



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Bakalářská práce

MODIFIKACE PŘEVODOVÉHO HŘÍDELE Z PŘEDMĚTU KC

FILIP HROMADNÍK

Praha
červen 2018



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hromadník** Jméno: **Filip** Osobní číslo: **460002**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Modifikace převodového hřídele z předmětu KC

Název bakalářské práce anglicky:

Modification of the gear shaft from the subject Design

Pokyny pro vypracování:

Teoretická část

- Rešerše stavu únavových výpočtů používaných v technické praxi.

Praktická část

- Výběr vhodného hřídele z převodovky navržené v rámci KS.

- Popis existujících vrubů na hřídeli.

- Návrh možných úprav, které zvýší únavovou životnost řešeného hřídele.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Michalec, J. a kol. (2004) Pružnost a pevnost II. ČVUT v Praze, skriptá.
- [2] www.pruznost.unas.cz - podklady pro únavové výpočty
- [3] www.efatigue.com - stránka únavových výpočtů

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Jan Řezníček, CSc., odbor pružnosti a pevnosti FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **21.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **17.08.2018**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

doc. Ing. Jan Řezníček, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Milan Růžička, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30-04-2018

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Filip Hromadník
Název BP:	Modifikace převodového hřídele z předmětu KC
Anglický název:	Modification of the gear shaft from subject Desing
Rok:	2018
Obor studia:	Teoretický základ strojního inženýrství
Ústav/odbor:	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky – Odbor pružnosti a pevnosti
Vedoucí:	doc. Ing. Jan Řezníček, CSc.
Bibliografické údaje:	počet stran: 45 počet obrázků: 25 počet tabulek: 11
Klíčová slova:	Hřídel, únava, mez únavy, vrub, modifikace
Keywords:	Shaft, fatigue, fatigue limit, notch, modification

Anotace:

Cílem této práce je modifikace převodového hřídele. Jedná se zejména o zlepšení únavových vlastností, kterých je docíleno různými konstrukčními úpravami. Úvodní částí práce je rešerše únavových výpočtů, různých přístupů ke stanovení důležitých součinitelů a hodnot. Následuje volba hřídele, která byla navržena v předcházejícím předmětu Konstrukční cvičení. Analýzou silového namáhání součásti byla nalezena místa únavově citlivá a následným únavovým výpočtem bylo stanoveno, ve kterých oblastech je mez únavy nejnižší. Poslední částí práce je optimalizace hřídele. Ta je realizována změnou geometrie součásti, výběrem vhodnějších technologických a dokončovacích procesů i změnou konstrukčního návrhu spojení hřídele s ozubeným kolem.

Abstract:

The purpose of this thesis is a modification of a gearbox shaft. It mainly discusses an improvement of fatigue attributes, which were achieved with different design changes. The introduction of the thesis is a research of fatigue calculations, various attitudes to important coefficients and values determination. There is a shaft selection in the next part, which was designed in previous course. Weak areas of the shaft was found with the analysis of force effects and fatigue calculation emphasized, which areas has the lowest value of the fatigue limit. The last part of the task is a modification of the shaft. It is implemented as geometry changes of the part, more appropriate technology and finishing methods and also a variation of desing concept of the shaft and gear connection.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně pod dohledem svého vedoucího práce a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 8. 6. 2018

.....

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu své práce panu doc. Ing. Janu Řezníčkovi, CSc. za odborný dohled a konzultace, které pomohly vzniku této práce. Děkuji také dalším pracovníkům fakulty, kteří mi pomohli během ostatních konzultací. V neposlední řadě patří mé poděkování rodině a přátelům za pomoc, podporu a motivaci k této i další práci.

SEZNAM UŽITÝCH SYMBOLŮ A VELIČIN

σ_a^x	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Amplituda lokálního napětí
τ_a	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Amplituda tečného napětí
k	$[-]$	Bezpečnost
k_σ	$[-]$	Bezpečnost v ohybu
k_τ	$[-]$	Bezpečnost v torzi
$s`$	$[\text{mm}]$	Činná styková plocha drážkování na 1 mm^2
p_d	$[\text{MPa}]$	Dovolený tlak na bocích drážek
d_{ekv}	$[\text{mm}]$	Ekvivalentní průměr
V_{exp}^\emptyset	$[\text{m}^3]$	Exponovaný objem kruhové tyče
V_{exp}^\blacksquare	$[\text{m}^3]$	Exponovaný objem obdélníkové tyče
$l`$	$[\text{mm}]$	Funkční délka drážkování
G	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$	Gradient napětí
s	$[\text{mm}]$	Hloubka tělesa
A	$[-]$	Charakteristická délka
M_k	$[\text{N} \cdot \text{mm}]$	Krouticí moment
d	$[\text{mm}]$	Malý průměr tyče
a	$[-]$	Materiálová konstanta
σ_{max}	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Maximální hodnota napětí
R_m	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Mez pevnosti v tahu
σ_c	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Mez únavy
σ_c^D	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Mez únavy tyče o průměru D
τ_c	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Mez únavy ve smyku
σ_{nom}	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Nominální hodnota napětí
F	$[\text{N}]$	Osová síla
V_o	$[\text{m}^3]$	Objem etalonu
V	$[\text{m}^3]$	Objem tyče
ρ	$[\text{mm}]$	Poloměr zaoblení vrubu
ε_v	$[-]$	Poměrná deformace
γ	$[\text{mm}]$	Poměrný gradient napětí

σ_{red}	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Redukované napětí
σ_c^x	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Snížená mez únavy
τ_c^x	$[\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}]$	Snížená mez únavy ve smyku
η_p	[-]	Součinitel jakosti povrchu
η_{pk}	[-]	Součinitel jakosti povrchu při namáhání torzí
α	[-]	Součinitel tvaru
α_o	[-]	Součinitel tvaru při namáhání ohybem
α_k	[-]	Součinitel tvaru při namáhání torzí
ε_v	[-]	Součinitel velikosti
β	[-]	Součinitel vrubu
β_o	[-]	Součinitel vrubu při namáhání ohybem
β_k	[-]	Součinitel vrubu při namáhání torzí
b	[mm]	Šířka tělesa
D	[mm]	Velký průměr tyče
q	[-]	Vrubová citlivost

Obsah

1. ÚVOD.....	8
2. TEORETICKÁ ČÁST.....	9
2.1 Mezní stavy.....	9
2.2 Únava materiálu.....	9
2.3 Historie zkoumání únavy.....	10
2.4 Koncentrátory napětí.....	10
2.5 Součinitel tvaru α	11
2.6 Součinitel vrubu β	14
2.7 Součinitel velikosti ε_v	17
2.8 Součinitel jakosti povrchu η_p	19
2.9 Únava reálné součásti.....	20
2.10 Kombinované namáhání.....	21
3. VÝPOČTOVÁ ČÁST.....	23
3.1 Úkol.....	23
3.2 Popis převodovky a hřídele.....	23
3.3 Namáhání hřídele.....	24
3.3.1 Ohybový moment.....	25
3.3.2 Ohybové napětí.....	25
3.3.3 Napětí v krutu.....	26
3.3.4 Napětí v tahu, tlaku.....	27
3.3.5 Smykové napětí.....	27
3.3.6 Redukované napětí.....	28
3.4 Stanovení kritických míst.....	28
3.5 Výpočet snížených mezí únavy.....	29
3.5.1 Výpočet osazení.....	29
3.5.2 Drážka pro pero.....	32
3.5.3 Pastorek.....	34
3.6 Zhodnocení výpočtu.....	35
4. OPTIMALIZACE.....	36
4.1 Osazení mezi koly.....	36
4.2 Drážka pro pero.....	38
4.3 Výsledky optimalizace.....	41
4.4 Finanční zhodnocení.....	41
5. ZÁVĚR.....	42
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	43

SEZNAM TABULEK	44
BIBLIOGRAFIE	45

1. ÚVOD

V posledním ročníku svého bakalářského studia jsem v rámci předmětu Konstrukční cvičení navrhoval dvoustupňovou převodovku. Během této práce jsem využil znalosti z řady předcházejících předmětů jako Mechanika, Strojírenské konstruování, Technologie, Nauka o materiálu a zejména Pružnost a pevnost. Výsledkem předmětu KC byl plně funkční návrh převodovky. Motivací ke vzniku této práce byla chuť zdokonalit alespoň část této sestavy. Předlohová hřídel, kterou jsem pro svou práci zvolil, byla navržena dle běžných požadavků na cvičeníh. Mým cílem však bylo zlepšit její vlastnosti, a to zejména vlastnosti únavové a proto jsem zvolil metody a výpočty které jsme používali v předmětu Pružnost a pevnost a aplikoval je v praxi.

V první části své práce se chci zabývat teoretickým rozbořem různých metod pro stanovení součinitelů nezbytných pro popis únavových charakteristik. Standardní metody porovnám s metodami moderními, které využívají numerických výpočtů. V další části provedu analýzu silových působení, kterým je hřídel vystavena. Z průběhu momentů podél hřídele vyberu místa, ve kterých jsou hodnoty napětí vysoké a jsou tudíž nebezpečná i z hlediska únavy. Následně v daných oblastech naleznou koncentrátoř napětí a výpočtem určím hodnoty snížených mezí pevnosti. Poslední částí práce bude optimalizace těchto míst, která by měla zlepšit únavové vlastnosti a zvýšit tak celkovou bezpečnost hřídele.

2. TEORETICKÁ ČÁST

2.1 Mezní stavy

Úlohou výpočtářů a konstruktérů je navržení optimální konstrukce. Tvar této konstrukce musí vyhovovat řadě protichůdných hledisek, jako jsou výkonové parametry, možnost výroby konstrukce vhodnou technologií, nízké provozní a pořizovací náklady, vhodná volba materiálu a v současné době také design sestavy. Vyhovení těmto parametrům by však vyšlo vniveč, pokud by konstrukce neodolávala mezním stavům.

Koncept mezních stavů nahradil v minulosti často užívané dimenzování součástí na dovolené napětí. Mezní stavy můžeme rozdělit do dvou základních skupin, kterými jsou mezní stavy únosnosti a mezní stavy funkčnosti a způsobilosti. Do skupiny únosnosti patří kritéria zkoumající mimo jiné statickou pevnost, vzpěrnou pevnost a obecnou stabilitu, křehké lomy, creep a pro mou práci nejdůležitější únavu cyklickou. Mezi mezní stavy funkčnosti patří schopnosti odolávat dynamickým odezvám okolní konstrukce, rázům a kmitání.

2.2 Únava materiálu

Způsob zatěžování součásti má rozhodující vliv na napětí, kterému je součást schopna odolat. Při statickém namáhání vznikne lom v místě maximálního namáhání při hodnotě napětí ideálně rovné mezi pevnosti. Pokud budeme součást namáhat dynamicky, tj. působit napětím v čase proměnném (např. cyklicky zatěžovat a odlehčovat), může vzniknout lom při napětí výrazně nižším než u namáhání statického. Příčinou je vznik tzv. únavového lomu.

Při každém cyklu namáhání ve struktuře vznikají mikroskopické, leč nevratné změny. S narůstajícím počtem cyklů dochází ke kumulaci poškození a z mikroskopických trhlin se stávají makrotrhliny. Při dalším namáhání se trhliny zvětšují až do stavu, kdy zbývající neporušený objem není schopen přenést statické zatížení a dojde k lomu. Celý tento proces nazýváme únavou materiálu.

Většina lomů, které se v praxi vyskytují, je zapříčiněna vysokocyklickým namáháním. Proto je nezbytné při výpočtech únosnosti součásti dbát na řádné provedení únavových výpočtů a simulací.

