)$$

Nebo lze také:

$$z_n \approx \frac{z}{\cos^3 \beta_b} \quad (36)$$

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b} \quad (37)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2 \beta_b} = m_n \times z_n \quad (38)$$

$$p_{bn} = \pi \times m_n \times \cos \alpha_n \quad (39)$$

$$d_{bn} = d_n \times \cos \alpha_n \quad (40)$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d \quad (41)$$

$$d_{en} = 2 \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} - \frac{\pi \times d \cos \beta \times \cos \alpha_n}{|z|} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2} \right)^2} \quad (42)$$

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right) \quad (43)$$

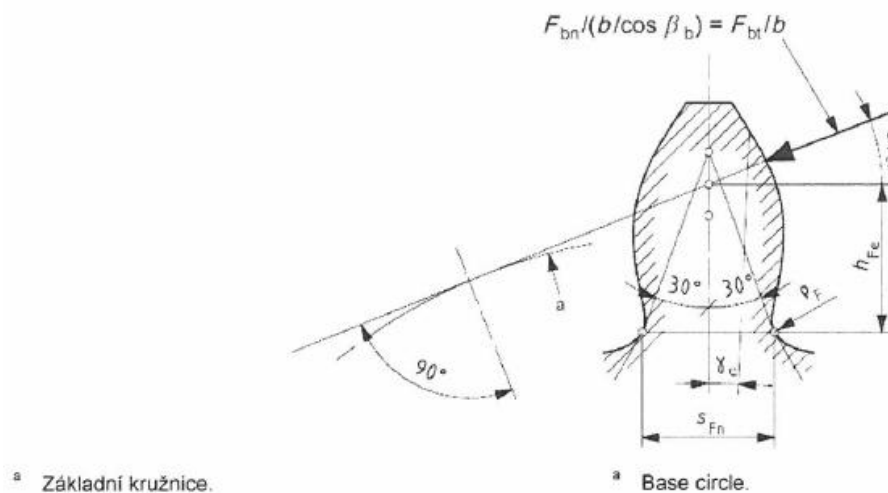
$$\gamma_e = \frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n x}{z_n} + \text{inv}\alpha_n - \text{inv}\alpha_{en} \quad (44)$$

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e = \tan \alpha_{en} - \text{inv}\alpha_n - \frac{0,5\pi + 2 \tan \alpha_n x}{z_n} \quad (45)$$

Tyto parametry ozubení budeme potřebovat pro výpočet dalších parametrů ozubeného kola, abychom mohli co nejpřesněji určit faktor tvaru zubu pro každé ozubené kolo (pastorek i kolo zvlášť). Pro výpočet faktoru tvaru zubu normy DIN 3990-3 a ČSN 6336-3 uvádějí pouze metodu B. Norma DIN 3990-3 uvádí ještě odpočet faktoru z grafů. Tyto grafy mají ale pouze určité hodnoty α_n , poměry h_{ap}/m_n , h_{fp}/m_n a ρ_{fp}/m_n .

Pro stanovení faktoru je třeba určit patní sečnu s_{Fn} kritického průměru paty zubu a rameno ohybového momentu h_{Fe} vztažené k působení zatížení ve vnějším bodě záběru jednoho páru zubu. [10,11]

Působení vnější síly na zub a vyznačené parametry jsou vidět na obrázku 22.



Obr. 22 – parametry kritického průřezu paty zubu a působení síly na zub [10]

Pro určení patní sečny s_{Fn} kritického průměru paty zubu, ramena ohybového momentu h_{Fe} a α_{Fen} je nutné odvodit další potřebné rovnice, přes které se dopočítáme k těmto veličinám. V těchto rovnicích budeme řešit jen vnější ozubení, v manuálních automobilových převodovkách se vnitřní ozubení nevyskytuje.

Stanovení pomocných hodnot dle DIN 3990-3 a ISO 6336-3:

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \times \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \times \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n} \quad (46)$$

$$s_{pr} = pr - q \quad (47)$$

Potřebné hodnoty jsou vidět na obrázku 21.

U vnějšího ozubení bereme $\rho_{fpv} = \rho_{fp}$.

$$G = \frac{\rho_{fpv}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x \quad (48)$$

$$H = \frac{2}{z_n} \times \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - T \quad (49)$$

Kde $T = \frac{\pi}{3}$ pro čelní kola s vnějším ozubením.

$$\theta = \frac{2G}{z_n} \tan \theta - H \quad (50)$$

Hodnotu θ volíme jako výchozí $\theta = \pi/6$ pro čelní kola s vnějším ozubením. Tato funkce konverguje (ustálí se) většinou po dvou iteracích.

Po výpočtu těchto pomocných hodnot můžeme začít počítat h_{Fen} , s_{Fn} a α_{Fen} .

Patní sečna s_{Fn} :

$$\frac{s_{Fe}}{m_n} = z_n \times \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \times \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fpv}}{m_n} \right) \quad (51)$$

Poloměr patního přechodu ρ_F :

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fpv}}{m_n} + \frac{2G}{\cos \theta \times (z_n \times \cos^2 \theta - 2G)} \quad (52)$$

Rameno ohybového momentu h_{Fe} :

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \times \tan \alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fpv}}{m_n} \right) \right] \quad (53)$$

Tyto vypočtené hodnoty dosadíme do rovnice pro konečný výpočet tvaru zubu.

Faktor tvaru zubu je určen:

$$Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \times \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n} \right)^2 \times \cos \alpha_n} \quad (54)$$

Pro naše parametry soukolí vychází:

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \times \tan \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \times \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n}$$

$$E = \frac{\pi}{4} 1,06 - 1,95 \times \tan(15) + \frac{0}{\cos 15} - (1 - \sin(15)) \times \frac{0,3373}{\cos(15)} = 0,0512$$

$$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x$$

$$G = \frac{0,3373}{1,06} - \frac{1,95}{1,06} + 0,3373 = -1,1841$$

$$H = \frac{2}{z_n} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - T$$

$$H = \frac{2}{80} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{0,0512}{1,06} \right) - \frac{\pi}{3} = -1,009$$

$$\theta = \frac{2 \times G}{z_n} \tan \theta - H$$

$$\theta_1 = \frac{2 \times (-1,1841)}{80} \tan \frac{\pi}{6} - (-1,009) = 1,009$$

$$\theta_2 = \frac{2 \times (-1,1841)}{80} \tan 1,009 - (-1,009) = 1,008$$

$$\theta_3 = \frac{2 \times (-1,1841)}{80} \tan 1,008 - (-1,009) = 1,008$$

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = z_n \times \sin \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) + \sqrt{3} \times \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right)$$

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = 80 \times \sin \left(\frac{\pi}{3} - 1,008 \right) + \sqrt{3} \times \left(\frac{-1,1841}{\cos(1,008)} - \frac{0,3373}{1,06} \right) = -2,5476$$

$$S_{Fn} = \frac{S_{Fn}}{m_n} \times m_n = -2,5476 \times 1,06 = -2,740 \text{ mm} \text{ (Záporná kritická šířka zubu)}$$

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fp}}{m_n} + \frac{2 \times G^2}{\cos \theta \times (z_n \times \cos^2 \theta - 2G)}$$

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{0,3373}{1,06} + \frac{2 \times (-1,1841)^2}{\cos(1,008) \times (80 \times \cos^2(1,008) - 2(-1,1841))} = 0,3540$$

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = \frac{1}{2} \left[(\cos \gamma_e - \sin \gamma_e \times \tan \alpha_{Fen}) \times \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \times \cos \left(\frac{\pi}{3} - \theta \right) \times \left(\frac{G}{\cos \theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right) \right]$$

$$\begin{aligned} \frac{h_{Fe}}{m_n} &= \frac{1}{2} \left[(\cos(0,0177) - \sin(0,0177) \times \tan(22,81)) \times \frac{80}{1,06} - 80 \right. \\ &\quad \left. \times \cos \left(\frac{\pi}{3} - 1,008 \right) \times \left(\frac{-1,1841}{\cos(1,008)} - \frac{0,3373}{1,06} \right) \right] \\ &= 0,5 \times ((0,9924 \times 75,4717) - (-202,84)) = -63,9718 \end{aligned}$$

$$h_{Fe} = \frac{h_{Fe}}{m_n} \times m_n = -63,9718 \times 1,06 = -67,81 \text{ mm}$$

Z dosazených hodnot a výsledků vidíme, že tento výpočet vychází záporně, zejména kritický řez na těživě paty zubu S_{Fn} a rameno ohybového momentu vychází díky opačnému znaménku velmi vysoké (vyznačeno červeně). Tento výpočet je

nesprávný, zřejmě chybou v normě nebo vlivu nestandardních parametrů ozubení, pro které výpočet neplatí.

Faktor Y_F lze řešit i dle normy ČSN 014686 části 3, sice tato norma má určité omezení použití, ale na tento faktor to bude mít minimální vliv. Dle normy ČSN 014686 se používají tyto vzorce:

$$\frac{h_{ao}}{m_n} = \frac{h_{a0}}{m_n} - x - \frac{\rho_{a0}}{m_n} \quad (55)$$

$$\gamma = \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan \alpha_n}{z_v} + \frac{2}{z_v} \times \left(\frac{h_{oe}}{m_n} \times \tan \alpha_n + \frac{\rho_{a0}}{\cos \alpha_n} - \frac{\rho_{pro}}{\cos \alpha_{pro}} \right) \quad (56)$$

$$\varphi_e = \gamma + \frac{2 \times \frac{h_{oe}}{m_n}}{z_v \times \tan\left(\frac{\pi}{6} + \varphi_e\right)} \quad (57)$$

Při řešení rovnice (57) lze v prvním přiblížení vycházet z hodnoty $\varphi_e = \pi/6$. Ve většině případů konverguje rovnice již po dvou iteračních krocích. [15]

$$\cos \alpha_{ta} = \frac{d_b}{d_a} \quad (58)$$

$$\alpha_{Ha} = \tan \alpha_{ta} - \operatorname{inv} \alpha_t - \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan \alpha_n}{z} \quad (59)$$

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = z_v \times \sin \varphi_e - \sqrt{3} \times \left(\frac{\frac{h_{oe}}{m_n}}{\sin\left(\frac{\pi}{6} + \varphi_e\right)} + \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right) \quad (60)$$

$$S_{Fn} = \frac{S_{Fn}}{m_n} \times m_n \quad (61)$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{z}{2 \times \cos \beta} \times \left[\frac{1}{\cos^2 \beta_b} - \frac{\cos \varphi_e}{\cos^2 \beta_b} - 1 + \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Ha}} \right] + \frac{1}{2} \times \left(\frac{\frac{h_{oe}}{m_n}}{\sin\left(\frac{\pi}{6} + \varphi_e\right)} + \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right) \quad (61)$$

$$h_{Fa} = \frac{h_{Fa}}{m_n} \times m_n \quad (62)$$

$$\Delta y = (x_1 - x_2) - \frac{(a_w - a)}{m_n} \quad (63)$$

$$\cos \alpha_{an} = \frac{z_v \times \cos \alpha_n}{z_v + 2 \times (1 + x - \Delta y)} \quad (64)$$

$$\gamma_a = \frac{1}{z_v} \times \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan(\alpha_n) \right) + \operatorname{inv} \alpha_n - \operatorname{inv} \alpha_{an} \quad (65)$$

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a \quad (66)$$

$$Y_F = \frac{6 \times \frac{h_{Fe2}}{m_n} \times \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn2}}{m_n} \right)^2 \times \cos \alpha_n} \quad (67)$$

Přes tyto vzorce znovu vypočteme pro pastorek faktor Y_F , zda bude vycházet rozumněji.

$$\frac{h_{ao}}{m_n} = \frac{h_{a0}}{m_n} - x - \frac{\rho_{a0}}{m_n} = \frac{1,525}{1,06} - 0,3373 - \frac{0,3373}{1,06} = 2,2894$$

$$\gamma = \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan \alpha_n}{z_v} + \frac{2}{z_v} \times \left(\frac{h_{oe}}{m_n} \times \tan \alpha_n + \frac{\rho_{a0}}{\cos \alpha_n} - \frac{Pr0}{\cos \alpha_{pro}} \right)$$

$$\gamma = \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,3373 \times \tan(15)}{80} + \frac{2}{80} \times \left(2,2894 \times \tan(15) + \frac{0,3373}{\cos(15)} - \frac{0}{\cos 0} \right)$$

$$= 0,0498$$

$$\varphi_e = \gamma + \frac{2 \times \frac{h_{oe}}{m_n}}{z_v \times \tan\left(\frac{\pi}{6} + \varphi_e\right)}$$

$$\varphi_e = 0,0498 + \frac{2 \times 2,2894}{80 \times \tan\left(\frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{6}\right)} = 0,0828 \text{ rad}$$

$$\varphi_e = 0,0498 + \frac{2 \times 2,2894}{80 \times \tan\left(\frac{\pi}{6} + 0,0828\right)} = 0,1323 \text{ rad}$$

$$\varphi_e = 0,0498 + \frac{2 \times 2,2894}{80 \times \tan\left(\frac{\pi}{6} + 0,1323\right)} = 0,1241 \text{ rad}$$

$$\varphi_e = 0,0498 + \frac{2 \times 2,2894}{38,24 \times \tan\left(\frac{\pi}{6} + 0,1241\right)} = 0,1254 \text{ rad } (7,11^\circ)$$

$$\cos \alpha_{ta} = \frac{d_b}{d_a} = \frac{54,115}{60,870} = 0,9564$$

$$\cos^{-1}(0,9564) = 16,971^\circ$$

$$\alpha_{Ha} = \tan \alpha_{ta} - \text{inv } \alpha_t - \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan \alpha_n}{z}$$

$$\alpha_{Ha} = \tan(16,971) - 0,0105083 - \frac{\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,3373 \times \tan(15)}{44} = 0,4642 \text{ rad } (26,596^\circ)$$