2.3 Historie zkoumání únavy

Počátek zkoumání únavového namáhání se datuje k počátku 19. století a je spjat s nástupem průmyslové revoluce. Ve vyspělých státech, jako tehdy Německo a Velká Británie, docházelo k prudkému rozvoji těžkého průmyslu, těžby nerostných surovin a železniční dopravy. Podniky zvyšovaly produktivitu výroby a stroje a zařízení byly silně a opakovaně namáhány, což vedlo k jejich poruchám. První popis lomu v důsledku opakovaného zatěžování pochází od německého inženýra W. A. J. Alberta, který pozoroval poruchy důlních řetězů. V Británii docházelo k četným poruchám náprav železničních vagónů. Tamtéž vznikl v roce 1843 pojem „únavu materiálu“ a jeho autorem je W. J. M. Rankin. V jeho práci pokračovali inženýři James a Galton, kteří sestavili první únavový stroj a stanovili první závěry o rozdílu mezi mezí pevnosti a mezí únavy. Opravdový a systematický experimentální výzkum provedl německý železniční inženýr Gustav Wöhler ve druhé polovině 19. století a formuloval dodnes platné zákony. Vlivem vrubové citlivosti materiálu a geometrie součásti se zabýval H. Neuber, W. Weibull poté zkoumal nové experimentální metody a statistickou podstatu věci. U nás byli průkopníky na poli cyklického namáhání profesori fakulty strojní ČVUT Budínský a Puchner.

2.4 Koncentrátory napětí

U hřídelů a dalších strojních součástí se běžně setkáváme s konstrukčními prvky, které způsobují náhlé změny průřezu či tvaru. Náhlá změna geometrie zatížené součásti vede ke zvýšení napětí v okolí tohoto prvku a často i ke změně celkové napjatosti. Proto je nezbytné těmto oblastem věnovat pozornost. Vruby můžeme rozdělit do třech skupin, a to vruby metalurgické, technologické a konstrukční.

Metalurgické vruby jsou způsobeny nehomogenitami ve struktuře materiálu, které vznikly jeho tepelným zpracováním. Mohou to být výrazné změny či poruchy vnitřní struktury nebo vměstky. Technologické vruby pozorujeme na reliéfu povrchu a vznikly při manipulaci či technologické přípravě. Patří sem rysky, vyražené značky, výrobní čísla a stopy po nevhodném skladování nebo upínání. Konstrukční vruby jsou navrženy konstruktérem a mají svou jasně definovanou funkci v sestavě. Na rozdíl od předchozích dvou typů jsou konstrukční vruby jasně popsány svým tvarem (poloměr, vnitřní průměr hřídele atd.), proto jsme schopni napočítat jejich dopad na celkovou pevnost součásti. Konkrétně se jedná o drážky, zápichy, osazení, otvory, závitů a další. Právě konstrukční vruby budou dále ve své práci podrobněji zkoumat.

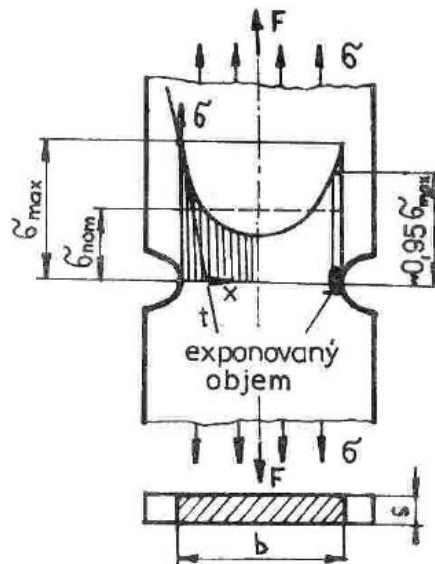
2.5 Součinitel tvaru α

V místě vrubu dochází k prudkému nárůstu napětí u tzv. kořene vrubu a vzniká zde tzv. špičkové napětí. Na *Obr. 1* je znázorněn řez plochým páskem s oboustranným vrubem namáhaným osovou silou F . Napětí směrem od vrubu prudce klesá z maximální hodnoty σ_{max} až na minimální hodnotu uprostřed pásku. Průběh napětí je obecně funkcí souřadnice x . Střední hodnotu napětí nazýváme nominální σ_{nom} a můžeme jej spočítat z rovnice:

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot s}$$

Současně také platí:

$$F = \sigma_{nom} \cdot b \cdot s = 2 \cdot s \cdot \int_0^{b/2} \sigma(x) \cdot dx$$



Obr. 1 Průběh napětí ve vrubu [1]

Spád napětí lze popsat gradientem napětí G . Ten je definován jako změna hodnoty napětí při změně souřadnice x , tj. derivace napětí $\sigma(x)$ podle x . Jeho hodnota je rovna tangenci úhlu φ , který svírá tečna k průběhu napětí s osou x .

$$G = \operatorname{tg} \varphi = \frac{d\sigma(x)}{dx}$$

Poměrný gradient γ je definován jako podíl gradientu G a hodnoty špičkového napětí σ_{max} .

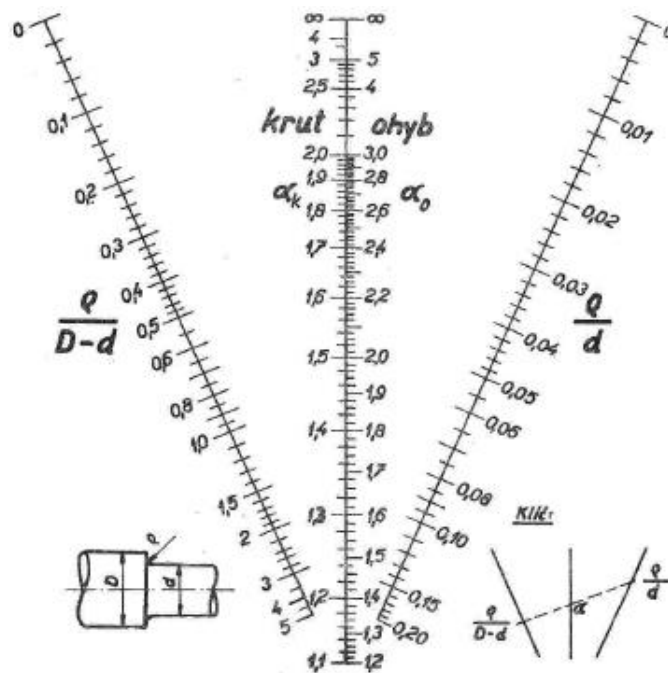
$$\gamma = \frac{G}{\sigma_{max}}$$

Součinitel tvaru, nebo také teoretický součinitel koncentrace napětí, popisuje velikost špičky napětí v kořeni vrubu ve vztahu k normálnímu napětí. Je definován jako:

$$\alpha = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} > 1$$

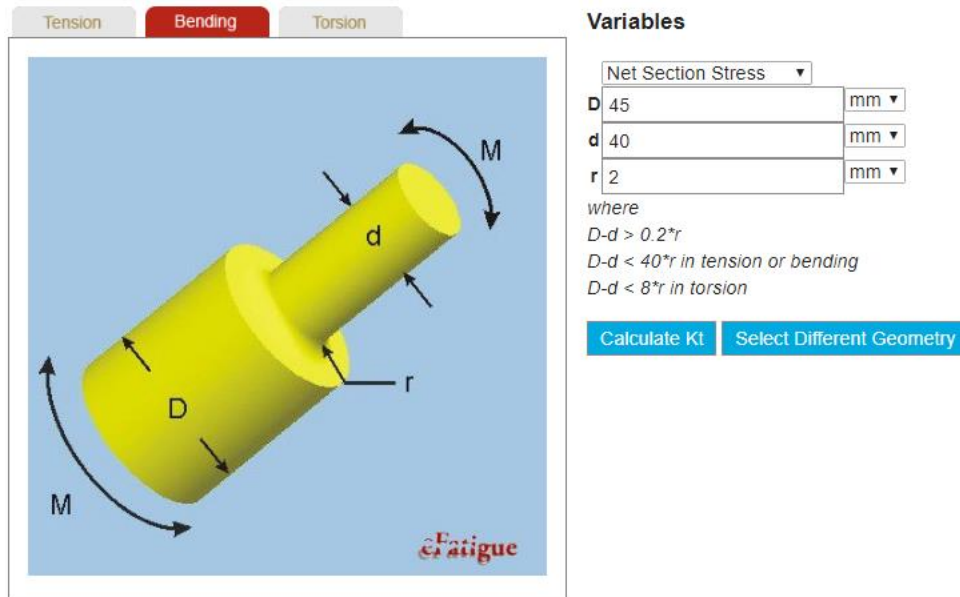
Určit hodnoty špičkového a nominálního napětí je však velmi komplikované, a proto využíváme k určení součinitele α různé metody. Lze použít numerické metody (např. MKP), experimentální metody či jednodušší diagramy, které slouží k rychlému zjištění přibližné hodnoty.

Základní diagramy pro zjištění součinitelů pro různá namáhání při znalosti geometrie součásti zpracoval prof. Budínský (Obr. 2). Rozlišujeme diagramy pro součásti průřezu kruhového či obdélníkového. V obou případech musíme znát poloměr zaoblení vrubu ρ a větší a menší rozměr součásti, tj. D a d u kruhu, B a b u obdélníka. Z těchto rozměrů spočítáme dvě hodnoty, které vyneseme na krajní skloněné stupnice diagramu. Výslednou hodnotu součinitele nalezneme v průsečíku prostřední svislé stupnice a spojnice dvou krajních bodů. Diagramy se různí podle typu namáhání, rozlišujeme tlak, ohyb a krut.

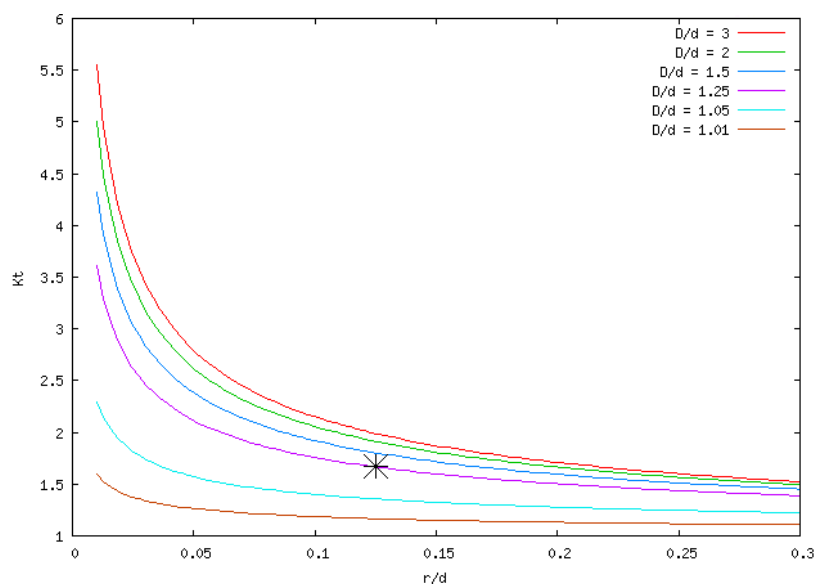


Obr. 2 Diagram pro určení součinitele α pro daná namáhání [1]

Numerická řešení nám umožňují nalézt přesnější a spolehlivější řešení. Jednoduchým nástrojem je webová stránka www.eFatigue.com, kde lze rovněž spočítat hodnoty součinitele tvaru. Vstupem jsou opět dva rozměry vzorku a poloměr vrubu. Hodnota je ovšem určena jiným způsobem. Software používá tzv. Petersonovy grafy (Obr. 3), které vykreslují závislost součinitele α (zde K_t) na poměru ρ/d . Grafem jsou polytropy, každá zakreslena pro určitý poměr D/d . (Na obrázku $D = 50, d = 40, r = 5$)



Obr. 3 Ukázka uživatelského rozhraní při výpočtu na eFatigue [3]



Obr. 4 Petersonův graf s vykreslenou konkrétní hodnotou součinitele α [3]

Porovnal jsem hodnoty součinitelů zjištěných z diagramů a hodnoty generované na eFatigue. Volil jsem různé rozměry, poloměry vrubů i tvary materiálů. Hodnoty můžeme nalézt v tabulkách 1 a 2.

Geometrie	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>r</i>	tah			ohyb			krut		
				α diagram	α eFatigue	% rozdíl	α diagram	α eFatigue	% rozdíl	α diagram	α eFatigue	% rozdíl
Kruhová tyč s vrubem	65	50	4	2,5	2,59	3,5 %	2,08	2,11	1,4 %	1,54	1,56	1,3 %
	65	50	8	1,94	2,02	4,0 %	1,66	1,69	1,8 %	1,32	1,35	2,2 %
	65	50	2	3,3	3,4	2,9 %	2,72	2,71	-0,4 %	1,87	1,87	0,0 %

Geometrie	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>r</i>	tah			ohyb		
				α diagram	α eFatigue	% rozdíl	α diagram	α eFatigue	% rozdíl
Plochá tyč s oboustranným vrubem	50	10	3	1,84	2,84	35,2 %	1,52	1,53	0,7 %
	50	12	6	1,55	2,1	26,2 %	1,32	1,25	5,3 %

Tab. 1, 2 Porovnání hodnot součinitelů tvaru zjištěných z diagramů α a z eFatigue [3]

Z tabulek je patrné, že rozdíly hodnot součinitelů α získaných z diagramu a z eFatigue jsou relativně malé. Největší rozdíl představuje cca 5 %. Výjimkou jsou hodnoty v tahu ploché tyče, zde jsem zaznamenal velké rozdíly hodnot, až 35 %. Tento vysoký rozdíl pravděpodobně můžeme vysvětlit značnou přibližností výsledných hodnot zjištěných v diagramech. Vzhledem k tomu, že tyto geometrie vrubů se v mé práci nevyskytují, není toto zvýšení pro můj další postup nijak zásadní. Vyšší hodnoty součinitelů vedou k nižší výsledné bezpečnosti a můžeme tedy vidět, že eFatigue počítá s nižší bezpečností, než jakou určíme pomocí diagramu.

2.6 Součinitel vrubu β

Součinitel alfa nám ukazuje, že v místě vrubu dochází ke složitějšímu stavu napjatosti, než je tomu u hladké tyče a vzniká zde špičkové napětí. Vliv vrubu je však nižší, než udává koeficient tvaru. Ten totiž nebere v potaz vnitřní strukturu materiálu a její schopnost redistribuce maximálního napětí mezi okolní krystaly. Celkový vliv tedy popisuje součinitel vrubu $\beta < \alpha$. Je funkcí typu materiálu a jeho výroby, velikosti součásti a kvality povrchu.

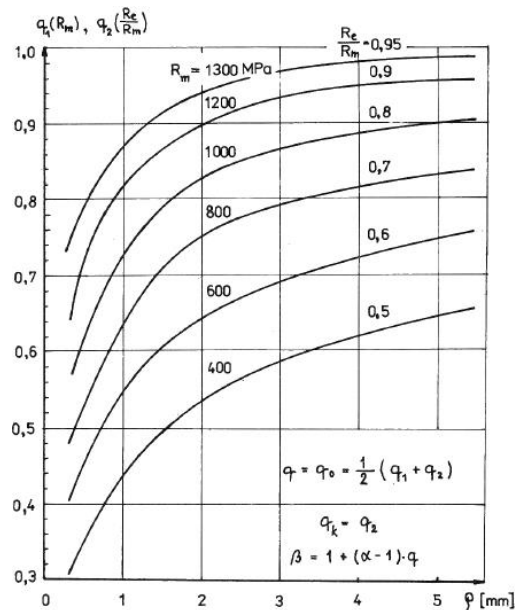
Pro nalezení hodnoty součinitele vrubu existuje řada vztahů. Nejjednodušší pochází od Thuma a jako první zavádí pojem vrubová citlivost q . Tato veličina je definována jako:

$$q = \frac{\beta - 1}{\alpha - 1}$$

Odkud můžeme vyjádřit β :

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1)$$

Součinitel q nabývá hodnot od „nuly“ do „jedné“. Pro materiály výrazně vrubově citlivé se jeho hodnota blíží „jedné“. Materiály s nižší vrubovou citlivostí mají q blízké nule. Vrubová citlivost je ovlivněna pevnostními charakteristikami materiálu ale i poloměrem vrubu. Její hodnota tedy není materiálová konstanta, jak se dříve myslelo. Její přibližnou hodnotu můžeme určit buďto přímo z diagramu nebo jako aritmetický průměr hodnot q_1 a q_2 . Tyto hodnoty také nalezneme v diagramu.

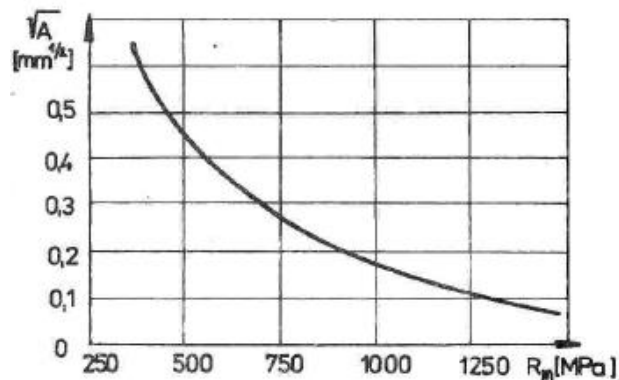


Obr. 5 Grafy pro určení součinitelů tvaru pro vyznačený tvar součásti a způsob namáhání [1]

Určení hodnoty vrubové citlivosti se zabývali i další vědci a díky nim můžeme využít další vztahy. Neuber definuje q jako:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{A}{\rho}}}$$

Kde A je materiálová konstanta, někdy nazývaná charakteristická délka. Je závislá na statické pevnosti.



Obr. 6 Neuberova konstanta materiálu podle statické pevnosti oceli [1]

K podobnému vztahu došel Peterson, který je autorem vztahu:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a}{\rho}}$$

Součinitel a je zde opět materiálovou veličinou, kterou lze početně určit vztahem:

$$a = 0,0254 \cdot \left(\frac{2070}{R_m}\right)^{1,8}$$

Vztah platí pro oceli a mezní hodnoty pevnosti v $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Pro slitiny hliníku se používá přibližná hodnota $a = 0,635\text{mm}$.

Opět jsem porovnal výsledky hodnoty součinitelů vrubové citlivosti a součinitelů β svých výpočtů, tj. pomocí diagramů, a výsledků stránky eFatigue.com, která používá Petersonovu metodu. Výsledky jsem zpracoval v tabulce 3.

ρ vrubu	α diagram	α eFatigue	σ	q	β diagram	β eFatigue	% rozdíl
2	3,3	3,4	334	0,7	2,61	2,92	10,6%
			752	0,82	2,89	3,23	10,7%
			1408	0,92	3,12	3,34	6,7%
4	2,5	2,59	334	0,7	2,05	2,36	13,1%
			752	0,82	2,23	2,53	11,9%
			1408	0,92	2,38	2,57	7,4%
8	1,94	2,02	334	0,7	1,66	1,96	15,4%
			752	0,82	1,77	2	11,5%
			1408	0,92	1,86	2,01	7,2%

Tab. 3 Porovnání součinitelů vrubu zjištěných z diagramu a z eFatigue [3]

Pro výpočet jsem použil jednu skupinu koeficientů α z předchozí tabulky. Můžeme vidět výraznější rozdíly mezi jednotlivými metodami. Maximální rozdíl činí 15 %. Pomocí diagramů jsem se vždy dostal k nižší hodnotě součinitele β než eFatigue.com, což znamená vyšší bezpečnosti celkového únavového namáhání. Rozdíl 15 % již není zanedbatelný a může ovlivnit finální výsledky výpočtů. Pro své dimenzování budu volit hodnoty generované na eFatigue.com. Myslím, že bezpečnosti budou stále dostačující a výsledky poté příznivější.

2.7 Součinitel velikosti ε_v

Experimenty dokazují, že na velikost meze únavového namáhání má vliv i absolutní velikost tělesa. Způsobuje to několik faktorů. V první řadě faktor technologický, který popisuje nedokonalou rovnoměrnost struktury a kvalitu opracování rozměrných vzorků v porovnání v malými. Statistický faktor popisuje nárůst pravděpodobnosti existence tzv. slabých míst ve velkém objemu. Slabými místy mohou být různé vměstky, nečistoty či jiné defekty vyskytující se zejména v exponované povrchové oblasti průřezu. Tento faktor můžeme vyjádřit pomocí součinitele velikosti ε_v při homogenním namáhání:

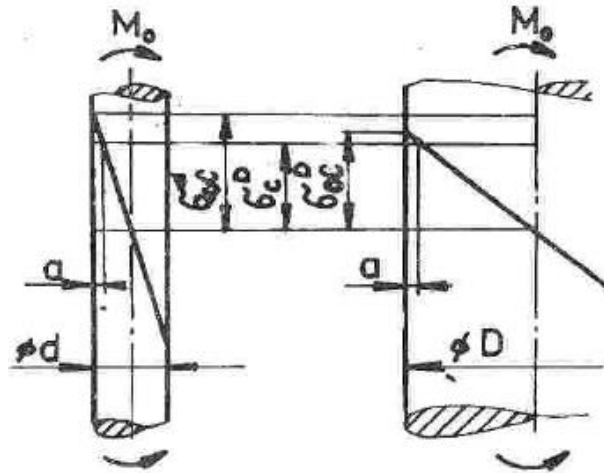
$$\varepsilon_v = \frac{\sigma_c^D}{\sigma_c}$$

Kde σ_c^D je mez únavy rozměrné tyče o průměru D a σ_c je mez únavy etalonového vzorku o průměru 7-10 mm. Součinitel také můžeme vyjádřit z Weibullové teorie pomocí podílu absolutních objemů tyče rozměrné a etalonové. Pro ε_v platí:

$$\varepsilon_v = \left(\frac{V}{V_0}\right)^m$$

Kde V je objem rozměrné tyče, V_0 je rozměr etalonu a m je konstanta, jejíž hodnota se pro oceli pohybuje mezi $-(0,03 \div 0,06)$. Posledním faktorem je faktor rozložení napětí. Ten popisuje rozdílné rozložení napětí při různých namáháních, a tedy i různý průběh gradientů napětí (*Obr. 6*). Při osovém namáhání je napětí v celém průřezu konstantní, napětí má tedy nulový gradient. Při namáhání ohybem či torzí však gradient napětí vzniká.

Uvažujeme, že k porušení tělesa dojde, pokud je v hloubce a pod povrchem dosaženo napětí σ_c^D . Velikost ε_v popisuje hloubku povrchové vrstvy a je zhruba desetkrát větší než velikost zrna daného materiálu. Pro uhlíkové oceli užíváme a v rozsahu $(0,35 \div 0,5)$, pro slitinové oceli a slitiny hliníku se a pohybuje mezi $(0,25 \div 0,35)$.



Obr. 7 Vliv velikosti součásti na mez únavy při ohybu [1]

Můžeme tedy zavést součinitel velikosti ε_v^σ při nehomogenním namáhání daný vztahem:

$$\varepsilon_v^\sigma = \frac{\sigma_{oC}^D}{\sigma_C^D} = \frac{1}{1 - \frac{2a}{D}}$$

Kde σ_{oC}^D je mez únavy v ohybu a σ_C^D je mez únavy při osovém namáhání.