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = z_v \times \sin \varphi_e - \sqrt{3} \times \left(\frac{\frac{h_{oe}}{m_n}}{\sin\left(\frac{\pi}{6} + \varphi_e\right)} + \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right)$$

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = 80 \times \sin(7,11) - \sqrt{3} \times \left(\frac{2,2894}{\sin\left(\frac{\pi}{6} + 7,11\right)} + \frac{0,3373}{1,06} \right) = 2,6074$$

$$S_{Fn} = \frac{S_{Fn}}{m_n} \times m_n = 2,6074 \times 1,06 = \mathbf{2,764 \text{ mm}}$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{z}{2 \times \cos \beta} \times \left[\frac{1}{\cos^2 \beta_b} - \frac{\cos \varphi_e}{\cos^2 \beta_b} - 1 + \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{Ha}} \right] + \frac{1}{2} \times \left(\frac{\frac{h_{oe}}{m_n}}{\sin\left(\frac{\pi}{6} + \varphi_e\right)} + \frac{\rho_{a0}}{m_n} \right)$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = \frac{44}{2 \times \cos(35)} \times \left[\frac{1}{\cos^2(33,64)} - \frac{\cos(7,11)}{\cos^2(33,64)} - 1 + \frac{\cos(17,862)}{\cos(26,596)} \right] + \frac{1}{2} \times \left(\frac{2,2894}{\sin\left(\frac{\pi}{6} + 7,11\right)} + \frac{0,3373}{1,06} \right) = 4,1421$$

$$h_{Fa} = \frac{h_{Fa}}{m_n} \times m_m = 4,1421 \times 1,06 = \mathbf{4,391 \text{ mm}}$$

$$\Delta y = (x_1 - x_2) - \frac{(a_w - a)}{m_n} = (0,3373 - (-0,0493)) - \frac{(63,712 - 65)}{1,06} = 1,6017$$

$$\cos \alpha_{an} = \frac{z_v \times \cos \alpha_n}{z_v + 2 \times (1 + x - \Delta y)} = \frac{80 \times \cos(15)}{80 + 2 \times (1 + 0,3373 - 1,6017)} = 0,2962$$

$$\alpha_{an} = \cos^{-1}(0,2962) = 16,971^\circ$$

$$\gamma_a = \frac{1}{z_v} \times \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times x \times \tan(\alpha_n) \right) + \text{inv } \alpha_n - \text{inv } \alpha_{an}$$

$$\gamma_a = \frac{1}{80} \times \left(\frac{\pi}{2} + 2 \times 0,3373 \times \tan(15) \right) + 0,0069 - 0,0122 = 0,0190 \quad (1,088^\circ)$$

$$\alpha_{Fan} = \alpha_{an} - \gamma_a = 16,971 - 1,088 = \mathbf{15,883^\circ}$$

$$Y_F = \frac{6 \times \frac{h_{Fe2}}{m_n} \times \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn2}}{m_n} \right)^2 \times \cos \alpha_n}$$

$$Y_F = \frac{6 \times 4,1421 \times \cos(15,883)}{(2,6074)^2 \times \cos(15)} = \mathbf{3,640}$$

Stejným způsobem vypočteme faktor Y_F pro kolo. Z těchto parametrů nám vyjdou tyto hodnoty:

$$\frac{h_{a0}}{m_n} = 1,8481$$

$$\varphi_e = 0,0906 \text{ rad } (5,19^\circ)$$

$$\frac{S_{Fn}}{m_n} = 2,4513$$

$$S_{Fn} = \frac{S_{Fn}}{m_n} \times m_n = 2,4513 \times 1,06 = \mathbf{2,598 \text{ mm}}$$

$$\frac{h_{Fa}}{m_n} = 4,5407$$

$$h_{Fa} = \frac{h_{Fa}}{m_n} \times m_n = 4,5407 \times 1,06 = \mathbf{4,813 \text{ mm}}$$

$$\alpha_{Fan} = 15,829^\circ$$

$$Y_F = \frac{6 \times 4,813 \times \cos(15,829)}{(2,598)^2 \times \cos(15)} = \mathbf{3,991}$$

Z porovnání výsledných hodnot s komerčním softwarem bylo zjištěno, že tento faktor vychází z neobjasněného důvodu dvojnásobný. Toto zjištění se opakovalo i pro další soukolí. Pro větší přiblížení faktoru Y_F byl zaveden předpoklad vydělení faktoru tvaru zubu dvěma nebo je možné upravit vzorec Y_F takto:

$$Y_F = \frac{3 \times \frac{h_{Fez}}{m_n} \times \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn2}}{m_n}\right)^2 \times \cos \alpha_n} \quad (68)$$

Po dalším přepočítání nám hodnoty faktoru tvaru zubu vychází takto:

pro pastorek – $Y_F = 1,820$

pro kolo - $Y_F = 1,996$

Díky této korekci vzorce faktoru nám již vyšly podobné hodnoty jako v kontrolním výpočtu.

Z tohoto důvodu budeme faktor tvaru zubu takto počítat.

3.6.2 Faktor koncentrace napětí Y_s

Faktor koncentrace napětí je použit k přepočtu jmenovitého napětí v ohybu na napětí v místě paty zubu. [10]

Faktor zahrnuje do výpočtu následující vlivy:

- Vliv zvýšení napětí změnou průřezu v patním přechodu zubu,
- Vyhodnocení skutečného napětí v kritickém patním průřezu je mnohem složitější než předpokládaný zjednodušený výpočet. [10]

Pro určení tohoto faktoru je použita pouze metoda B, ze které jsou vzorce určeny pomocí měření, výpočtem s užitím metody konečných prvků a metody integrálních rovnic.

Metoda B

Pro výpočet faktoru koncentrace napětí se používá vzorec

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \times L) \times q_s \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right], \quad (69)$$

kde

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (70)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2 \times \rho_F} \quad (71)$$

s_{Fn} a h_{Fe} máme určené z rovnic (60) (61). Tento výpočet je platný pro rozsah $1 \leq q_s \leq 8$, jinak nelze tento výpočet užít. Rovněž není vhodné pro určení Y_s používat graf. Grafický způsob je použitelný jen za daných parametrů soukolí, pro které byly grafy vytvořeny.

Pro naše hodnoty soukolí lze faktor koncentrace napětí určit takto:

Pro pastorek:

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} = \frac{2,764}{4,391} = 0,295$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2 \times \rho_F} = \frac{2,764}{2 \times 0,516} = 2,6781$$

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \times L) \times q_s \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right] = (1,2 + 0,13 \times 0,295) \times 2,6781 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{0,295}} \right] =$$

$$= 1,570$$

Pro kolo:

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} = \frac{2,598}{4,813} = 0,5742$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2 \times \rho_F} = \frac{2,598}{2 \times 0,743} = 1,8599$$

$$Y_S = (1,2 + 0,13 \times L) \times q_s \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{L}} \right] = (1,2 + 0,13 \times 0,5742) \times 1,8599 \left[\frac{1}{1,21 + \frac{2,3}{0,5742}} \right] =$$
$$= 1,449$$

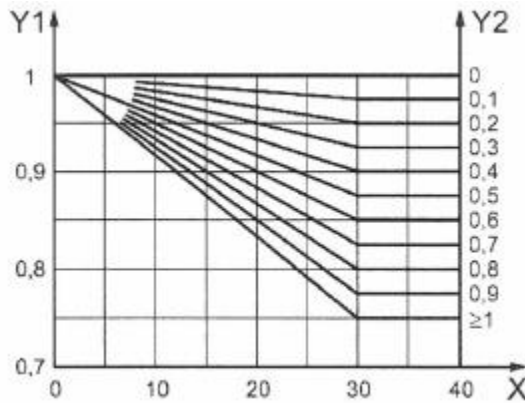
Podle tohoto výpočtu si můžeme ověřit, že s_{Fn} a h_{Fe} vypočtené v předchozí kapitole jsou správné.

3.6.3 Faktor úhlu sklonu Y_β

Pomocí faktoru úhlu sklonu se přepočítává předběžná velikost napětí v patě virtuálního ozubeného kola na skutečné čelní kolo se šikmými zuby. Tímto se do výpočtu zahrnuje vliv šikmo probíhající čáry dotyku na boku zubu (menší namáhání paty zubu). [10]

Faktor Y_β lze určit početně i graficky s určitým omezením hodnot úhlu sklonu β .

Dle obrázku 23 lze odečíst hodnotu faktoru úhlu sklonu v závislosti na úhlu sklonu β a poměrném sklonu ε_β .



Legenda

X referenční úhel sklonu, β , stupně

Y1 faktor sklonu, Y_β

Y2 poměrný sklon, ε_β

Faktor sklonu $Y_\beta > 25^\circ$ musí být potvrzen zkušenostmi.

Obr. 23 – určení úhlu sklonu Y_β [10]

V souladu s grafem je i stanovení faktoru pomocí výpočtu podle rovnice:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \times \frac{\beta}{120^\circ} \quad (72)$$

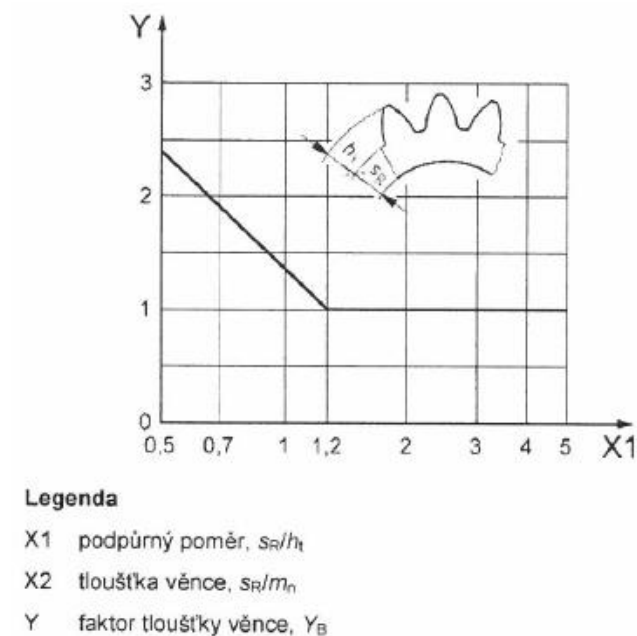
Hodnotu $Y_\beta = 0,75$ je dosaženo pro ε_β , když je $\varepsilon_\beta > 1,0$ a $\beta > 30^\circ$.

Naše soukolí je HRC, tedy s vysokými zuby a úhlem sklonu zubu přes 30° . Tedy pro naše výpočty budeme za faktor úhlu sklonu dosazovat hodnotu $Y_\beta = 0,75$.

3.6.4 Faktor tloušťky věnce Y_B

Tloušťka věnce kola musí být dostatečně tuhá, aby mohla poskytnout plnou podporu patě zubu. V případě, že není věnec dostatečně tuhý, tak by mohlo dojít k lomu vlivem ohybové únavy spíše v rozsahu tloušťky ozubeného věnce než v rádiusu paty zubu. Pro zamezení tohoto případu se zavádí faktor tloušťky zubu a hodnotí se tloušťka věnce ozubených kol. [10,11]

Pro určení faktoru lze použít grafické i výpočetní určení. V grafické metodě se bere jako parametr funkce podpůrného poměru s_R/h_t jako funkce tloušťky věnce s_R/m_n . Viz obr.24.



Obr. 24 – Faktor tloušťky věnce [10]

Stanovení faktoru pro čelní kola s vnějšími zuby se určí pomocí následujících rovnic, které jsou v souladu s křivkou. Pro výpočet můžou nastat tři následující případy:

a) pokud $s_R/h_t \geq 1,2$, potom

$$Y_B = 1,0$$

b) pokud $s_R/h_t > 0,5$ a $s_R/h_t < 1,2$, potom se Y_B vypočte dle rovnice:

$$Y_B = 1,6 \ln \left(2,242 \frac{h_t}{s_R} \right) \quad (73)$$

c) v případě $s_R/h_t < 0,5$ musí být použití kola zabráněno.