Stránka eFatigue.com vyčísluje součinitel ε_v jako:

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62} \right)^{-0,1133}$$

Já mám možnost najít hodnoty součinitele velikosti v diagramu, kde je ε_v funkcí poloměru tělesa a jeho materiálu. Hodnoty však jdou stanovit jen velmi nepřesně, proto jsem je neporovnával v hodnotami generovanými na eFatigue.com. Pro své budoucí výpočty diagramy užívat nebudu.

Předchozí teorie jsou popsány vždy pro kruhové profily. Při aplikaci těchto teorií pro nekruhové profily zavedeme pojem exponovaný objem. Tuto oblast budeme uvažovat pro napětí $\sigma > 0,95 \sigma_{max}$. Exponovaný objem kruhové tyče tak můžeme definovat jako:

$$V_{exp}^\circ = \frac{\pi d^2}{4} - \frac{\pi (0,95 \cdot d)^2}{4} = 0,0766d^2$$

Obdélníková tyč o průřezu $b \cdot h$ má exponovaný objem roven:

$$V_{exp}^\square = bh - 0,95 \cdot bh$$

Pro každý nekruhový průřez hledáme tzv. ekvivalentní průměr, pro který jsme schopní vyhledat součinitel velikosti. Ekvivalentní průměr dostaneme z porovnání obou exponovaných objemů. Dostáváme:

$$d_{ekv} = \sqrt{\frac{0,05 \cdot bh}{0,076}} = 0,808 \cdot \sqrt{bh}$$

2.8 Součinitel jakosti povrchu η_p

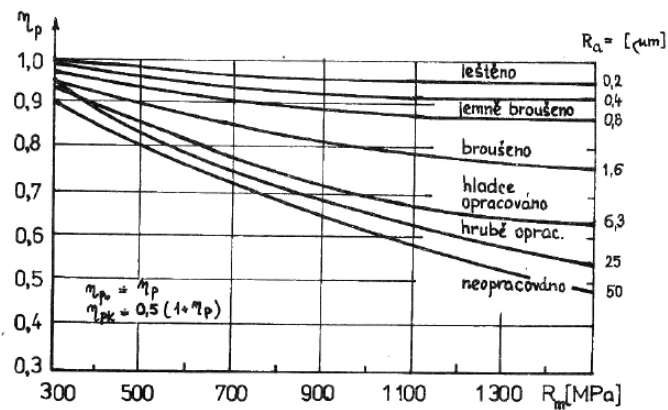
Kvalita povrchu součásti významně ovlivňuje její únavovou pevnost. Hrubý povrch může působit vrubovým účinkem a vyvolávat tak špičky napětí a přispívat tak k nukleaci únavových trhlin. Nejmenší pokles meze únavy při cyklickém namáhání vykazují součásti s jemně leštěným povrchem. Ostatní způsoby opracování a jejich vliv tedy vztahujeme právě k této technologické úpravě. Poměr meze únavy součásti s určitým povrchovým opracováním σ'_c a meze únavy součásti jemně leštěné σ_c udává součinitel jakosti povrchu η_p . Pro tahové a tlakové namáhání platí vzorec:

$$\eta_p = \frac{\sigma'_c}{\sigma_c}$$

Stejně jsou definovány součinitele i pro namáhání střídavé torzní a ohybové. Při namáhání krutem však pozorujeme pokles nepříznivého vlivu jakosti povrchu, a proto definujeme η_{pk} jako:

$$\eta_{pk} = \frac{1}{2} \cdot (1 + \eta_p)$$

Přibližnou hodnotu součinitele η_p můžeme nalézt v diagramu (*Obr. 7*). Jeho hodnota je funkcí drsnosti povrchu (ovlivněné technologií úpravy povrchu) a pevností materiálu. Z diagramu je patrné, že vliv horšího opracování prudce roste s pevností materiálu. U vysoce pevných materiálů je tedy velmi důležité dbát na správnou jakost povrchu pro zachování pevnostních charakteristik součásti.



Obr. 8 Součinitel vlivu velikosti při homogenní napjatosti [1]

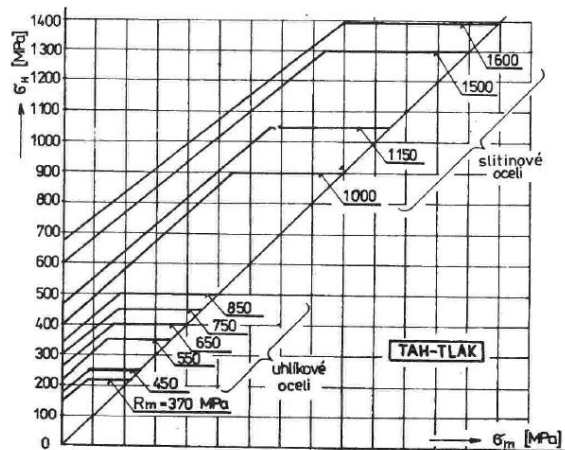
Na stránce eFatigue.com jsou kategorie úprav povrchu odlišné od kategorií v diagramu. Můžeme vybírat mezi způsoby: broušeno, obráběno, taženo za studena, válcováno za tepla a kováno. Nenalezneme tedy dostatečné rozdělení technologií vedoucích k vyšší jakosti povrchu, a proto pro své výpočty pravděpodobně užiji některý z dostupných diagramů.

2.9 Únava reálné součásti

Pro práci výpočtáře či konstruktéra je nezbytně nutné alespoň přibližně odhadnout únavové charakteristiky navrhované součásti. Tyto charakteristiky v první řadě ovlivňují výše zmíněné faktory, jako velikost a materiál součásti, přítomnost koncentrátorů napětí a jejich geometrie, v neposlední řadě také kvalita a jakost povrchu.

Únavové vlastnosti můžeme posuzovat více způsoby. Prvním z nich jsou experimentálně zjištěné křivky. Nezávislou proměnou je výhradně počet cyklů (v logaritmickém měřítku $\log N$), závislé proměnné charakterizují zatěžování, proto jsou na osu y vynášeny hodnoty amplitud zatížení (F_a , M_{ka}), nominálních napětí nebo deformací ($\sigma_a \text{ nom}$, $\varepsilon_a \text{ nom}$) či amplitudy napětí lokálních (σ_a^x).

Pokud žádnou ze zmíněných závislostí nemáme k dispozici, musíme sami zohlednit faktory snižující mez únavy. Prvním krokem je stanovení základní meze únavy ze zjednodušených Smithových diagramu pro daný typ namáhání nebo z empirických vztahů (Obr. 8). Mez únavy také můžeme najít přímo v materiálovém listu, jelikož ji lze zařadit mezi základní mechanické vlastnosti materiálu.



Obr. 9 Zjednodušený Smithův diagram ocelí dané pevnostní skupiny [1]

Typ namáhání	Mez únavy oceli
Střídavý tah – tlak	$\sigma_c = 0,35 R_m$
Míjivý tah	$\sigma_{Hc} = 0,61 R_m$
Střídavý ohyb	$\sigma_{oc} = 0,43 R_m$
Střídavý krut	$\tau_c = 0,25 R_m$ $\tau_c = 0,258 R_m$ (H.M.H.)

Tab. 4 Přibližné hodnoty meze únavy [1]

Dalším krokem je zjištění součinitelů tvaru a vrubu (α a β), v dalším kroku také součinitele velikosti ε_v a jakosti povrchu η_p . Zohledněním všech těchto hodnot dostáváme vztah pro výpočet meze únavy reálné součásti σ_c^x :

$$\sigma_c^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta}$$

Obdobně můžeme sestavit vztahy pro mez únavy v ohybu a krutu.

2.10 Kombinované namáhání

Hřídel převodovky je, stejně jako celá řada dalších strojních součástí, namáhána kombinovaně. Dochází ke kombinaci krutu, ohybu a tahu či tlaku. Pro výpočty je nutné stanovit hodnoty amplitudy redukovaného napětí a bezpečnosti. Redukované napětí obecně lze vyjádřit jako:

$$\sigma_{Ared} = \sqrt{\sigma_A^2 + (\alpha \cdot \tau_A)^2} = \sigma_c$$

Kde $\alpha = 2$ pro hypotézu τ_{max} a $\alpha = \sqrt{3}$ pro hypotézu energetickou.

Upravíme-li rovnici a zavedeme:

$$\tau_c = \frac{\sigma_c}{\alpha}$$

Dostáváme:

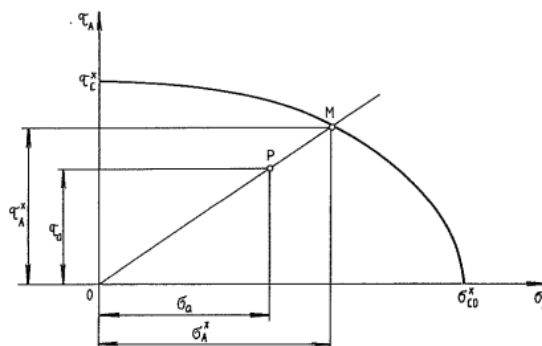
$$\left(\frac{\sigma_A}{\sigma_c}\right)^2 + \left(\frac{\tau_A}{\tau_c}\right)^2 = 1$$

Pro součást s vrubem analogicky

$$\left(\frac{\sigma_A^x}{\sigma_c^x}\right)^2 + \left(\frac{\tau_A^x}{\tau_c^x}\right)^2 = 1$$

V diagramu $\sigma_c - \tau_c$ (Obr. 9) se jedná o rovnici elipsy, která je rovněž mezní čarou. Přímka prostého zatěžování prochází počátkem souřadného systému a elipsu protíná v bodě M, který má souřadnice σ_c^x a τ_c^x . Bezpečnost lze vyjádřit jako poměr vzdáleností:

$$k = \frac{\overline{OM}}{\overline{OP}} = \frac{\sigma_A^x}{\sigma_a} = \frac{\tau_A^x}{\tau_a}$$



Obr. 10 Diagram $\sigma_c - \tau_c$ s vyznačenou zatěžovací přímkou a pracovním bodem [2]

Dosažením do předchozí rovnice a zavedením dílčích bezpečností pro namáhání krutem a ohybem dostáváme vztahy:

$$\frac{1}{k^2} = \frac{1}{k_\sigma^2} + \frac{1}{k_\tau^2}$$

$$k_\sigma = \frac{\sigma_c^x}{\sigma_a}$$

$$k_\tau = \frac{\tau_c^x}{\tau_a}$$

3. VÝPOČTOVÁ ČÁST

3.1 Úkol

V praktické části své práce provedu únavovou analýzu a výpočet namáhání předlokové hřídele, kterou jsem navrhl v rámci předmětu Konstrukční cvičení (ústav konstruování a částí strojů).