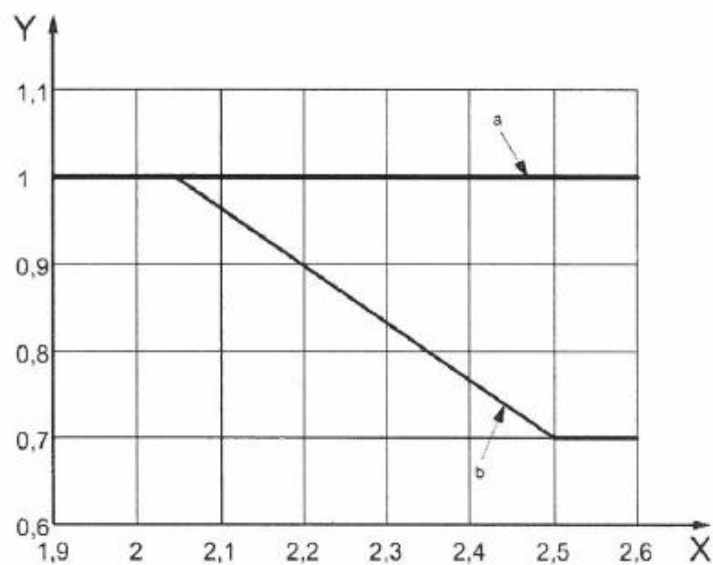
Pro užití v automobilových převodovkách je nejmenší kolo, tj. první rychlostní stupeň vyroben přímo na hřídeli, druhý rychlostní stupeň je také na hřídeli a další stupně již mají dostatečně tuhé věnce.

Z tohoto důvodu bude v našem výpočtu faktor tloušťky věnce vždy $Y_B = 1,0$.

3.6.5 Faktor výšky zubu Y_{DT}

Pro ozubená kola s vysokou přesností (≤ 4) s poměrným dotykem v rozmezí $2 \leq \varepsilon_{an} < 2,5$, s použitou modifikací profilu a změnou profilu pro dosažení lichoběžníkového zatížení podél dráhy dotyku. Musí být jmenovité napětí v patě zubu σ_{F0} upraveno faktorem výšky zubu Y_{DT} . [10,11]

Faktor výšky zubu může být získán z grafu nebo početně. V grafické metodě je faktor získán jako funkce poměrného dotyku ε_{an} (viz obr.25).



Legenda

- X virtuální poměrný dotyk ε_{an}
- Y faktor výšky zubu, Y_{DT}
- a stupeň přesnosti > 4 .
- b stupeň přesnosti ≤ 4 .

Obr. 25 – Faktor výšky zubu Y_{DT} [10]

Stanovení faktoru výpočtem dává stejné hodnoty jako grafické řešení. Stanovení Y_{DT} početně lze takto:

- a) Pokud je stupeň přesnosti > 4 , tak

$$Y_{DT} = 1,0$$

- b) pokud je $2,05 < \varepsilon_{an} \leq 2,05$ a stupeň přesnosti ≤ 4 , potom

$$Y_{DT} = -0,666\varepsilon_{an} + 2,366 \quad (74)$$

c) pokud je $\varepsilon_{\alpha n} > 2,5$ a stupeň přesnosti ≤ 4 , tak

$$Y_{DT} = 0,7$$

Pro naše modelová soukolí jsou stupně přesnosti 7-9, proto do výpočtu budeme zahrnovat: $Y_{DT} = 1,0$.

3.6.6 Faktor vnějších dynamických sil K_V

Tento faktor jsme již určili pro výpočet napětí v dotyku, viz kapitola 3.3.7. Hodnota platí jak pro napětí v dotyku, tak i pro výpočet napětí v ohybu.

3.6.7 Aplikační faktor K_A

Je také nazýván jako faktor vnějších dynamických sil. Aplikační faktor je současně totožný s výpočtem napětí v dotyku v kapitole 3.3.6. Proto ho již znovu řešit není třeba.

3.6.8 Faktor podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{F\alpha}$

Faktor podílu zatížení $K_{F\alpha}$ je řešen stejně jako $K_{H\alpha}$. Faktor $K_{F\alpha}$ je omezen rovnicí (28) podle které musí být $K_{F\alpha} > 1$, v opačném případě se dosazuje za $K_{F\alpha} = 1$.

Pro naše soukolí platí:

$$\frac{\varepsilon_{\gamma}}{0,25\varepsilon_{\alpha}+0,75} = \frac{4,087}{0,25 \times 2,07 + 0,75} = 3,22 > 1$$

Podmínka platí, proto můžeme brát zjednodušení:

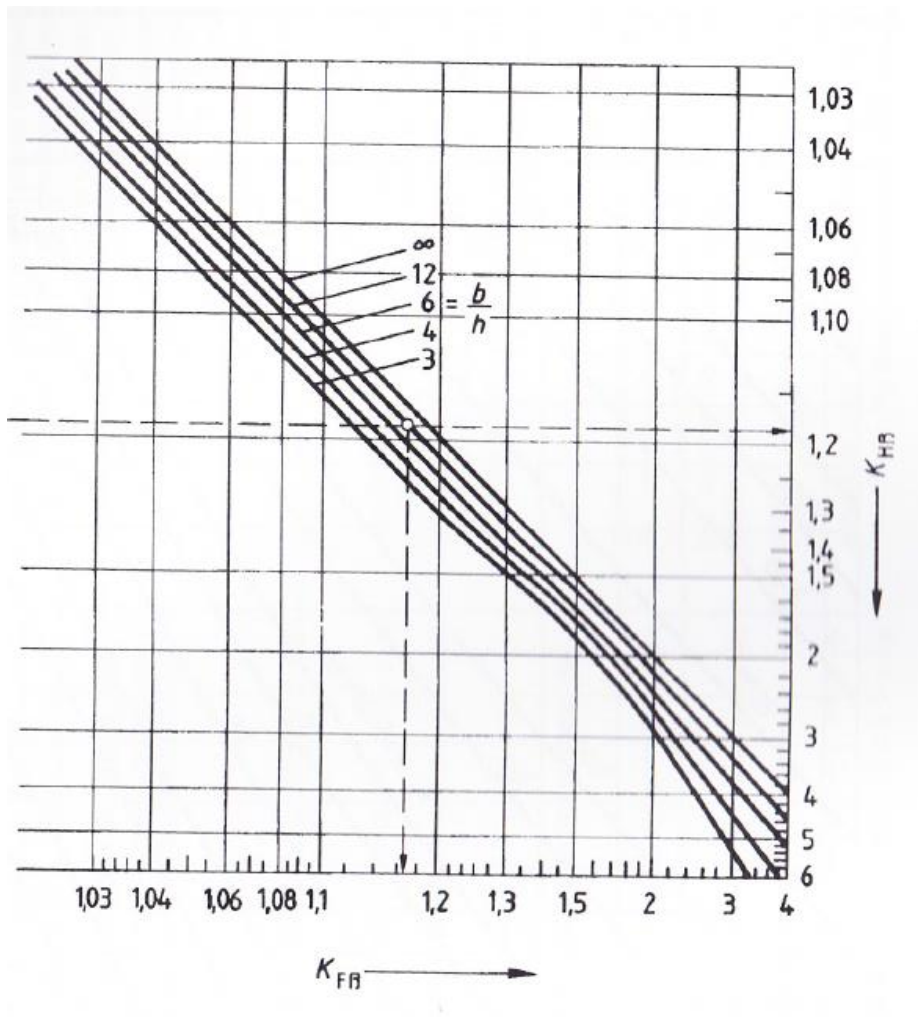
$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = K_V = 1,1248$$

3.6.9 Faktor nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{F\beta}$

Faktor bere v úvahu vliv rozložení zatížení podél šířky zubu pro výpočet napětí v ohybu paty zubu. Závisí na proměnlivých $K_{H\beta}$ a na poměru šířky ozubení k jeho výšce b/h . [6,7]

$K_{F\beta}$ se určuje graficky nebo početně.

Na grafu (26) závislost $K_{F\beta}$ na $K_{H\beta}$ a b/h . Tento graf je velmi nepřehledný a nepřesný.



Obr. 26 – Grafické určení faktoru $K_{F\beta}$ [7]

Početně lze faktor určit takto:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} \quad (75)$$

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} \quad (76)$$

V případě, že poměr $b/h < 3$, tak zavádíme $b/h = 3$. [7]

Pro naše soukolí budeme $K_{F\beta}$ určovat poččetně pro každé kolo zvlášť.

Pro pastorek:

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{11,7}{3,676} + \left(\frac{11,7}{11,3,676}\right)^2} = 0,7078$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 0,711^{0,7078} = 0,785$$

Pro kolo:

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{1}{1 + \frac{11,7}{3,576} + \left(\frac{11,7}{3,576}\right)^2} = 0,7148$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 0,711^{0,7148} = 0,783$$

3.7 Shrnutí parametrů výpočtu a konečný výsledek napětí v ohybu

V předchozích kapitolách jsme stručně charakterizovali faktory pro výpočet napětí v ohybu. Pro přehlednost je shrneme a dopočítáme konečné hodnoty napětí v patě zubu ozubeného kola.

Faktor tvaru zubu - pro pastorek $Y_F = 3,640$

- pro kolo $Y_F = 3,991$

Faktor koncentrace napětí - pro pastorek $Y_S = 1,570$

- pro kolo $Y_S = 1,449$

Faktor úhlu sklonu $Y_\beta = 0,75$

Faktor tloušťky věnce $Y_B = 1$

Faktor výšky zubu $Y_{DT} = 1$

Faktor vnějších dynamických sil $K_V = 1,1248$

Aplikační faktor $K_A = 1,25$

Faktor podílu zatížení jednotlivých zubů $K_{F\alpha} = K_V = 1,1248$

Faktor nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce - pro pastorek $K_{F\beta} = 0,786$

- pro kolo $K_{F\beta} = 0,783$

Tyto hodnoty dosadíme do vzorců (32) a (33) a vypočteme konečné napětí v patě zubu zvlášť pro pastorek a kolo.

Napětí v ohybu pro pastorek:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \times m_n} \times Y_F \times Y_S \times Y_\beta \times Y_B \times Y_{DT} = \frac{4258,34}{11,7 \times 1,06} \times 3,640 \times 1,570 \times 0,75 \times 1 \times 1 = 1471,67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha} = 1471,67 \times 1,25 \times 1,1248 \times 1,1248 \times 0,786 = 1790,83 \text{ MPa}$$

Napětí v ohybu pro kolo:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \times m_n} \times Y_F \times Y_S \times Y_\beta \times Y_B \times Y_{DT} = \frac{4258,34}{11,7 \times 1,06} \times 3,991 \times 1,449 \times 0,75 \times 1 \times 1 = 1496,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha} = 1496,13 \times 1,25 \times 1,1248 \times 1,1248 \times 0,783 = 1826,18 \text{ MPa}$$

V případě, že použijeme do výpočtu Y_F vzorec (68) nebo budeme počítat s poloviční hodnotou faktoru tvaru zubu, výjdou tyto hodnoty:

Faktor tvaru zubu - pro pastorek $Y_F = 1,663$

- pro kolo $Y_F = 1,709$

Napětí v ohybu pro pastorek:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \times m_n} \times Y_F \times Y_S \times Y_\beta \times Y_B \times Y_{DT} = \frac{4258,34}{11,7 \times 1,06} \times 1,663 \times 1,570 \times 0,75 \times 1 \times 1 = 808,66 \text{ MPa}$$

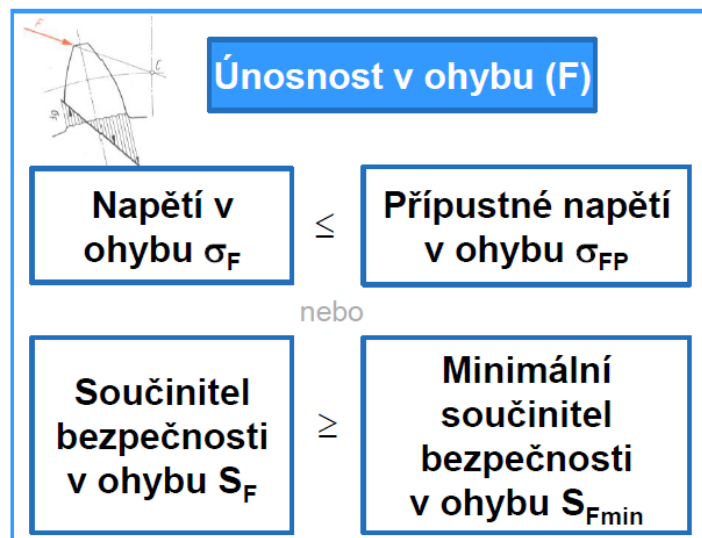
$$\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha} = 808,66 \times 1,25 \times 1,1248 \times 1,1248 \times 0,786 = 893,29 \text{ MPa}$$

Napětí v ohybu pro kolo:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \times m_n} \times Y_F \times Y_S \times Y_\beta \times Y_B \times Y_{DT} = \frac{4258,34}{11,7 \times 1,06} \times 1,709 \times 1,449 \times 0,75 \times 1 \times 1 = 822,94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \times K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha} = 822,94 \times 1,25 \times 1,1248 \times 1,1248 \times 0,783 = 909,54 \text{ MPa}$$

Vypočtené parametry lze porovnat pokud máme k dispozici maximální přípustné napětí a tím i míru bezpečnosti soukolí (viz obr. 27).