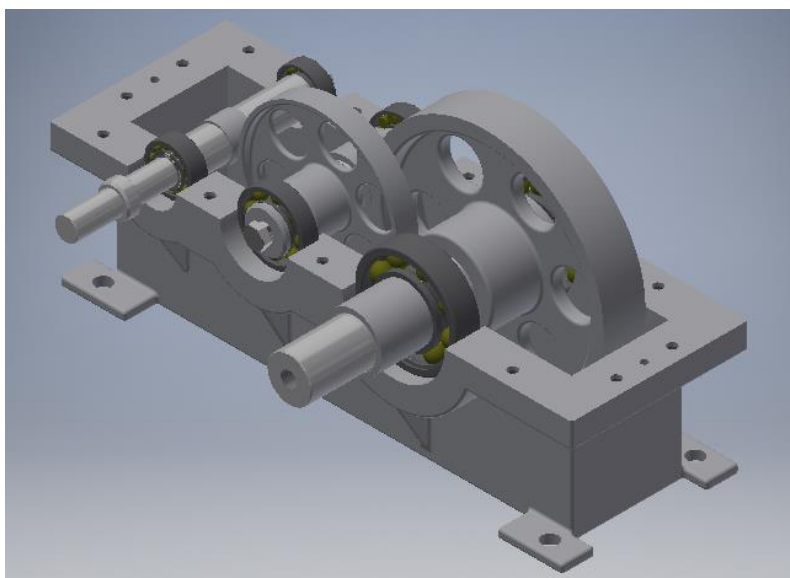
3.2 Popis převodovky a hřídele

Hřídel je součástí dvoustupňové převodovky s čelními zuby, která je určena k pohonu bubnu dopravníku. Převodovka sestává ze vstupní, předlokové a výstupní hřídele. Vstupní hřídel je spojkou připojena k elektromotoru, na výstupní hřídeli se nachází řetězového kolo přídatného řetězového převodu. Druhé kolo pohání hřídel bubnu dopravníku. Parametry převodovky určovalo zadání a následný návrhový výpočet. Hodnoty zadání:

Výkon bubnu	Obvodová rychlost bubnu	Průměr bubnu	Moment setrvačnosti poháněného zařízení	Životnost zařízení
4,5 kW	0,5 m.s ⁻¹	350 mm	42 kg.m ²	20 000 hod

Tab. 5 Hodnoty zadání převodovky v rámci předmětu KC

Ze tří převodových hřídelí jsem vybral právě hřídel předlohovou, jelikož disponuje nejsložitější geometrií a nejvyšším počtem oblastí únavově citlivých.



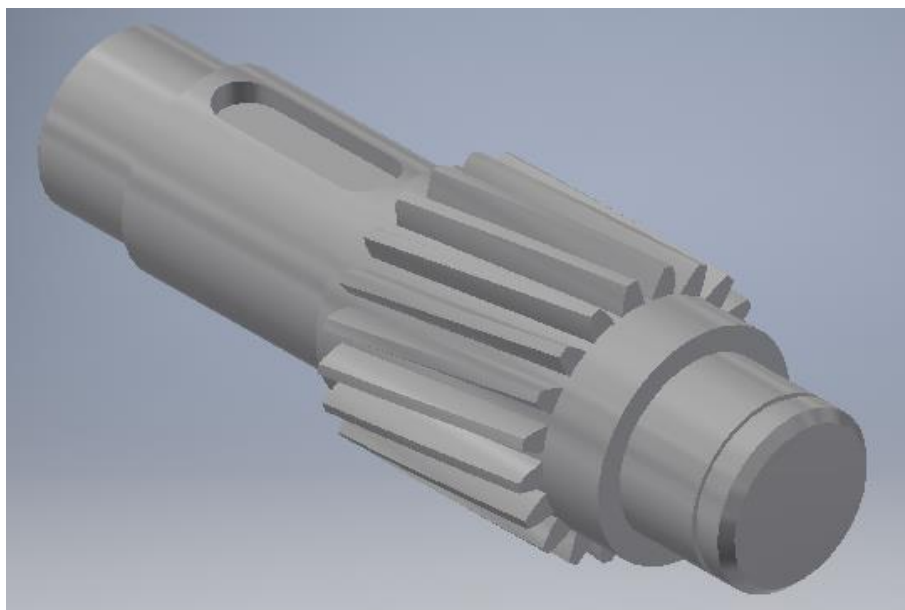
Obr. 11 Dvoustupňová převodovka navržená v rámci předmětu KC [4]

Hřídel sestává z válce o průměru 35 mm, na kterém bude nasunuto ložisko, na čele se nachází díra pro šroub. Další válcová část je osazena zaoblením 1 mm a nachází se na ní drážka pro pero. Dalším zaoblením o poloměru 1 mm pokračuje další válcový úsek s vyfrézovaným pastorkem. Tento válec má průměr 45 mm, patní průměr pastorku je 44,74 mm, lehce teda zabíhá do materiálu hřídele. Poslední válec má průměr 35 mm a opět bude místem pro nasunutí ložiska.

Hřídel je vyroben z oceli 15 230. Hodnoty pevností uvádím v tabulce.

Materiál	Mez pevnosti tah [N.m]	Mez kluzu tah [N.m]	Mez únavy tah [N.m]	Mez únavy smyk [N.m]
15 230	1000	835	430	260

Tab. 6 Hodnoty pevností materiálu hřídele [5]



Obr. 12 Předlohová hřídel [4]

3.3 Namáhání hřídele

Hřídel je namáhána řadou vlivů. Dvojice ozubených kol přenáší na hřídel krouticí moment. V místě dotyku kol vzniká obecná prostorová síla. Radiální složka síla směřující do osy hřídele způsobuje ohybový moment. Složka tečná způsobuje moment v rovině kolmé k rovině momentu radiální složky. Šikmé zuby zapříčiní vznik axiální síly zatěžující hřídel, která navíc generuje ohybový moment v rovině momentu radiální síly. Ve výsledku je tedy hřídel

namáhaná na tah, tlak, ohyb ve dvou osách a krut. Hodnoty zatěžovacích vlivů na kole a pastorku uvádím v tabulce:

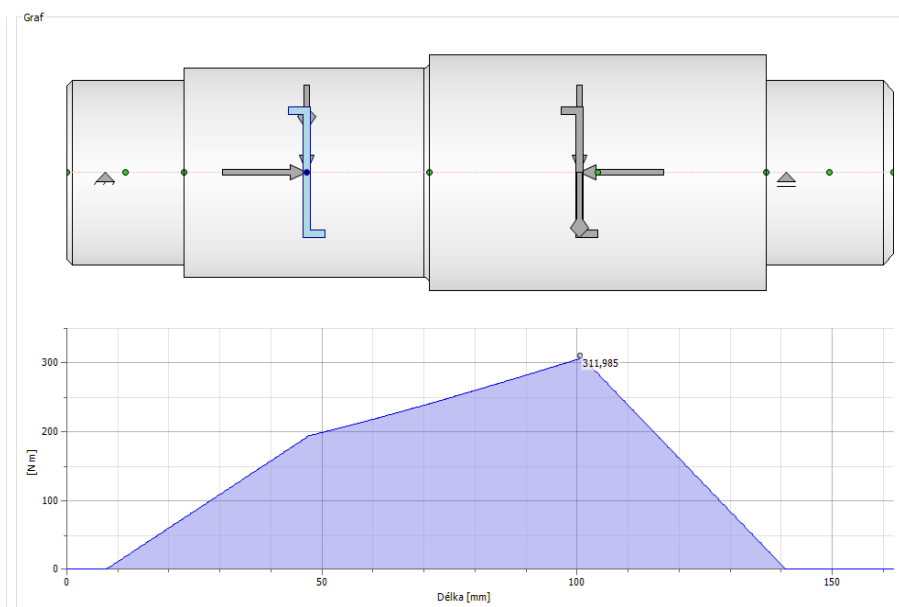
	Krouticí moment [N.m]	Radiální síla [N]	Tečná síla [N]	Axiální síla [N]	Ohyb.moment [N.m]
Kolo	242	-1029	2765	588	52
Pastorek	-242	3500	9518	-1338	-27

Tab. 7 Vlivy zatěžující předlohou hřídel

Namáhání hřídele jsem nasimuloval a graficky znázornil v programu Autodesk Inventor. Podpěry jsem umístil do středů kuličkových ložisek, síly od ozubených kol jsou soustředěny také uprostřed jejich délky.

3.3.1 Ohybový moment

Z hodnot v tabulce 6 je patrné, že dominantním namáháním bude ohyb zejména od tečných složek sil. Průběh celkového ohybového momentu podél hřídele je vykreslen na obrázku 12. Největším ohybovým momentem je namáhána hřídel pod pastorkem, směrem k druhému kolu moment pozvolna klesá. Od kol k ložiskům je pokles ohybového momentu prudký, v podporách již nulový.

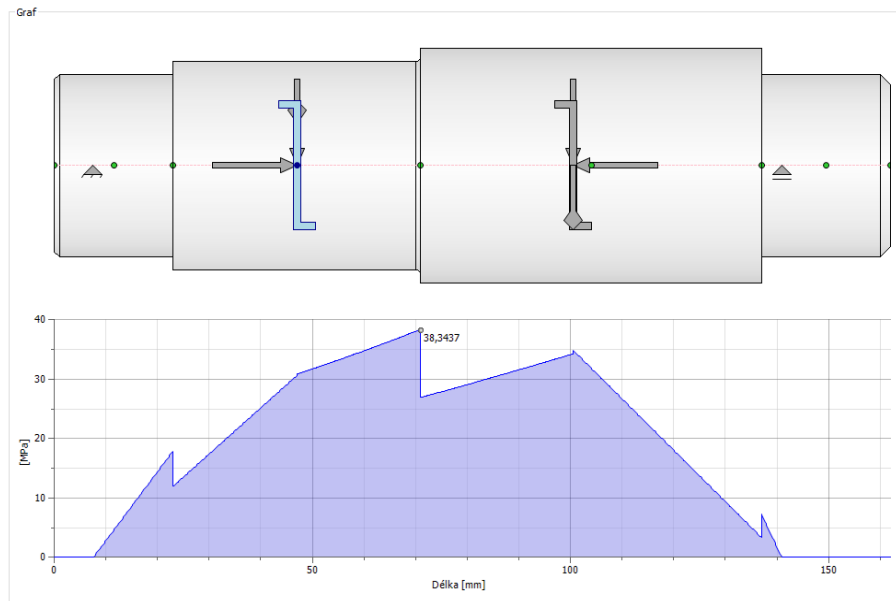


Obr. 13 Průběh ohybového momentu [4]

3.3.2 Ohybové napětí

Průběh ohybového napětí podél hřídele odpovídá průběhu ohybového momentu. Zaznamenáme však náhlé změny hodnot, které jsou dány změnou geometrie. Z obrázku

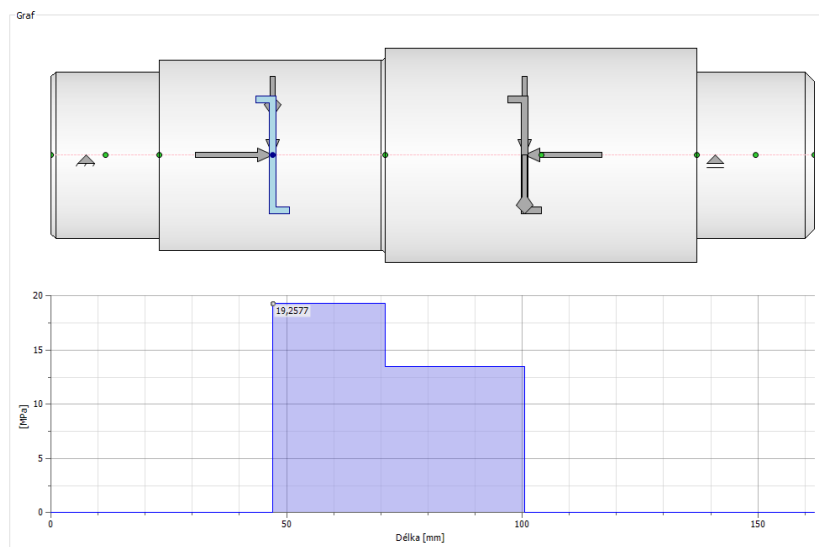
můžeme vyčíst, že k největšímu ohybovému napětí dochází mezi koly na válci o průměru 40 mm. Maximální hodnota ohybového napětí je po zaokrouhlení 38 N.mm⁻². Druhým extrémem je střed pastorku, kde se napětí blíží hodnotě 35 N.mm⁻².