Obr. 27 – Kontrola bezpečnosti napětí v ohybu [4]

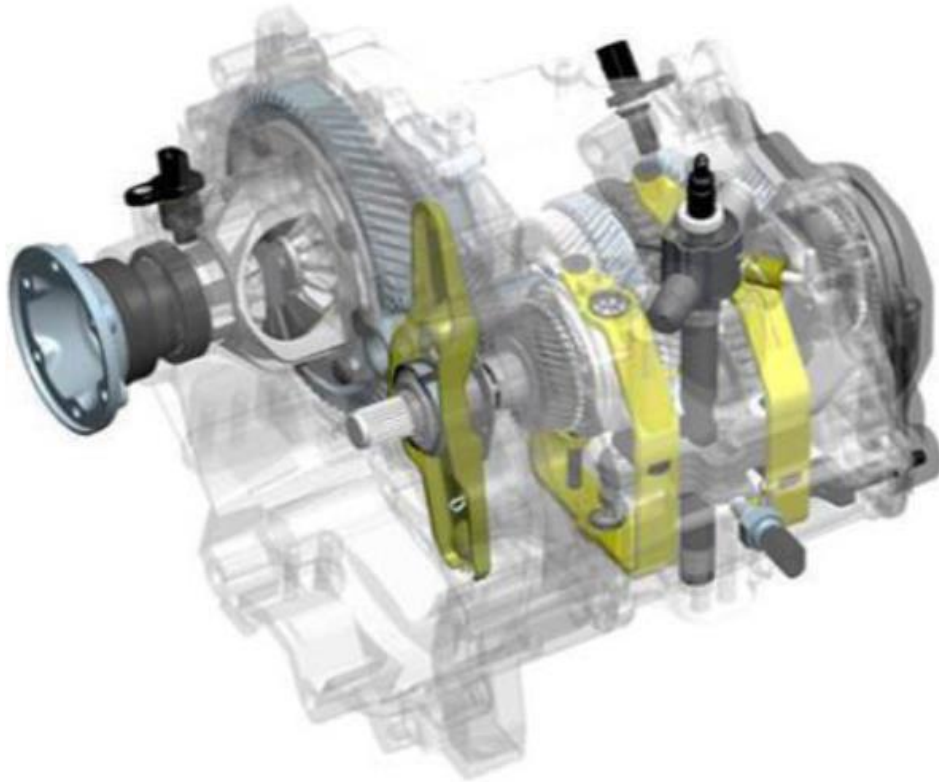
4. Vytvoření porovnávací databáze napětí v automobilových převodovkách

K vytvoření databáze máme k dispozici od Škoda auto a.s. osm variant převodovek pro motory s maximálním točivým momentem do 200Nm, u kterých vypočítáme napětí v dotyku a ohybu v patě zubu. Na obrázku 28 vidíme uspořádání hřídelů a ozubených kol v převodovce.



Obr. 28 – Uspořádání převodovky [16]

Převodovky do 200Nm jsou jedny z nejvíce používaných manuálně řazených převodovek v automobilovém koncernu Volkswagen. Jedná se o dvouhřídelovou převodovku se synchronizací v pěti-stupňové i šesti-stupňové variantě (viz obr. 29). Je určena pro vozy se silnějšími motory jako je Škoda Octavia, Škoda Roomster, Škoda Rapid, Volkswagen Golf a další. [17]



Obr. 29 – Uspořádání ovládání spojky a řazení převodovky [17]

4.1 Tvorba výpočetního programu v Excelu

Ručně počítat osm celých převodovek by zabralo hodně času a z důvodu, aby se námi vytvořený program pro výpočet pevnosti dal i nadále použít, vytvoříme excelový program do kterého zadáme potřebné parametry ozubených soukolí a program nám spočítá hodnoty napětí.

Jako první byla vytvořena tabulka zadaných hodnot (viz tab.), do které jsou vypsány potřebné parametry, aby si tyto parametry poté excel sám dosadil do vzorce i když změníme hodnoty.

Soukolí:		Soukolí 5. stupně MQ 100		
Vstupní údaje pro pevnostní výpočet soukolí				
			Pastorek	Kolo
počet zubů	z	[-]	44	56
převodový poměr	i	[-]	1,273	
normálový modul	m_n	[mm]	1,060	
úhel sklonu zubu	β	[°][rad]	35,000	0,611
normálový úhel profilu	α_n	[°][rad]	15,000	0,262
roztečná vzdálenost os	a	[mm]	65,000	
osová vzdálenost	a_v	[mm]	64,413	
korekce	x	[mm]	0,337	-0,049
průměr roztečné kružnice	d	[mm]	56,360	72,465
průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	60,870	75,750
průměr patní kružnice	d_f	[mm]	53,518	68,598
průměr základní kružnice	d_b	[mm]	54,115	68,874
výška hlavy zubu	h_a	[mm]		
výška paty zubu	h_f	[mm]		
výška zubu	h	[mm]		
šířka zubu	b	[mm]	11,700	
výška paty základního profilu nástroje	h_{aPo}	[mm]	3,300	2,650
poloměr paty profilu nástroje	ρ_{aPo}	[mm]	0,516	0,743
zbytkové podříznutí patního přechodu	S_{pr}	[mm]	0,000	0,000
jmenovité tečné zatížení	F_t	[N]	4258,340	
jmenovité otáčky	n	[min^{-1}]	1000,000	
modul pružnosti	E	[N/mm^2]	210000,000	
Poissonova konstanta	ν	[-]	0,300	
točivý moment	M_t	[Nm]	100,000	
stupeň přesnosti	Q	[-]	7,000	
	α_{pr}	[rad]	0,000	0,000

Tab. 9 – Vstupní parametry vstupující do výpočtu programu Excel

Dále byl naprogramován výpočet pevnosti v dotyku dle DIN 3990 (ISO 6336) a vytvořena tabulka výstupních parametrů (výsledků) se všemi faktory a koeficienty. Pro pevnost v ohybu bylo počítáno přes DIN 3990 (ISO 6336), ale faktor tvaru zubu Y_F byl počítán přes ČSN 01 4686. Výsledky jsou zobrazeny v tabulce 10.

Soukolí:	Soukolí 5. stupně MQ100		
výpočet únosnosti v dotyku (pitting)			
faktor zony	Z_H	[-]	2,168
jednopárového záběru pastor.	Z_D	[-]	1,000
jednopárového záběru kolo	Z_B	[-]	1,000
faktor elasticity	Z_E	$[\sqrt{MPa}]$	191,646
faktor poměrného dotyku	Z_F	[-]	0,674
faktor úhlu sklonu zubu	Z_{β}	[-]	0,905
aplikační faktor (tab.)	K_A	[-]	1,250
dynamický faktor	K_V	[-]	1,107
faktor podélného zatížení	$K_{H\beta}$	[-]	0,722
faktor obvodového zatížení	$K_{H\alpha}$	[-]	1,107
jmenovité kontaktní napětí	σ_{H0}	[MPa]	860,655
kontaktní napětí pastorek	σ_{HD}	[MPa]	905,640
kontaktní napětí kolo	σ_{HB}	[MPa]	905,640

Výpočet pevnosti v ohybu zubu				
kritický řez na těživě paty	S_{Fn}	[mm]	2,764	2,598
rameno ohyb. Momentu k patě	h_{Fe}	[mm]	4,391	2,981
zatěžovací úhel	α_{Fe}	[°]	9,088	10,619
faktor tvaru zubu	Y_F	[-]	3,737	2,526
faktor korekce napětí	Y_S	[-]	1,570	1,696
faktor úhlu sklonu zubu	Y_{β}	[-]	0,750	
faktor výšky zubu	Y_{DT}	[-]	1,000	
faktor tloušťky věnce	Y_B	[-]	1,000	
faktor čelního zatížení	$K_{F\alpha}$	[-]	1,107	
faktor podélného zatížení	$K_{F\beta}$	[-]	0,794	0,793
jmenovité napětí v patě zubu	σ_{F0}	[MPa]	1510,540	1103,008
napětí v ohybu v patě zubu	σ_F	[MPa]	1839,242	1339,974

Tab. 10 – Výstup výsledků z programu Excel

Celý výpočet i s tabulkou pro dodatečné výpočty a výslednou tabulku upravenou s výpočtem napětí v ohybu s $Y_F/2$ a výpočet dle ČSN 01 4686 je přidán do přílohy 1. Faktor tvaru zubu dle DIN 3990 je v tabulce také, ale s vypočtenou kritickou šířkou S_{Fn} a rameno ohybového momentu k patě h_{Fe} bylo uvedeno jako celková výška zubu. Toto zjednodušení zavádí do výpočtu určitou nepřesnost. Výsledné napětí se liší z důvodů, že síla většinou nepůsobí na hlavu zubu.

4.2 Vstupní údaje zadaných převodovek

K výpočtu bylo dodáno osm převodovek s různými vstupními momenty.

Do přehledných tabulek byly zaneseny vstupní momenty, převodové poměry a počet rychlostních stupňů. Viz tabulka 11.

VSTUPNÍ PARAMETRY ZADANÝCH PŘEVODOVEK						
Převodovka PM1						
Vstupní zatížení	$M = 95\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,769	1,955	1,212	0,881	0,74	-
Převodovka PM2						
Vstupní zatížení	$M = 160\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,389	1,955	1,281	0,881	0,673	-
Převodovka PM3						
Vstupní zatížení	$M = 132\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,455	1,955	1,281	0,881	0,673	-
Převodovka PM4						
Vstupní zatížení	$M = 200\text{Nm}$ (pro 1. a 2. stupeň jen 175Nm)					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	4,273	-	1,281	1,028	0,778	-
Převodovka PM5						
Vstupní zatížení	$M = 155\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,769	2,095	1,281	0,927	0,74	-
Převodovka PM6 - LNY						
Vstupní zatížení	$M = 175\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,615	1,947	1,281	1,028	0,822	0,63
Převodovka PM7 - GAJ						
Vstupní zatížení	$M = 155\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,455	2,095	1,433	1,135	0,933	0,776
Převodovka PM8 - GJB						
Vstupní zatížení	$M = 155\text{Nm}$					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Převodové číslo	3,455	2,095	1,433	1,135	0,933	0,776

Tab. 11 – Vstupní parametry zadaných převodovek

4.3 Výsledné hodnoty pevnostního výpočtu zadaných převodovek

VÝSLEDKY PENVOSTNÍ KONTROLY ZADANÝCH PŘEVODOVEK						
Převodovka PM1						
Vstupní zatížení	M = 95Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	1457,6	893	730,6	658,8	640,1	-
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	1469,2	919,3	780,3	726,2	719,2	-
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	1469,2	919,3	780,3	726,2	719,2	-
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	956,3	738,1	751,9	577	599	-
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	1143,1	718,9	654,1	555,9	582,7	-
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1032,6	852,2	955,2	784,9	847,4	-
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	1233,9	829,4	830,6	756,7	824,7	-
Převodovka PM2						
Vstupní zatížení	M = 160Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	1995,5	829	814,2	934,6	1003,6	-
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	2004	857,3	853,5	985,8	1057	-
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	2004	857,3	853,5	985,8	1057	-
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1792,4	636,1	1013,4	1135,5	1578,1	-
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	2142,5	619,6	878	1085,5	1430,6	-
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1917,6	743,1	1226,3	1378,5	1908,4	-
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	2291,4	723	1061,9	1317,7	1729,3	-
Převodovka PM3						
Vstupní zatížení	M = 132Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	1930,2	1052,7	877,5	776,6	730,6	-
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	1939,6	1075,1	917,9	834,6	802,3	-
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	1939,6	1075,1	917,9	834,6	802,3	-
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1174,1	1025,7	1060	801,8	789,2	-
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	1332,3	999,1	925,3	772,5	733,9	-
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1244,4	1159,8	1275,9	1022,4	1053,6	-
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	1445,6	1128,9	1221,7	985,6	979,9	-

Převodovka PM4						
Vstupní zatížení	M = 200Nm (pro 1. a 2. stupeň jen 175Nm)					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	1681,1	1279,5	1061,4	1061	696,3	-
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	1687,4	1297,9	1098,5	1103	774,1	-
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	1687,4	1297,9	1098,5	1103	774,1	-
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1606,6	1555	1178,8	1180,8	475,5	-
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	1750,9	1441,4	1202,7	1207,3	487,7	-
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1738,6	1743	1350,7	1381,7	659,9	-
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	1877,3	1612,6	1380	1412,7	673,4	-

Převodovka PM5						
Vstupní zatížení	M = 155Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	1964,1	1182,6	889,5	850,5	818,9	-
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	1972,7	1201,6	929,4	902,5	881,4	-
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	1972,7	1201,6	929,4	902,5	881,4	-
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1736,3	1269,3	1121	972,7	977,5	-
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	2075,5	1230,2	973,2	935,1	950,9	-
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1858,3	1415,9	1331,2	1202	1245,9	-
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	2220,6	13,72,3	1155,1	1155,5	1212,5	-

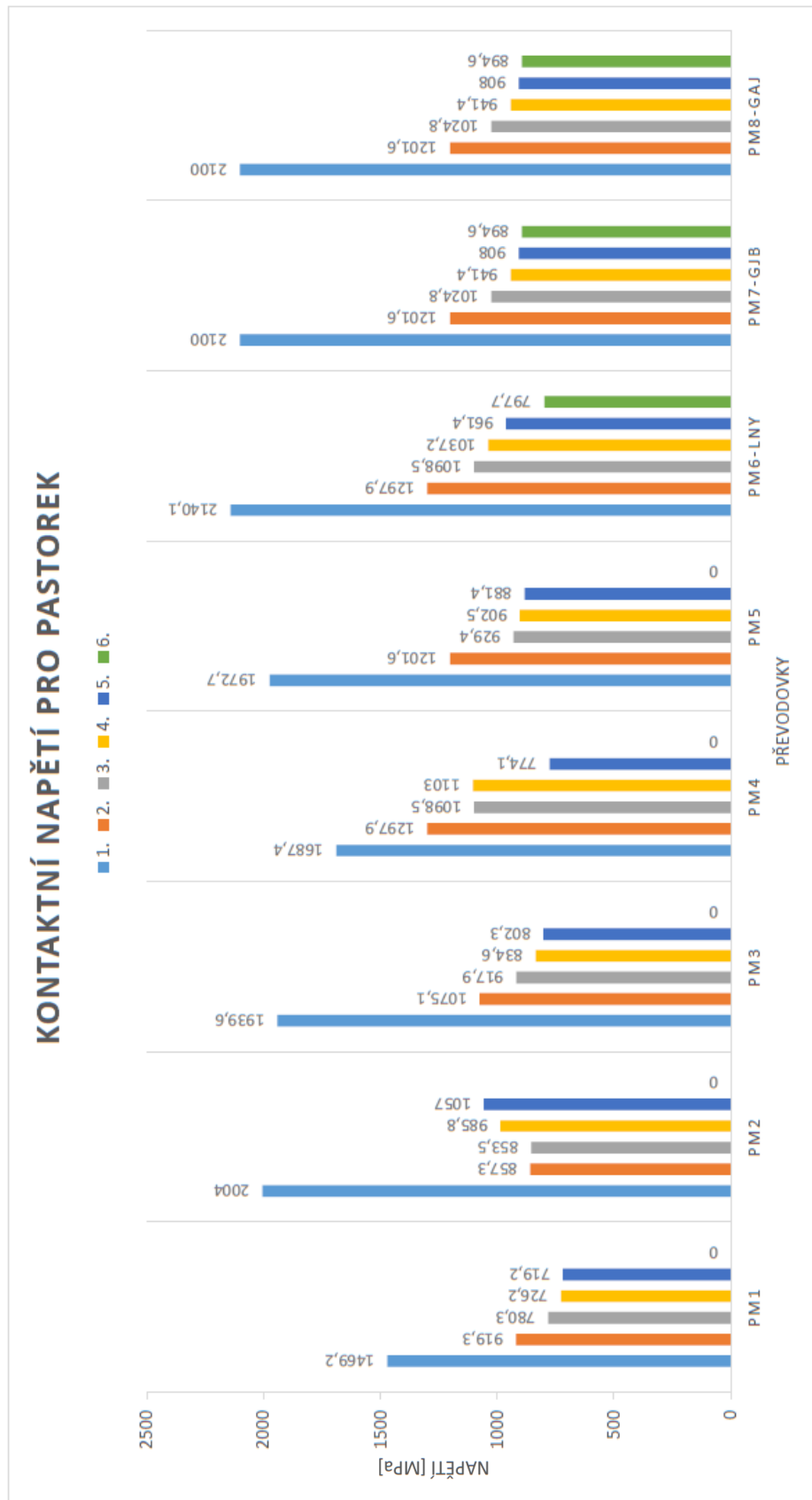
Převodovka PM6 - LNY						
Vstupní zatížení	M = 175Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	2131,4	1279,5	1061,4	922,5	904,3	744,2
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	2140,1	1297,9	1098,5	1037,2	961,4	797,7
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	2140,1	1297,9	1098,5	1037,2	961,4	797,7
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1327,2	1555	1179,2	1033,1	771,5	1160,8
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	1520	1441,4	1202,9	1054,3	828,3	1048
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1428	1743	1363	1225,2	955,9	1472,2
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	1631,3	1612,6	1392,5	1251,4	1022,3	1327,3

Převodovka PM7 - GJB						
Vstupní zatížení	M = 155Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	2091,6	1182,6	991,3	896,6	853,2	834,2
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	2100	1201,6	1024,8	941,4	908	894,6
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	2100	1201,6	1024,8	941,4	908	894,6
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1309,8	1269,3	943,2	891,5	934,5	872,3
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	1533	1230,2	891,8	880,2	910,5	845,3
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1413,8	1415,9	1100,4	1072,1	1158	1104,3
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	1660,2	1372,3	1040	1058,5	1128,8	1070,1

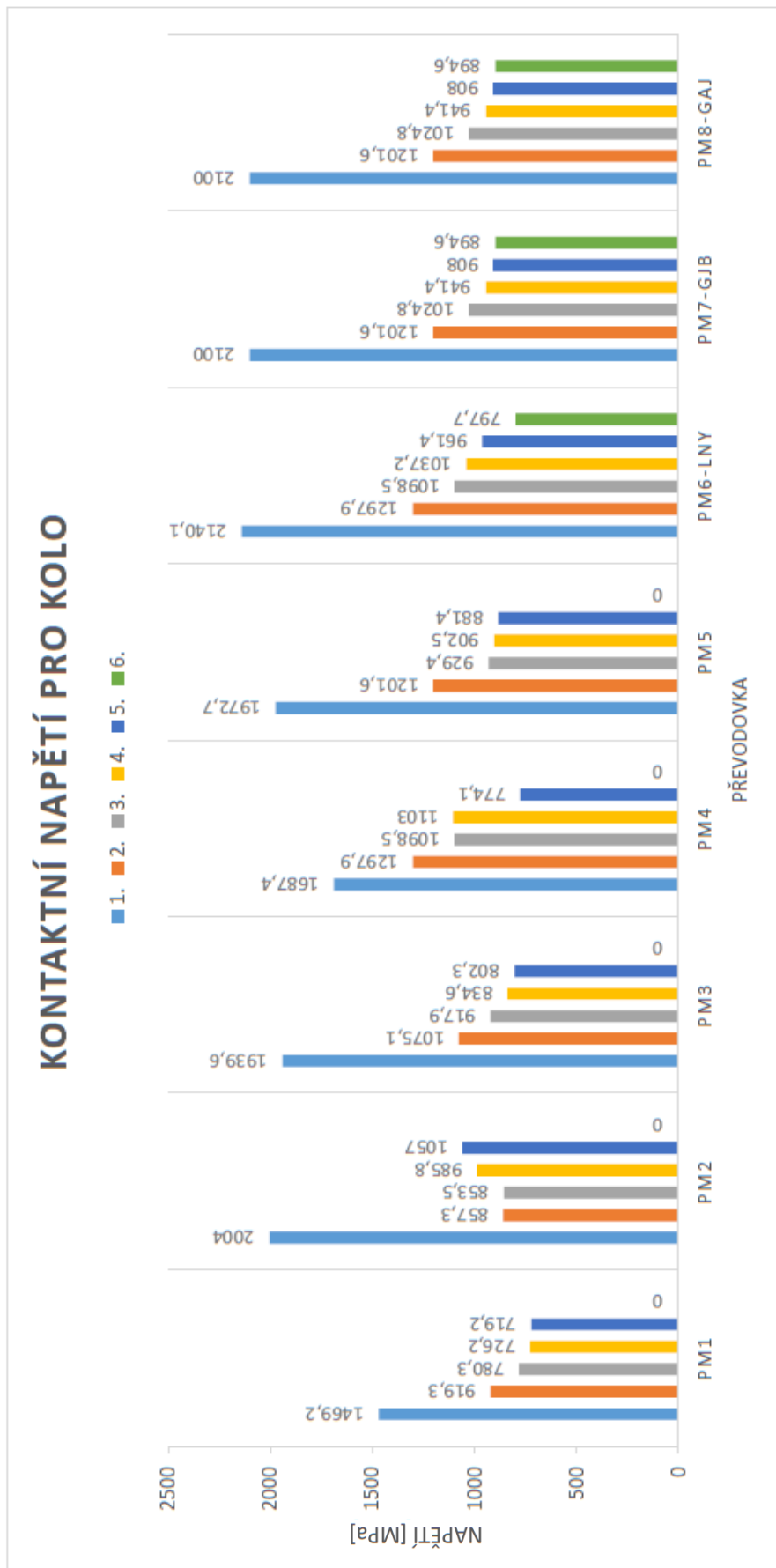
Převodovka PM8 - GAJ						
Vstupní zatížení	M = 155Nm					
Převod	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Jmenovité kontaktní napětí [MPa]	2091,6	1182,6	991,3	896,6	853,2	834,2
Kontaktní napětí pro past. [MPa]	2100	1201,6	1024,8	941,4	908	894,6
Kontaktní napětí pro kolo [MPa]	2100	1201,6	1024,8	941,4	908	894,6
Jmen. napětí v ohybu pro p. [MPa]	1309,8	1269,3	943,2	891,5	934,5	872,3
Jmen. napětí v ohybu pro k. [MPa]	1533	1230,2	891,8	880,2	910,5	845,3
Napětí v ohybu pro pastorek [MPa]	1413,8	1415,9	1100,4	1072,1	1158	1104,3
Napětí v ohybu pro kolo [MPa]	1660,2	1372,3	1040	1058,5	1128,8	1070,1

Tab. 12 – Výsledné hodnoty pevnostního výpočtu zadaných převodovek

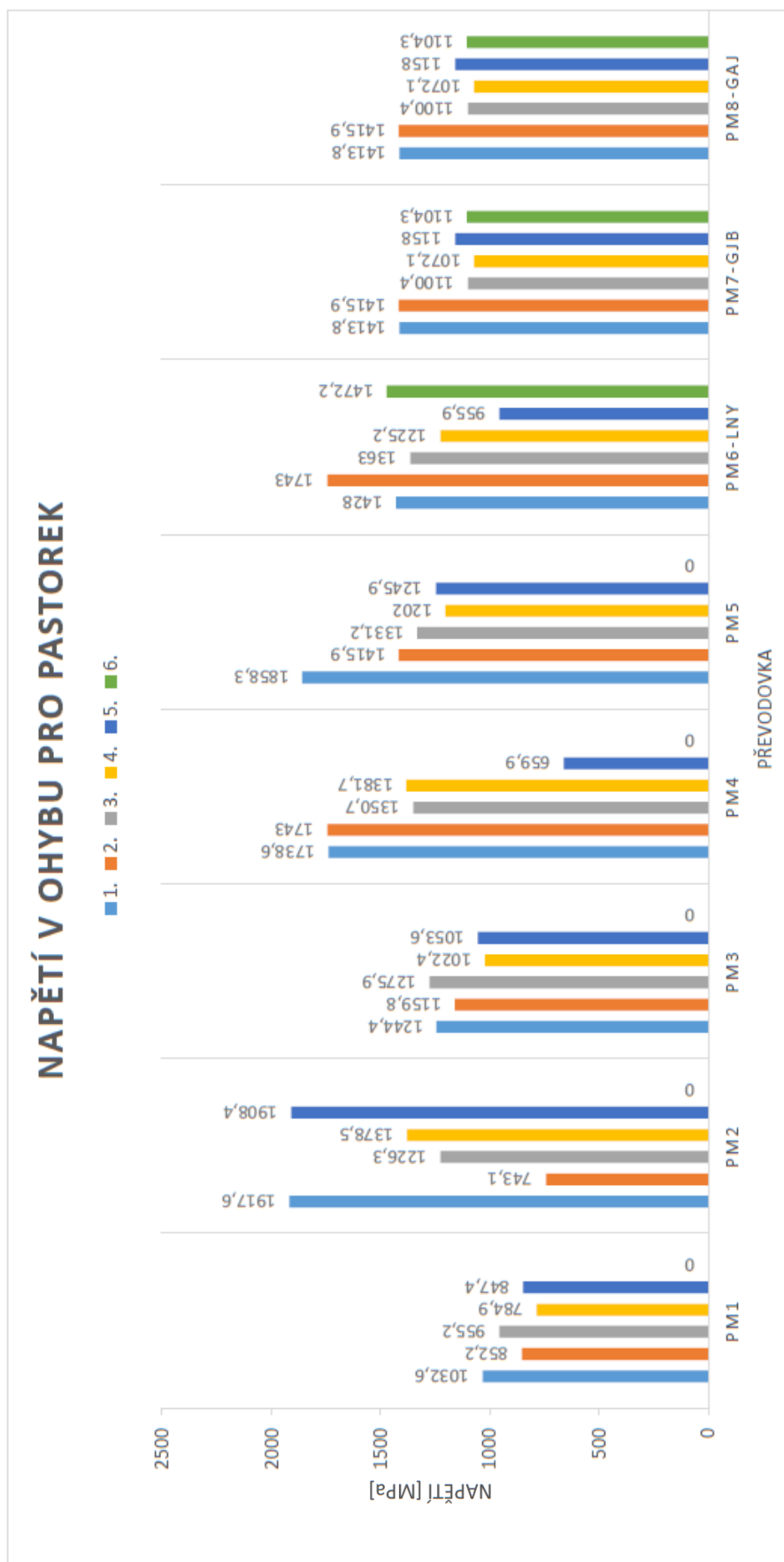
4.4 Porovnání výsledných hodnot převodovek