Obr. 14 Průběh ohybového napětí [4]

3.3.3 Napětí v krutu

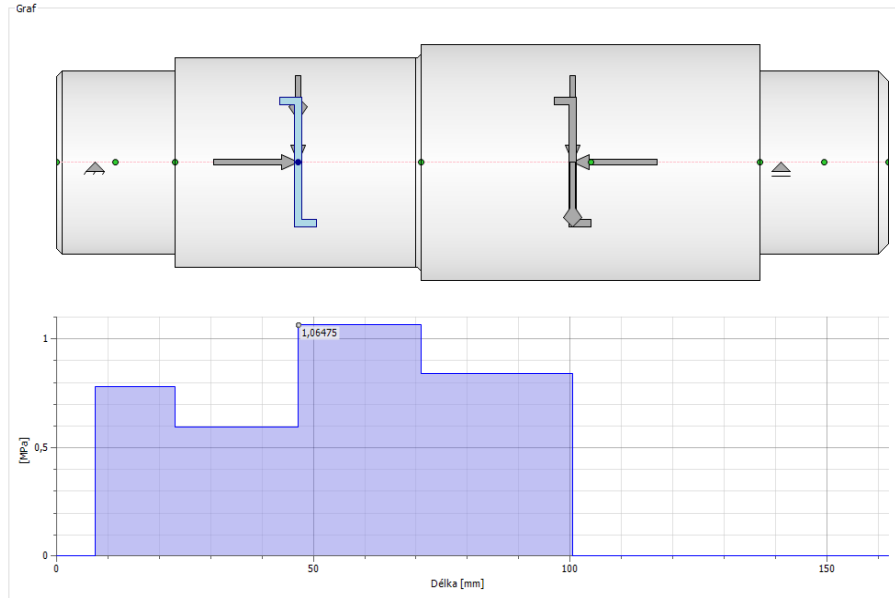
Druhým důležitým zatížením je namáhání na krut. Krouticí moment je přiváděn přes kolo a odváděn pastorkem, proto toto zatížení probíhá jen mezi koly. Krouticí moment 242 N.mm⁻² způsobuje napětí v krutu znázorněné na obrázku 14. Maximální hodnoty napětí je dosaženo na celém úseku hřídele na průměru 40 mm mezi středem kola a osazením. Hodnota tohoto napětí je po zaokrouhlení 19 Nmm⁻². Na průměru 45 mm napětí kleslo na hodnotu asi 13 N.mm⁻².



Obr. 15 Průběh napětí v krutu [4]

3.3.4 Napětí v tahu, tlaku

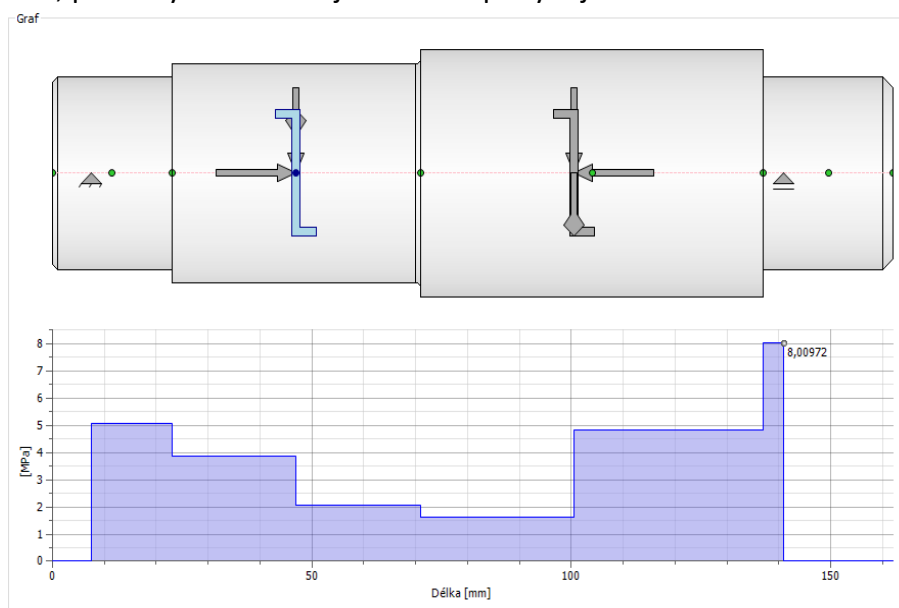
Jako další vzniká na hřídeli napětí tlakové způsobené axiálními silami z šikmého ozubení. Toto napětí má však jen malý vliv, jeho maximální hodnota dosahuje pouze hodnoty $1 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ a to opět na průměru 40 mm mezi koly.



Obr. 16 Průběh napětí v tlaku [4]

3.3.5 Smykové napětí

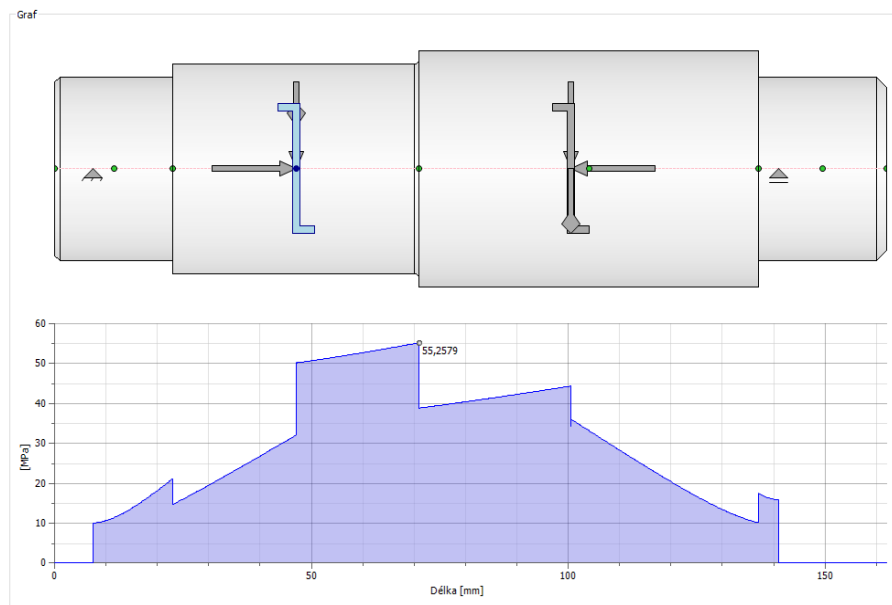
Jelikož se jedná o reálný příklad, musíme uvažovat vliv posouvající síly způsobující smykové napětí. Její vliv je značný zejména v okrajových částech hřídele, kde se ohybový moment vytrácí. Maximální hodnoty smykového napětí je dosaženo pod pravým ložiskem, konkrétně $8 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$, pod levým ložiskem je hodnota pohybuje kolem $5 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$.



Obr. 17 Průběh smykového napětí [4]

3.3.6 Redukované napětí

Složení všech předchozích vlivů dostáváme graf redukovaného napětí podél celé hřídele. Nejvyšší hodnoty napětí $55 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$ je dosaženo na přechodu mezi průměry 40 mm a 45 mm, tj. mezi koly. Směrem k levému kolu klesá napětí pozvolna, ke zlomu dochází uprostřed kola, kde přestávají působit všechny vlivy. Směrem k pastorku se napětí skokově zmenší o téměř 30 % vlivem vyššího průměru, napětí však opět narůstá a do středu pastorku, kde vymizí efekty všech zatížení. Od středů kol ke krajům hřídele už redukované napětí klesá strměji.



Obr. 18 Průběh redukovaného napětí [4]

3.4 Stanovení kritických míst

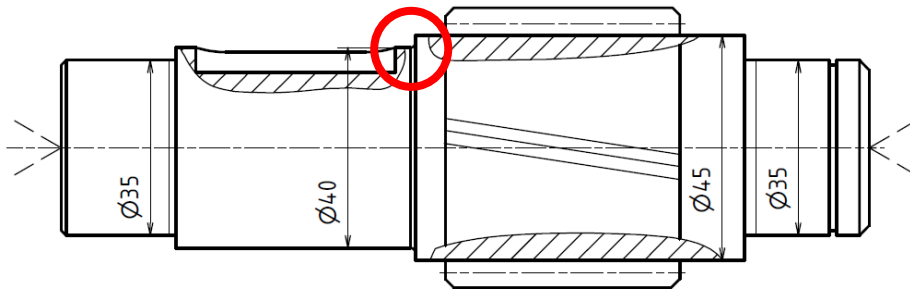
Důležitým úkolem této práce je spočítat hodnoty snížené meze únavy kritických míst. V rámci výpočtů napočítám všechna místa, více pozornosti však budu věnovat těm, kde redukované napětí nabývá největších hodnot. Propočítanými místy budou tři osazení, drážka pro pero a pastorek. Nejvíce úsilí budu věnovat osazení mezi koly, kde se nachází extrém redukovaného napětí, a dále drážce pro pero a pastorku, jelikož se nachází stále v oblasti s vysokým napětím. Zbývající dvě osazení propočítám, abych měl jistotu, že nebudou nejslabším místem celé hřídele.

3.5 Výpočet snížených mezí únavy

3.5.1 Výpočet osazení

3.5.1.1 Osazení mezi koly

Jako první spočítám sníženou mez únavy pro osazení mezi koly. Jedná se o přechod z průměru 40 mm na 45 mm s poloměrem zaoblění 1 mm předepsaným na výkrese.

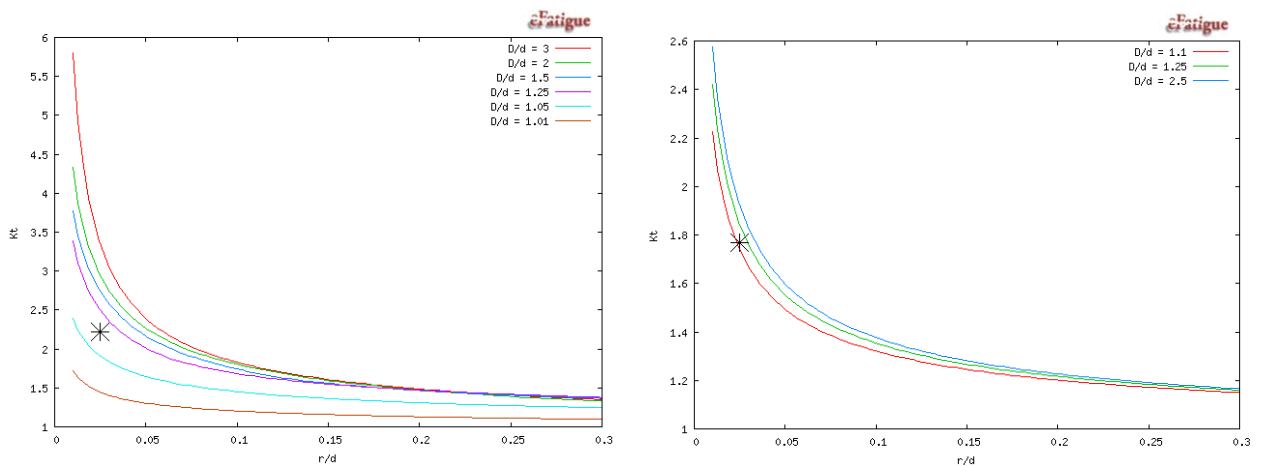


Obr. 19 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

Hodnotu součinitele tvaru α stanovím pomocí stránky eFatigue.com. Pro danou geometrii a namáhání na ohyb a krut byly stanoveny hodnoty:

$$\alpha_o = 2,22$$

$$\alpha_k = 1,77$$



Obr. 20 Znárodnění Petersonových grafů při zjišťování součinitelů tvaru (Ohyb – vlevo, krut – vpravo) [3]

Při uvážení vlivu vrubové citlivosti q můžeme také spočítat součinitel vrubu β . Stránka eFatigue jej popsala hodnotami:

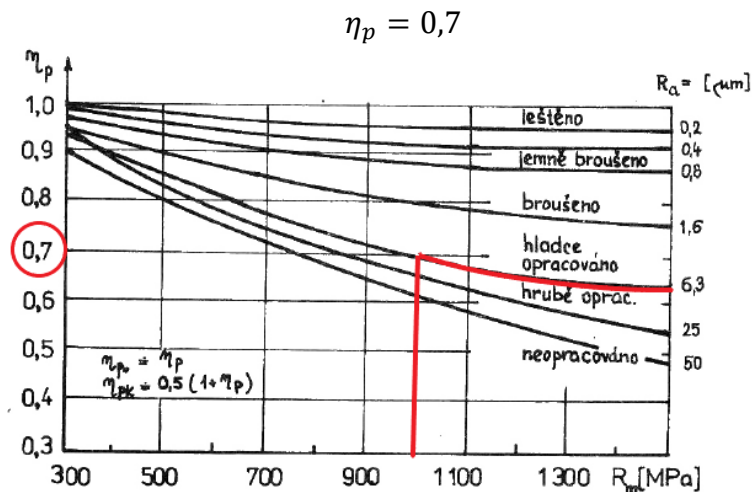
$$\beta_o = 2,13$$

$$\beta_k = 1,74$$

Součinitel velikosti ε_v spočítám ze vzorce uvedeného výše v teoretické části.