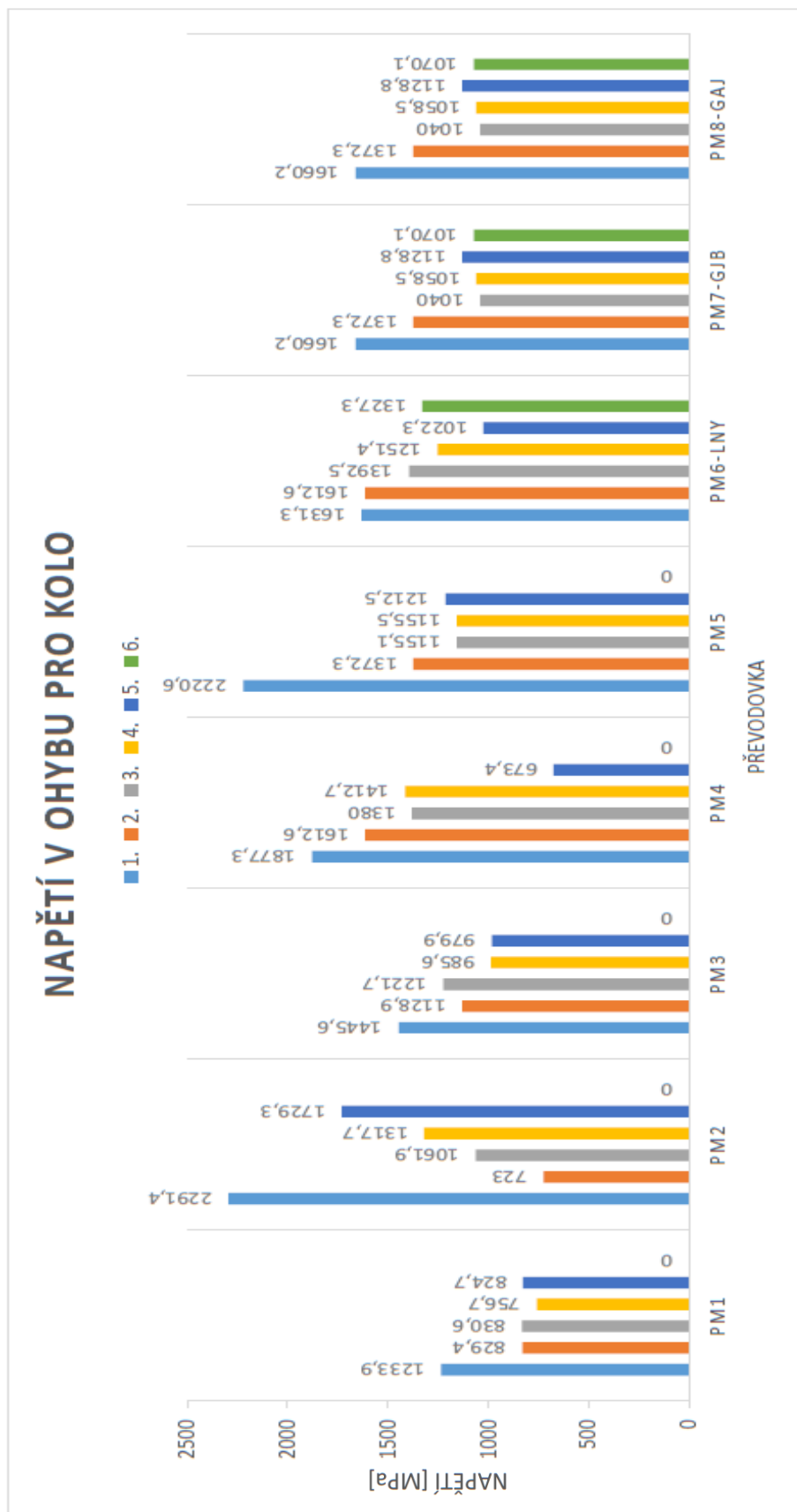
Obr. 30 – Graf kontaktního napětí pro pastorek



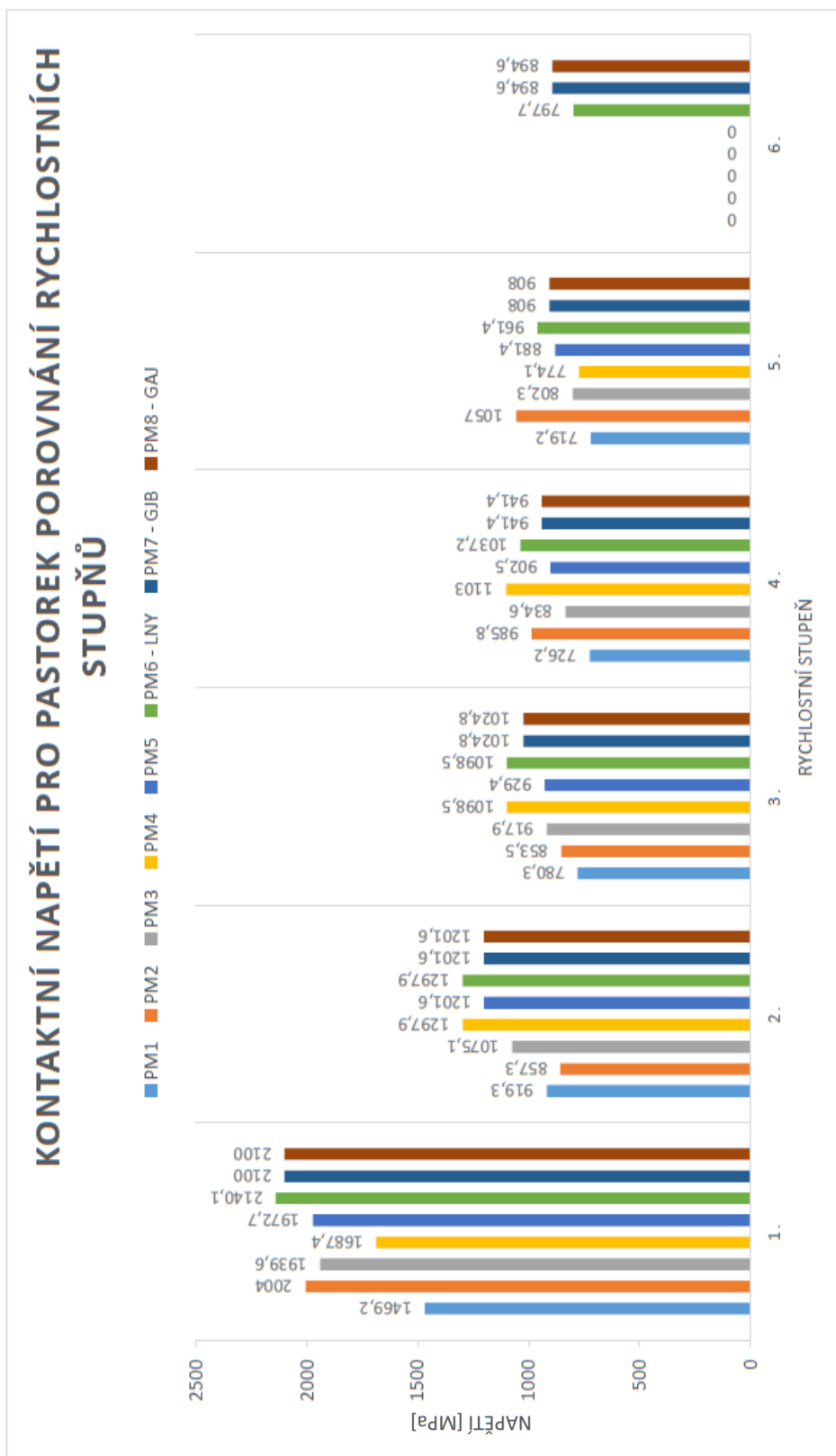
Obr. 31 – Graf kontaktního napětí pro kolo



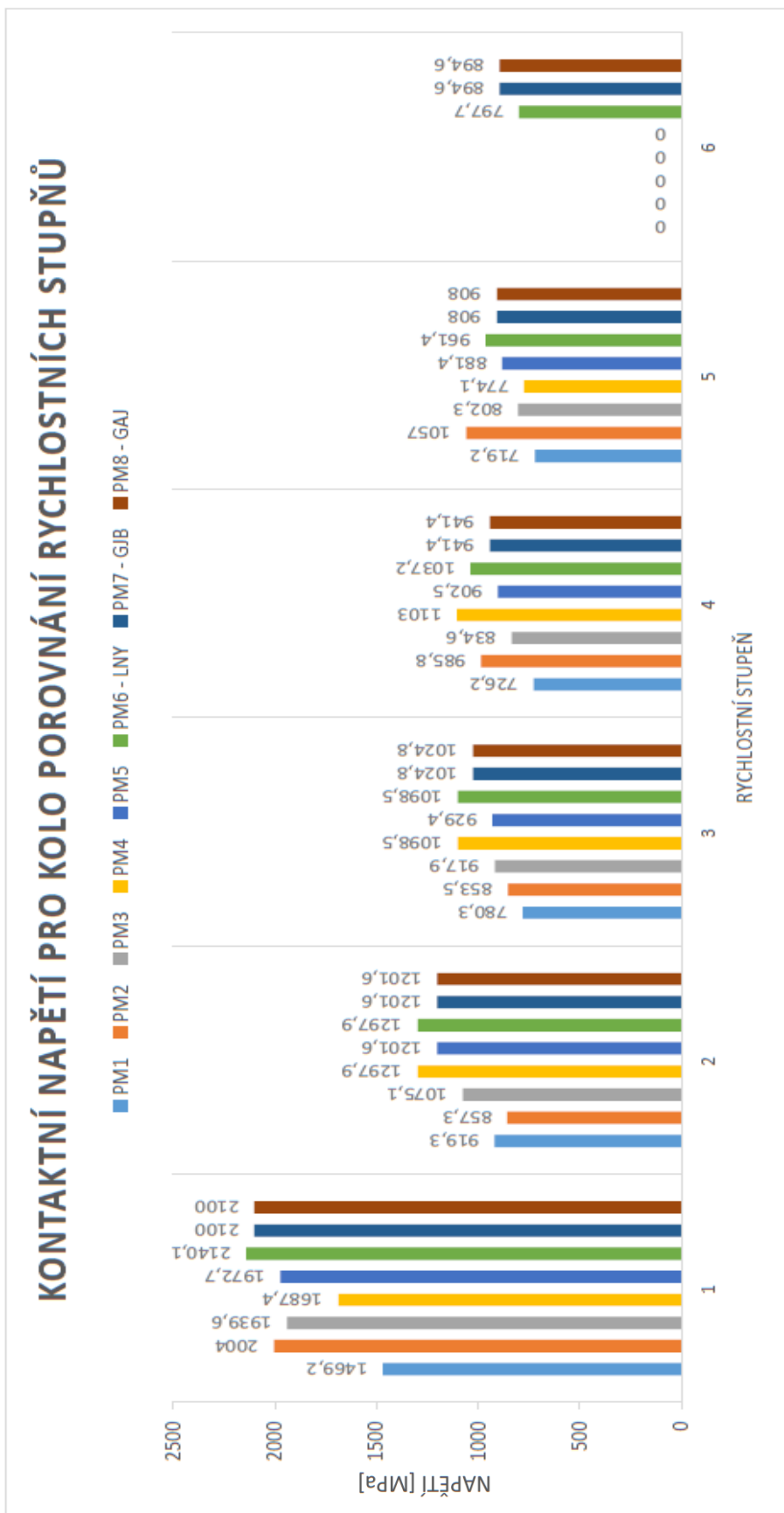
Obr. 32 – Graf napětí v ohybu pro pastorek