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{45}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,82$$

Jako poslední musím vyhodnotit součinitel jakosti povrchu η_p . Ten určím z diagramu na základě drsnosti povrchu a pevnosti materiálu. Mez pevnosti R_m určím z tabulky, drsnost R_a 6,3 je předepsána na výkrese. Z diagramu dostávám hodnotu pro namáhání ohybem:



Obr. 21 Diagram pro zjištění hodnoty η_p [1]

Hodnotu součinitele jakosti povrchu pro namáhání torzí dopočítám ze vzorce:

$$\eta_{pk} = 0,5 \cdot (\eta_p + 1) = 0,5 \cdot (0,7 + 1) = 0,85$$

Hodnotu snížené meze pevnosti pro namáhání ohybem tedy mohu spočítat jako:

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_{co} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,7}{2,13} = 115,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

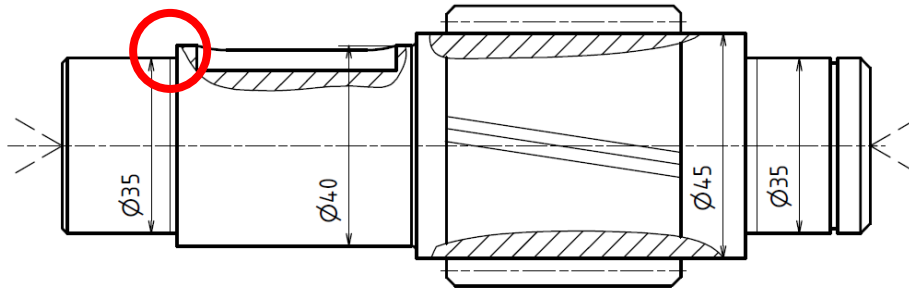
Obdobně pro namáhání torzí platí:

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_{pk}}{\beta} = \frac{260 \cdot 0,82 \cdot 0,85}{1,74} = 104,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Při výpočtu dalších osazení používám stejný postup jako u prvního zmíněného, nepřikládám tedy už grafy a obrázky, uvádím jen hodnoty součinitelů, popřípadě jejich výpočet.

3.5.1.2 Osazení levé

V tomto osazení dochází k přechodu z průměru 35 mm na průměr 40 mm. Poloměr zaoblení předepsaný na výkrese je 1 mm. V tomto místě již nedochází ke kroucení hřídele, budu tedy vyhodnocovat hodnoty pouze pro ohybové namáhání.



Obr. 22 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

Součinitel tvaru α (eFatigue):

$$\alpha_o = 2,21$$

Součinitel vrubu β (eFatigue):

$$\beta_o = 2,1$$

Součinitel velikosti ε_v :

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{40}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,83$$

Součinitel jakosti povrchu η_p (diagram, Ra 0,8):

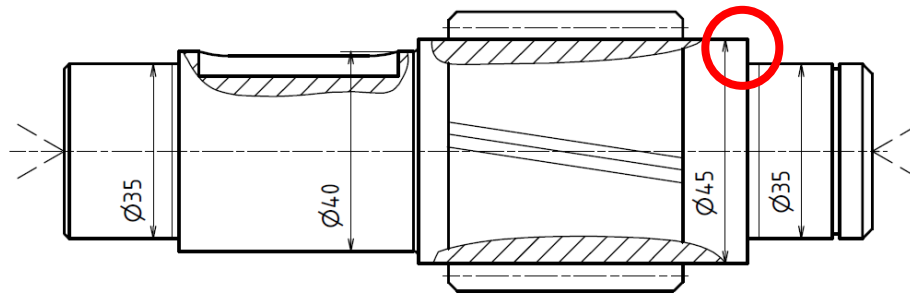
$$\eta_p = 0,88$$

Snížená mez únavy:

$$\sigma_c^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,83 \cdot 0,83}{2,1} = 149,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

3.5.1.3 Osazení pravé

V tomto osazení dochází k přechodu z průměru 45 mm na průměr 35 mm. Z důvodu opření ložisek je nutné dodržet maximální předepsaný poloměr zaoblení daný výrobcem. Pod zvolené ložisko (SKF, N207 ECM) musí být poloměr zaoblení maximálně 0,6 mm. V tomto místě také nedochází ke kroucení hřídele, budu tedy vyhodnocovat pouze hodnoty pro ohyb.



Obr. 23 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

Součinitel tvaru α (eFatigue):

$$\alpha_o = 2,89$$

Součinitel vrubu β (eFatigue):

$$\beta_o = 2,61$$

Součinitel velikosti ε_v :

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{45}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,82$$

Součinitel jakosti povrchu η_p (diagram, Ra 0,8):

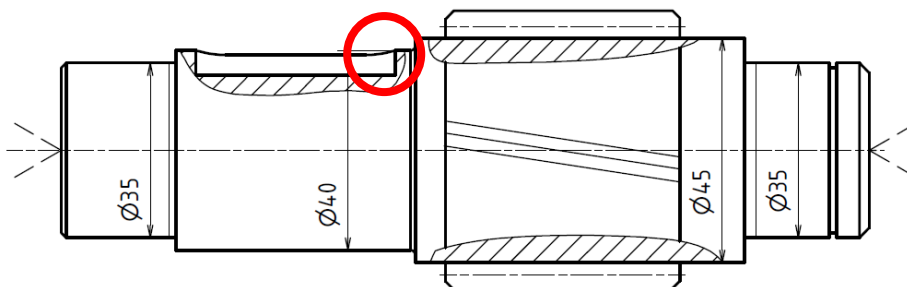
$$\eta_p = 0,88$$

Snížená mez únavy:

$$\sigma_c^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,83}{2,61} = 118,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

3.5.2 Drážka pro pero

Jako další místo s únavovými vlastnostmi vyhodnotím drážku pro pero. Drážka se nachází mezi koly, Je tedy namáhána jak na ohyb, tak na krut.



Obr. 24 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

Součinitele tvaru a vrubu budu vyhodnocovat opět pomocí eFatigue. Zde jsou však rozměry drážky pevně dané jako funkce průměru hřídele a nemohu je nastavit. Dojde tedy k přibližnému řešení, pro mé výpočty však bude přesné dostatečně. Porovnání parametrů drážky přikládám v tabulce:

	Průměr hřídele [mm]	Šířka drážky [mm]	Hloubka drážky [mm]	Délka drážky [mm]	Poloměr zaoblení [mm]
Model	40	12	4,9	40	0,6
eFatigue	40	10	5	40	0,6

Tab. 8 Porovnání rozměrů drážky na modelu a ve výpočtu

Součinitele tvaru α (eFatigue):

$$\alpha_o = 2,44$$

$$\alpha_k = 3,4$$

Součinitele vrubu β (eFatigue):

$$\beta_o = 2,23$$

$$\beta_k = 3,05$$

Poznámka:

Hodnota pro součinitel β_k generovaná na eFatigue se výrazně liší od hodnoty nalezené ve skriptech. Skripta uvádějí hodnotu 2,22, zatímco eFatigue 3,05. Ve skriptu je hodnota převzatá od S. V. Serensena z roku 1959. Hodnota eFatigue jde cestou vyšší bezpečnosti, proto ji budu dále užívat. Předpokládám, že k určení β_k dle eFatigue jsou využity numerické metody, které Serensen ve své době neměl k dispozici.

Součinitel velikosti ε_v :

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{40}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,83$$

Součinitel jakosti povrchu η_p (diagram, Ra 6,3):

$$\eta_p = 0,7$$

$$\eta_{pk} = 0,5 \cdot (\eta_p + 1) = 0,5 \cdot (0,7 + 1) = 0,85$$

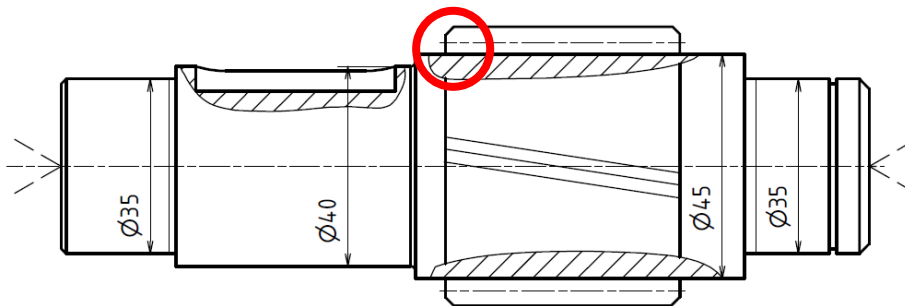
Snížená mez únavy σ_c^x :

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,83 \cdot 0,7}{2,23} = 112,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{260 \cdot 0,83 \cdot 0,85}{3,05} = 60,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

3.5.3 Pastorek

Určit hodnotu součinitele vrubu pastorku je složitá záležitost. eFatigue tuto geometrii vůbec nenabízí, ve skriptu jsem podobný model také nenašel. Rozhodl jsem se proto pro nahradit pro můj výpočet pastorek evolventním drážkováním. Využiji hodnotu β přímo ze skript pro materiál s mezí pevnosti $1000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ a namáhání na ohyb i krut. Toto nahrazení jde opět cestou vyšší bezpečnosti. Patní průměry pastorku a drážkování se poměrně liší. Pastorek má patní průměr 44,74 mm, zatímco drážkování na podobném průměru by mělo patní průměr maximálně 42 mm.



Obr. 25 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

Součinitele vrubu β (skripta):

$$\beta_o = 1,72$$

$$\beta_k = 1,58$$

Součinitel velikosti ε_v :

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{45}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,82$$

Součinitel jakosti povrchu η_p (diagram, Ra 0,8):

$$\eta_p = 0,88$$

$$\eta_{pk} = 0,5 \cdot (\eta_p + 1) = 0,5 \cdot (0,7 + 1) = 0,94$$

Snížená mez únavy σ_c^x :

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,88}{1,72} = 180,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{260 \cdot 0,83 \cdot 0,94}{1,58} = 128,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

3.6 Zhodnocení výpočtu

Propočítal jsem zmíněná místa a výsledky hodnot snížených mezí únavy přikládám v tabulce:

	Osazení mezi koly	Osazení levé	Osazení pravé	Drážka pro pero	Pastorek
Snížená mez únav v ohybu [N.mm ⁻²]	115,9	149,6	118,9	112,0	180,4
Snížená mez únavy v krutu [N.mm ⁻²]	104,1	-	-	60,1	128,4

Tab. 9 Souhrn výsledků výpočtu σ_c^x

Z grafů na obrázcích 13 a 14 znázorňujících napětí v ohybu a krutu vychází, že maximální napětí v ohybu je téměř dvakrát větší než v krutu (34 N.mm⁻² v ohybu proti 19 N.mm⁻² v krutu). Z toho důvodu pro mě budou důležitější hodnoty snížených mezí únavy právě pro namáhání ohybem.