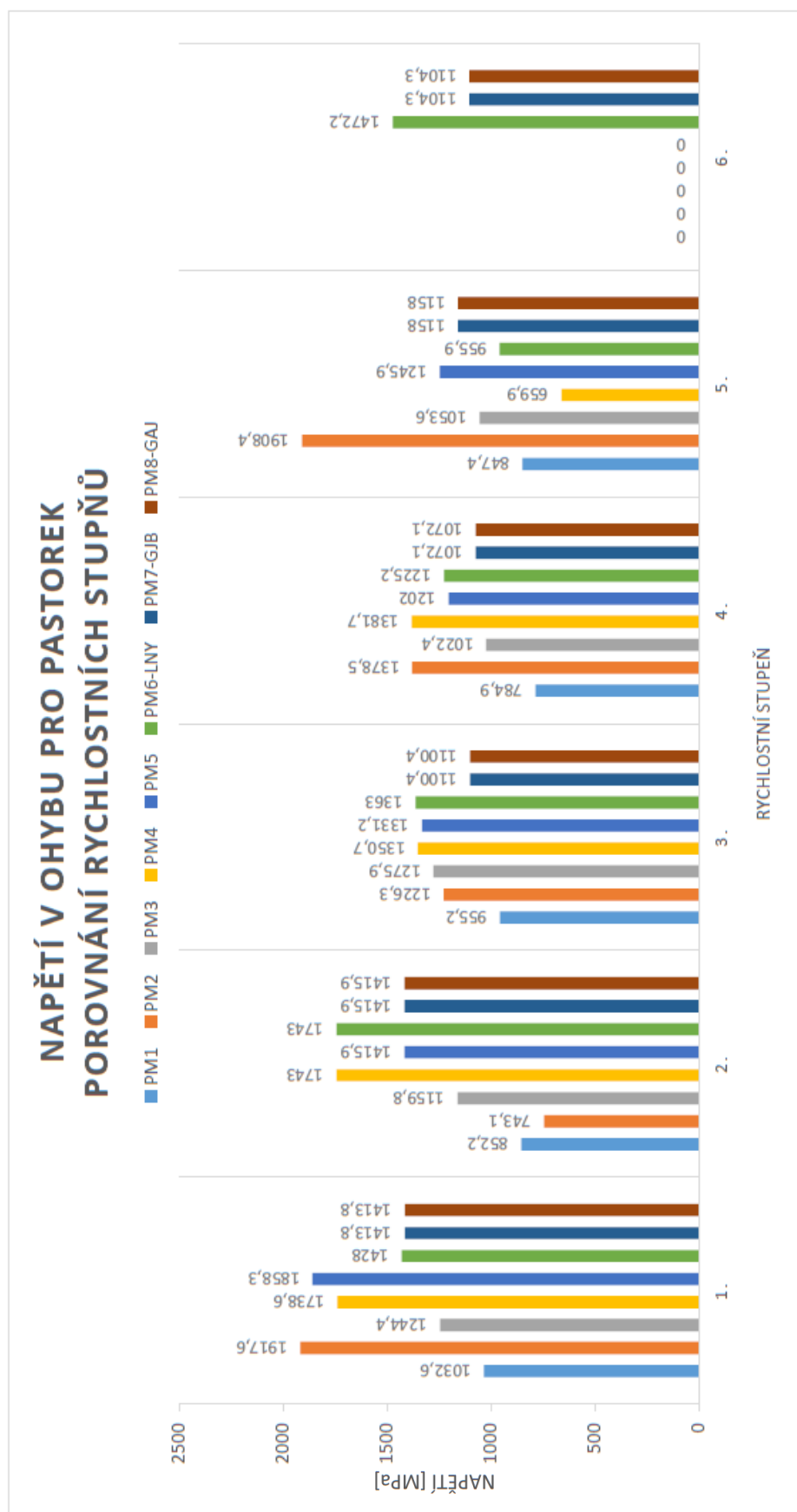
Obr. 33 – Graf napětí v ohybu pro kolo



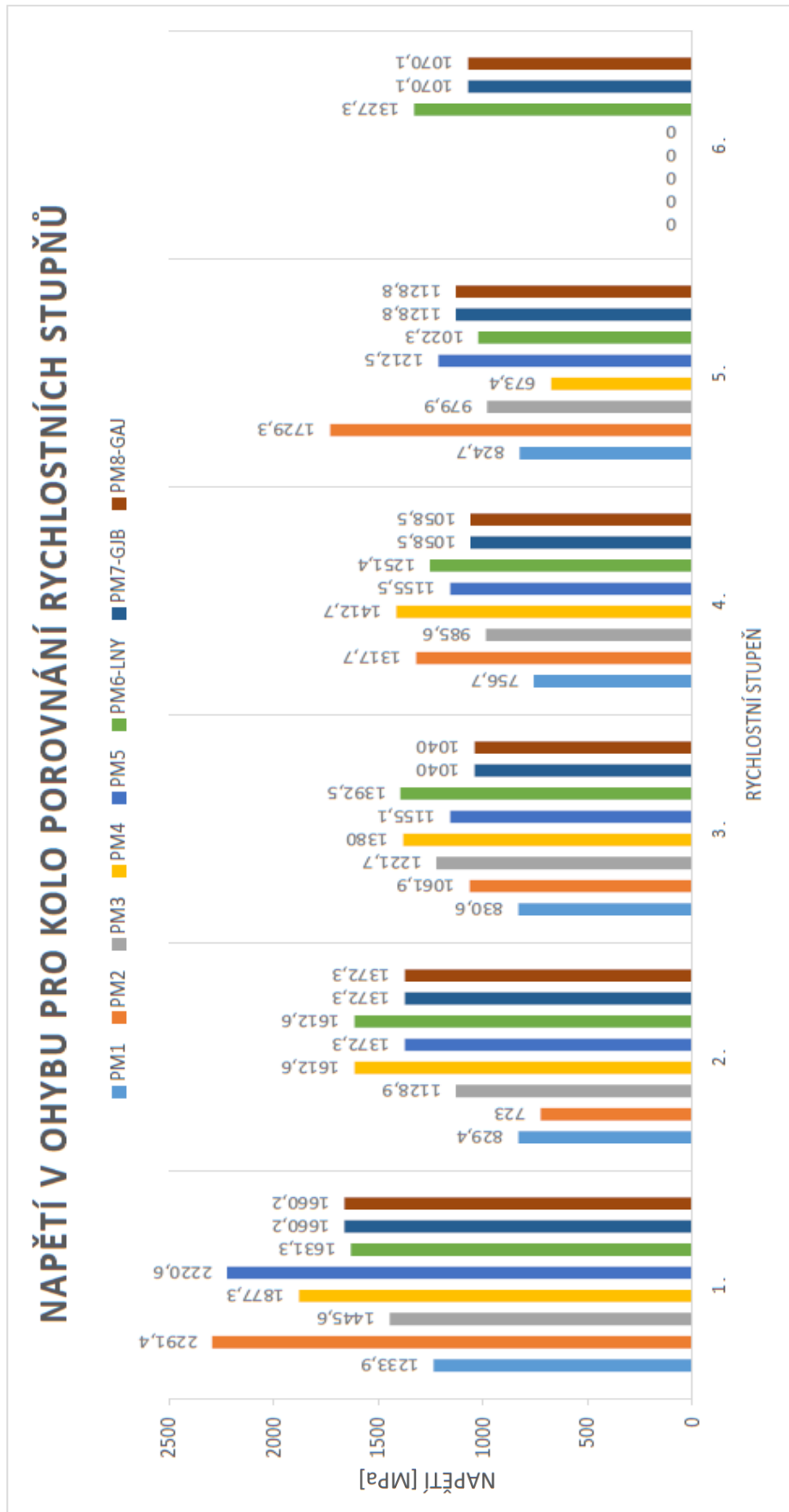
Obr. 34 – Graf kontaktního napětí pro pastorek, porovnání rychlostních stupňů



Obr. 35 – Graf kontaktního napětí pro kolo porovnání, rychlostních stupňů



Obr. 36 – Graf napětí v ohybu pro pastorek, porovnání rychlostních stupňů



Obr. 37 – Graf napětí v ohybu pro kolo, porovnání rychlostních stupňů

5. Závěr

Cílem diplomové práce bylo vytvořit výpočetní program a vytvořit databázi napětí v dotyku a ohybu. Během celého řešení probíhala spolupráce se Škoda Auto a.s., zejména s vývojovým oddělením převodovek. Na začátku práce bylo popsáno, jakými způsoby mohou být ozubená kola poškozena a příčina vzniku poškození. U pevnostních výpočtů se postupovalo dle platných norem, zejména DIN 3990, ISO 6336 a ČSN 01 4686. Během modelového výpočtu bylo zjištěno, že některé faktory výpočtu se musely zjednodušit z důvodů chybějících parametrů soukolí a složitosti výpočtu. Dále z výpočtu vyplynulo, že pevnostní výpočet ozubení je velmi složitý a nese sebou určité nejasnosti, které ho komplikují a zavádějí do něho určité nepřesnosti a tím i výsledek zatěžují možnou chybou. Zvýšená pozornost byla věnována výpočtu faktoru tvaru zubu, který dle norem DIN a ISO nevycházel geometricky správně, proto se faktor tvaru zubu řešil postupem dle české normy ČSN 01 4686, kde již hodnoty vycházely v očekávaných mezích.

Výpočetní program byl tvořen s využitím přehledných tabulek v programu Excel. V programu byly vytvořeny tyto tři tabulky: zadané hodnoty, vypočtené pomocné hodnoty a výsledky.

Na grafech je vidět, že největší napětí v dotyku je u všech převodovek na prvním rychlostním stupni. Ostatní rychlostní stupně mají vypočtenou hodnotu napětí u pastorku i kola mezi 720-1298 MPa. Nejvyšší hodnota napětí v dotyku je u převodovky označené PM6-LNY a to 2140 MPa. Napětí v ohybu vyšlo nejvyšší též na prvním rychlostním stupni a to na kolo u převodovek označených PM2 a PM5, tyto hodnoty vyšly 2291,4 MPa a 2220,6 MPa. Napětí v ohybu pro pastorek se pohybovalo mezi 660-1743 MPa a u kola 673-1729 MPa. Z těchto výsledků plyne, že nejvíce namáhaný rychlostní stupeň je první. Z důvodu neposkytnutí podkladů s materiálovými vlastnostmi kol, nebylo možné porovnat vypočtené napětí s dovoleným napětím, ani stanovit minimální součinitele bezpečnosti.

6. Použitá literatura

Řazení dle pořadí použití:

- [1] Bc. Ševčík Martin, Výpočtové modelování deformačně-napěťových stavů čelního soukolí pomocí MKP, Diplomová práce, Fakulta strojního inženýrství, ústav konstruování, Vysoké učení technické v Brně 2008

- [2] Moravec, V. - Dejl, Z. - Němček, M. - Folta, Z. - Havlík, J.: Čelní ozubená kola v převodovkách automobilů, VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2009.

- [3] Naunheimer, H. - Bertsche, B. - Ryborz, J. - Novak, W.: Automotive Transmissions, 2011, ISBN978 3-642-16213-8

- [4] Ing. Klapka Milan, Ph.D., Ozubená kola, Výuková prezentace, Fakulta strojního inženýrství, ústav konstruování, Vysoké učení technické v Brně 2008, Dostupné z: <http://docplayer.cz/13448278-Ozubena-kola-konstruovani-stroju-strojni-soucasti-www-shigley-cz.html>

- [5] Bc. Marek Tomáš, Návrh opatření pro snížení hlučnosti soukolí páteho rychlostního stupně u převodovky MQ100, Diplomová práce, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci 2015

- [6] ISO 6336-1 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby, část 1: Základní principy, doporučené a obecně ovlivňující faktory. Překlad z roku 1998. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, 2014.

- [7] DIN 3990 T1 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Einführung und allgemeine Einflußfaktoren. Teil 1 Deutsche norm 1987.

- [8] ISO 6336-2 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby, část 2: Výpočet trvanlivosti povrchu (pitting). Překlad z roku 1998. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, 2014.

- [9] DIN 3990 T2 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Berechnung der Grübchentragfähigkeit. Teil 2 Deutsche norm 1987.

- [10] ISO 6336-3 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby, část 3: Výpočet pevnosti v ohybu zubu. Překlad z roku 1998. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, 2014.
- [11] DIN 3990 T3 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit. Teil 3 Deutsche norm 1987.
- [12] ISO 6336-6 Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby, část 6: Výpočet provozní životnosti při proměnném zatížení. Překlad z roku 1998. Přeloženo úřadem pro normalizaci, metrologii a státním zkušebnictvím, 2014.
- [13] DIN 3990 T6 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern – Betriebsfestigkeitsrechnung. Teil 6 Deutsche norm 1987.
- [14] Shigley, J.; Mischke, C.; Budynas, R. *Mechanical engineering design*. 7th ed. McGraw-Hill Science, 2003. ISBN 978-0072921939.
- [15] ČSN 014686 část 3 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol – Kontrolní výpočet čelních ozubených kol. Československá státní norma 1988.
- [16] Převodovka MQ 200, škoda club, článek Jubileum 4 000 000 vyrobených kusů. Dostupné z <http://www.skoda-club.net/clanek/jubileum-4-000-000-prevodovek-mq-200-107>
- [17] Bous Marek, Měření pohybu řadicí hřídele převodovky, Bakalářská práce, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, ČVUT Praha, 2017

Seznam obrázků

Obr. 1 Graf poškození v závislosti na točivém momentu a obvodové rychlosti	18
Obr. 2 Selhání zubu vzniklé přetížením.....	19
Obr. 3 Únavový lom zubu.....	19
Obr. 4 Poškození zubů vlivem makropittingu	20
Obr. 5 Povrch zubu poškozený mikropittingem	21
Obr. 6 Opotřebený zub	21
Obr. 7 Oděr hlavy zubu.....	21
Obr. 8 Světový odborníci ve výpočtu pevnosti ozubení do roku 1942.....	23
Obr. 9 Světový odborníci ve výpočtu pevnosti ozubení do roku 1970.....	23
Obr. 10 Definice výpočtu místního ohybového napětí	25
Obr. 11 Kinematické schéma převodovky MQ 100	29
Obr. 12 S-N křivka (Wohlerova křivka).....	32
Obr. 13 Faktor zóny	33
Obr. 14 Faktor poměrného dotyku Z_ϵ	37
Obr. 15 Graf faktoru úhlu sklonu zubu Z_β dle normy ISO 6336	38
Obr. 16 Graf faktoru úhlu sklonu zubu Z_β dle normy DIN 3990-2.....	39
Obr. 17 Graf zatížení točivým momentem na počtu cyklů zatížení	40
Obr. 18 Grafické stanovení faktoru čelního zatížení	47
Obr. 19 Faktor bezpečnosti pro trvanlivost povrchu	50
Obr. 20 Namáhání zubu při přetížení, fotoelastická analýza	51
Obr. 21 Základní rozměry základního profilu zubu	54
Obr. 22 Parametry kritického průřezu paty zubu a působení síly na zub	55
Obr. 23 Určení úhlu sklonu Y_β	64
Obr. 24 Faktor tloušťky věnce	65
Obr. 25 Faktor výšky zubu Y_{DT}	66
Obr. 26 Grafické určení faktoru $K_{F\beta}$	68
Obr. 27 Kontrola bezpečnosti napětí v ohybu	71
Obr. 28 Uspořádání převodovky.....	72
Obr. 29 Uspořádání ovládání spojky a řazení převodovky.....	73
Obr. 30 Graf kontaktního napětí pro pastorek	80
Obr. 31 Graf kontaktního napětí pro kolo.....	81
Obr. 32 Graf napětí v ohybu pro pastorek	82
Obr. 33 Graf napětí v ohybu pro kolo.....	83

Obr. 34 Graf kontaktního napětí pro pastorek, porovnání rychlostních stupňů	84
Obr. 35 Graf kontaktního napětí pro kolo, porovnání rychlostních stupňů	85
Obr. 36 Graf napětí v ohybu pro pastorek, porovnání rychlostních stupňů.....	86
Obr. 37 Graf napětí v ohybu pro kolo, porovnání rychlostních stupňů	87

Seznam tabulek

Tab. 1 Základní rozdělení převodů	16
Tab. 2 Charakteristika metod výpočtu podle DIN 3990 a ISO 6336.....	24
Tab. 3 Tabulka modelového soukolí část 1.	27
Tab. 4 Tabulka modelového soukolí část 2.	28
Tab. 5 Faktor elasticity pro vybrané materiály	36
Tab. 6 Tabulka pro určení aplikačního faktoru K_A	41
Tab. 7 Příklady pohonu strojů s proměnnou pracovní charakteristikou	41
Tab. 8 Hodnoty faktorů K_1 a K_2 pro výpočet K_V	44
Tab. 9 Vstupní parametry vstupující do výpočtu programu Excel	74
Tab. 10 Výstup výsledků z programu Excel.....	75
Tab. 11 Vstupní parametry zadaných převodovek	76
Tab. 12 Výsledné hodnoty pevnostního výpočtu zadaných převodovek.....	77-79

PŘÍLOHA 1

Program Excel pro pevnostní výpočet soukolí

Soukolí:		Soukolí 5. stupně MQ100		
Vstupní údaje pro pevnostní výpočet soukolí				
			Pastorek	Kolo
počet zubů	z	[-]	44	56
převodový poměr	i	[-]	1,273	
normálový modul	m_n	[mm]	1,060	
úhel sklonu zubu	β	[°] [rad]	35,000	0,611
normálový úhel profilu	α_n	[°][rad]	15,000	0,262
roztečná vzdálenost os	a	[mm]	65,000	
osová vzdálenost	a_v	[mm]	63,254	
korekce	x	[mm]	0,337	-0,049
průměr roztečné kružnice	d	[mm]	56,360	72,465
průměr hlavové kružnice	d_s	[mm]	60,870	75,750
průměr patní kružnice	d_f	[mm]	53,518	68,598
průměr základní kružnice	d_b	[mm]	54,115	68,874
výška hlavy zubu	h_s	[mm]		
výška paty zubu	h_f	[mm]		
výška zubu	h	[mm]		
šířka zubu	b	[mm]	11,700	
výška paty základního profilu nástroje	h_{aPo}	[mm]	3,300	2,650
poloměr paty profilu nástroje	ρ_{aPo}	[mm]	0,516	0,743
zbytkové podříznutí patního přechodu	S_{gr}	[mm]	0,000	0,000
jmenovité tečné zatížení	F_t	[N]	4258,340	
jmenovité otáčky	n	[min^{-1}]	1000,000	
modul pružnosti	E	[N/mm^2]	210000,000	
Poissonova konstanta	ν	[-]	0,300	
točivý moment	M_t	[Nm]	100,000	
stupeň přesnosti	Q	[-]	7,000	
	α_{gr}	[rad]	0,000	0,000

	K_1 Stupně přesnosti jak je specifikováno v ISO 1328-1 (Accuracy grades as specified in ISO 1328-1)										K_2 Všechny stupně přesnosti (All accuracy grades)
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Čelní kola s přímými zuby (Spur gears)	2,1	3,9	7,5	14,9	28,8	39,1	52,8	76,6	102,6	146,3	0,019 3
Čelní kola se šikmými zuby (Helical gears)	1,0	3,5	6,7	13,3	23,9	34,8	47,0	68,2	91,4	130,3	0,008 7

Za předpokladu použití tabulky 7, je nutné předpokládat nejhorší stupeň přesnosti vždy mezi pastorkem a ozubeným kolem.
(To use Table 7, consider the worst accuracy grade between pinion and gear.)

Soukolí:	Soukolí 5. stupně MQ100		
----------	-------------------------	--	--

Dopočítané parametry potřebné pro výpočet bezpečnosti				
rychlost	v	[m/s]	2,9510	
poměr zubů	u	[-]	1,2727	
čelní modul	m_t	[mm]	1,2940	
poměr hlavové kružnice pastorku	r_{a1}	[mm]	29,5285	
poměr hlavové kružnice kola	r_{a2}	[mm]	37,2926	
poměr základní kružnice pastorku	r_{b1}	[mm]	27,0577	
poměr základní kružnice kola	r_{b2}	[mm]	34,4371	
rozteč	p	[mm]	3,3301	
čelní úhel záběru	α_t	[°][rad]	18,1132	0,3161
úhel čelní roviny	α_{rv}	[°][rad]	17,3091	0,3021
záběrový úhel v čelní rovině	α_{vt}	[°][rad]	0,0000	
úhel záběru na roztečném válci	α_{wt}	[°][rad]	21,1010	0,3683
základní úhel sklonu boku zubů	β_b	[°][rad]	33,6441	0,5872
provozní osová vzdálenost	a_v	[mm]	63,2540	
rozteč v čelní rovině	P_t	[mm]	4,0653	
rozteč v normálové rovině	p_b	[mm]	3,1651	
základní čelní rozteč	P_{tb}	[mm]	3,1651	
součinitel záběru profilu	ϵ_α	[-]	2,3116	
součinitel záběru kroku	ϵ_β	[-]	2,0152	
součinitel trvání záběru	ϵ_γ	[-]	4,3268	
Z tabulky K1	K1	[-]	23,9000	
Z tabulky K2	K2	[-]	0,0087	
	K3	[-]	2,0000	

počet zubu náhradního kola	z_n	[-]	80,0496	101,8813
	ϵ_{an}	[-]	3,3354	
průměr náhradního kola	d_n	[mm]	81,3219	72,4650
	P_{bn}	[mm]	3,2166	
základní průměr náhradního kola	d_{bn}	[mm]	78,5509	69,9958
hlavový průměr náhradního kola	d_{an}	[mm]	85,8319	75,7500
patní průměr náhradního kola	d_{fn}	[mm]	78,4799	68,5980
průměr proch. vně. bodem nahr. kola	d_{en}	[mm]	82,2703	78,4350
výtvarný faktor úhelu záběru	α_{en}	[rad]	0,3018	0,4681
výtvarný faktor úhelu záběru	α_{en}	[°]	17,2942	26,8230
	γ_e	[rad]	0,0185	0,0118
zatěžovací úhel	α_{Fen}	[rad]	0,1586	0,1853
	$inv \alpha_n$	[-]	0,0061	
	$inv \alpha_{en}$	[-]	0,0095	
poměr s_{fn}/m_n (ČSN 014686)	S_{fn}/m_n	[-]	2,6074	2,4513
poměr h_{fe}/m_n (ČSN 014686)	h_{fe}/m_n	[-]	4,1421	2,8124
	L	[-]	0,6295	0,9271
	q_s	[-]	2,6781	2,5178
	N_F	[-]	0,7078	0,7148
výška zubu	h	[mm]	3,6760	3,5760
	h_{oe}/m_n	[mm]	2,2894	1,8481

	γ	[mm]	0,0498	0,0391
	φ_e	[rad]	0,0828	0,0601
		[rad]	0,1323	0,0941
		[rad]	0,1241	0,0902
		[rad]	0,1254	0,0906
	α_{ta}	[rad]	0,4756	0,4294
	$inv \alpha_r$	[rad]	0,0110	
	α_{Ha}	[rad]	0,4642	0,4765
	γ_a	[rad]	0,0259	0,0184
	α_{an}	[rad]	0,1845	0,2038
	$\cos \alpha_{an}$	[-]	0,9830	0,9793
	$inv \alpha_{an}$	[-]	0,0021	0,0029
	E	[-]	-0,4477	-0,4477
	G	[-]	-2,2894	-1,8481
	H	[-]	-0,9974	-1,0081
	θ_1	[rad]	0,8983	0,9452
	θ_2	[rad]	0,9256	0,9578
	θ_3	[rad]	0,9214	0,9565
	θ_4	[rad]	0,9221	0,9566
DIN 3990 (ISO6336)	ρ_F/m_n	[-]	1,0001	1,0168
DIN 3990 (ISO6336)	s_{Fn}/m_n	[-]	2,5845	2,4451
DIN 3990 (ISO6336)	h_{Fe}/m_n	[-]	3,4679	3,3736
DIN 3990 (ISO6336)	L	[-]	0,7453	0,7248
DIN 3990 (ISO6336)	q_s	[-]	2,6546	1,7442

Soukolí:	Soukolí 5. stupně MQ100
----------	-------------------------

výpočet únosnosti v dotyku (pitting)			
faktor zony	Z_H	[-]	2,168
jednopárového záběru pastor.	Z_D	[-]	1,000
jednopárového záběru kolo	Z_B	[-]	1,000
faktor elasticity	Z_E	$[\sqrt{MPa}]$	191,646
faktor poměrného dotyku	Z_ϵ	[-]	0,674
faktor úhlu sklonu zubu	Z_β	[-]	0,905
aplikační faktor (tab.)	K_A	[-]	1,250
dynamický faktor	K_V	[-]	1,107
faktor podélného zatížení	$K_{H\beta}$	[-]	0,722
faktor obvodového zatížení	$K_{H\alpha}$	[-]	1,107
jmenovité kontaktní napětí	σ_{H0}	[MPa]	860,655
kontaktní napětí pastorek	σ_{HD}	[MPa]	905,640
kontaktní napětí kolo	σ_{HB}	[MPa]	905,640

Výpočet pevnosti v ohybu zubu s YF/2				
kritický řez na těživě paty	S_{Fn}	[mm]	2,764	2,598
rameno ohyb. Momentu k patě	h_{FE}	[mm]	4,391	2,981
zatěžovací úhel	α_{Fen}	[°]	9,088	10,619
faktor tvaru zubu	Y_F	[-]	1,869	1,263
faktor korekce napětí	Y_S	[-]	1,570	1,696
faktor úhlu sklonu zubu	Y_β	[-]	0,750	
faktor výšky zubu	Y_{DT}	[-]	1,000	
faktor tloušťky věnce	Y_R	[-]	1,000	
faktor čelního zatížení	$K_{F\alpha}$	[-]	1,107	
faktor podélného zatížení	$K_{F\beta}$	[-]	0,794	0,793
jmenovité napětí v patě zubu	σ_{F0}	[MPa]	755,270	551,504
napětí v ohybu v patě zubu	σ_F	[MPa]	919,621	669,987

Dodatečné porovnávací výpočty YF DIN 3990 (ISO 6336) a ČSN 01 4686						
			DIN (ISO)	ČSN	DIN (ISO)	ČSN
kritický řez na těživě paty	S_{Fn}	[mm]	2,740	2,764	2,592	2,598
rameno ohyb. Momentu k patě	h_{FE}	[mm]	3,676	4,391	3,576	2,981
zatěžovací úhel	α_{Fen}	[°]	9,088	9,088	10,619	10,619
faktor tvaru zubu	Y_F	[-]	3,185	3,737	3,445	2,526
faktor korekce napětí	Y_S	[-]	1,628	1,570	1,469	1,696
jmenovité napětí v patě zubu	σ_{F0}	[MPa]	1334,887	1510,540	1303,544	1103,008
napětí v ohybu v patě zubu	σ_F	[MPa]	1625,365	1839,242	1583,592	1339,974