Nejnižší hodnoty vyšly pro osazení mezi koly, pravé osazení a drážku pro pero. Drážka a osazení mezi koly se také nachází v oblasti s vysokým redukováným napětím, jak ukazuje obrázek 16. Tato dvě místa tedy budou kritická a bude potřeba zaměřit pozornost při optimalizaci právě na ně. V místě pravého osazení dosahuje redukované napětí hřídele přibližně třetinové hodnoty v porovnání s napětím mezi koly, proto nebude mít optimalizace tohoto místa takový dopad na celkovou životnost. Pastorek na druhé straně disponuje vyšší mezí únavy, avšak redukované napětí je v jeho okolí vysoké, proto může být také místem nebezpečným. Nejméně nebezpečným místem bude dle výpočtů levé osazení. Zde vyšla vyšší mez únavy a redukované napětí zde dosahuje nízkých hodnot.

4. OPTIMALIZACE

4.1 Osazení mezi koly

Jako první se věnuji optimalizaci geometrie osazení mezi koly. Osazení lze modifikovat pomocí změny přechodu (Výměny zápichu a zaoblení, zvětšení poloměru zaoblení atd.) nebo zvýšením kvality povrchu ploch. Snazším řešením bude změna poloměru zaoblení přechodu mezi plochami. Rozdíl poloměrů válců je 2,5 mm, maximální přípustný poloměr pro zachování funkčnosti hřídele bez větších konstrukčních zásahů je 2 mm. Zvýšení poloměru vede ke snížení hodnot součinitele vrubu β a ke zvýšení celkové meze únavy σ_c^x .

Součinitel vrubu pro namáhání ohybem pro $r = 2$ mm (eFatigue):

$$\beta_o = 1,82$$

Součinitel vrubu pro namáhání v krutu pro $r = 2$ mm (eFatigue):

$$\beta_k = 1,49$$

Snížená mez únavy v ohybu pro $r = 2$ mm:

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,7}{1,82} = 135,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Snížená mez únavy v krutu pro $r = 2$ mm:

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{260 \cdot 0,82 \cdot 0,85}{1,49} = 121,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Z rovnic vyplývá, že došlo k navýšení hodnot σ_c^x . Meze únavy v ohybu i krutu narostly o 17 % oproti hodnotám s poloměrem zaoblení $r = 1$ mm.

Další možnou úpravou vedoucí ke zvýšení únavové odolnosti je zlepšení kvality povrchu ploch. Na výkrese je předepsána drsnost Ra 6,3. Pokud bychom válcové plochy navíc zabrousili, bylo by možné dosáhnout drsností Ra 1,6, jemným broušením dokonce Ra 0,8. Tyto hodnoty drsností zvýší velikost součinitele jakosti povrchu η_p a tím i velikost meze únavy. Z diagramu jsem odečetl hodnoty součinitelů pro Ra 1,6 a Ra 0,6:

$$\eta_p(\text{Ra } 1,6) = 0,8$$

$$\eta_{pk}(\text{Ra } 1,6) = 0,9$$

$$\eta_p(\text{Ra } 0,8) = 0,88$$

$$\eta_p(\text{Ra } 0,8) = 0,94$$

Hodnoty snížené mezí únavy se navýší na hodnoty:

$$\sigma_{co}^x(\text{Ra } 1,6) = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,8}{1,82} = 155,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x(\text{Ra } 1,6) = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{260 \cdot 0,82 \cdot 0,9}{1,49} = 128,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\sigma_{co}^x(\text{Ra } 0,8) = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,88}{1,82} = 170,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x(\text{Ra } 0,8) = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{260 \cdot 0,82 \cdot 0,94}{1,49} = 134,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Broušením povrchu můžeme dosáhnout navýšení meze únavy v ohybu o dalších 17 % k hodnotě již navýšené změnou zaoblení, celkové zlepšení tedy činí 34 % ($115,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow 155,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$) oproti původnímu stavu. Jemným broušením dosáhneme celkového nárůstu 47 % ($115,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow 170,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$)

Mez únavy v krutu lze broušením navýšit o dalších 7 %, celkově s úpravou zaoblení činí nárůst hodnoty 24 % ($232,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow 287,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$). Jemné broušení dosáhne zlepšení 29 % ($232,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \rightarrow 300,0 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$).

Hodnoty původních a navýšených mezí únavy jsem uvedl přehledně v tabulce:

	Původní hodnoty	Změna poloměru zaoblení	Procentuální zlepšení	Broušení (vč. změny zaoblení)	Procentuální zlepšení	Jemné broušení (vč. změny zaoblení)	Procentuální zlepšení
σ_{co}^x [N.mm ⁻²]	115,9	135,6	17 %	155,0	34 %	170,5	47 %
τ_c^x [N.mm ⁻²]	104,1	121,6	17 %	128,8	24 %	134,5	29 %

Tab. 10 Hodnoty mezí únavy po optimalizaci pro osazení mezi koly

4.2 Drážka pro pero

Druhým rizikovým místem z hlediska únavy je drážka pro pero. Její rozměry jsou normalizované, proto přímo drážku příliš zlepšit nelze. Bylo by ale možné navrhnout jiný způsob spojení ozubeného kola s hřídelí, který by mohl vést k lepším únavovým vlastnostem. Jedním z nich je spojení pomocí nalisování. Toto spojení by nevyžadovalo velké konstrukční změny.

Pro nalisování lze vyhledat součinitel vrubu přímo v tabulkách uvedených ve skriptu. Pro namáhání ohybem a torzí platí:

$$\beta_o = 4,3$$

$$\beta_k = 4,3$$

Ke spojení dochází na průměru hřídele 40 mm, součinitel velikosti lze spočítat ze vzorce:

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{40}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,83$$

Na kvalitu povrchu by nebyla požadována vysoká kvalita, počítám s Ra 6,3, pro součinitel jakosti povrchu můžeme pro obě namáhání získat z grafu a dopočítat:

$$\eta_p(\text{Ra } 6,3) = 0,7$$

$$\eta_{pk}(\text{Ra } 6,3) = 0,85$$

Výsledné hodnoty snížených mezí hodnoty jsou potom rovny:

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_o} = \frac{430 \cdot 0,83 \cdot 0,7}{4,3} = 58,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{260 \cdot 0,83 \cdot 0,85}{3} = 61,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Z výsledků je patrné, že spojení kola a hřídele pomocí nalisování je nevhodným řešením. Mez únavy v krutu se sice nepatrně zvýšila (nárůst o 1,6 %), mez únavy v ohybu se však výrazně snížila, přesněji šlo o propad o 48 %. Toto řešení je tedy výrazně nevýhodné z hlediska únavové pevnosti a je nutné najít lepší způsob spojení.

Jako další v úvahu připadá spojení pomocí drážkování. Výpočty provedu pro rovnoboké drážkování střední řady s označením 8 x 32 x 38. Velký průměr drážkované hřídele by tedy byl

38 mm, malý průměr 32 mm a drážek by po obvodu hřídele bylo 8. Toto řešení by vyžadovalo větší konstrukční úpravy. Je-li patní průměr drážkování 32 mm, musel by se snížit průměr válce pod ložiskem na 30 mm. Muselo by dojít k volbě a výpočtu nového, menšího ložiska. Další změnou je výběh drážkování, se kterým je nutno počítat. Z výkresu je patrné, že mezi osazením této části a pastorkem je pouze 6 mm, což pro výběh stačit nebude. Tento problém by mohla vyřešit kratší funkční délka drážkování, kterou jsem stanovil ze vzorce:

$$l' = \frac{4 \cdot M_k}{s' \cdot (D + d) \cdot p_d} = \frac{4 \cdot 242000}{1,32 \cdot (38 + 32) \cdot 100} = 10,47 \text{ mm}$$

Kde s' je účinná styková plocha na 1 mm délky [mm^2] a p_d je dovolený tlak na bocích drážek [MPa]. Celkové délka drážkování by byla maximálně 20 mm. Drážkování je tedy o 20 mm kratší, než je délka pera a tato úspora by mohla přinést nutné milimetry pro výběh drážkování.

Hodnotu součinitele β pro rovnoboké drážkování použiji ze skript, jelikož eFatigue nenabízí tuto geometrii. Pro součinitele vrubu po ohyb a krut platí:

$$\beta_o = 1,72$$

$$\beta_k = 1,58$$

Povrch drážek má předepsanou drsnost Ra 3,2, z diagramu tedy odečtu hodnoty součinitele jakosti povrchu:

$$\eta_p(Ra 3,2) = 0,75$$

$$\eta_{pk}(Ra 3,2) = 0,875$$

Pro součinitel velikosti pro součást o průměru 38 mm platí:

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{38}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,83$$

Snížené meze únavy pro oba druhy namáhání opět stanovíme ze vzorce:

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_o} = \frac{430 \cdot 0,83 \cdot 0,75}{1,72} = 155,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{260 \cdot 0,83 \cdot 0,875}{1,58} = 119,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Výsledky ukazují, že pokud překonáme konstrukční problémy, tak rovnoboké drážkování bude únavově odolnějším spojením, než je spojení těsným perem. Snížená mez únavy v ohybu σ_{co}^x se navýšila o 39 %, hodnota τ_c^x vzrostla dokonce o 99 %.

Musíme vzít v úvahu i fakt, že drážkování zlepší únavové vlastnosti oproti spojení těsným perem, na druhé straně z důvodu snížení průměru hřídele ovlivní i vlastností v oblasti osazení mezi koly. Rozdíl poloměrů válcových částí naroste o 2 mm (z 40-45 na 38-45), což by běžně vedlo ke zvýšení hodnoty β . V našem případě ale větší rozdíl průměrů dovolí zvolit větší poloměr zaoblení, což velikost součinitele vrubu naopak zmenší. Pokud zvolím poloměr 3 mm, z eFatigue lze odečíst, že hodnoty β pro oba druhy namáhání jsou rovny:

$$\beta_o = 1,72$$

$$\beta_k = 1,39$$

Drážkování by umožnilo drsnost povrchu nejlépe Ra 3,2, hodnoty η_p bych poté stanovil z diagramu:

$$\eta_p(\text{Ra } 3,2) = 0,75$$

$$\eta_{pk}(\text{Ra } 3,2) = 0,875$$

Hodnota součinitele velikosti by zůstala stejná jako při použití drážky pro pero, tedy:

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{45}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,82$$

Výsledné hodnoty snížených mezí únavy osazení mezi koly při použití drážkování jsou rovny:

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_o} = \frac{430 \cdot 0,82 \cdot 0,75}{1,72} = 153,8 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

$$\tau_c^x = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_{pk}}{\beta_k} = \frac{260 \cdot 0,8 \cdot 0,875}{1,39} = 130,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Výsledky ukazují, že užití drážkování mírně sníží hodnoty snížených mezí únavy oproti užití pera, poloměru zaoblení 2 mm a jemnému broušení. Jedná se však o poměrně malé rozdíly, pokles 10 % v ohybu a 3 % v torzi. Obecně lze tedy říci, že užití rovnobokého drážkování mírně zhorší únavové vlastnosti v oblasti osazení mezi koly, výrazně však pozvedne meze únavy

oproti drážce pro pero, a proto je toto řešení pro danou hřídel vhodné. Jedinou překážkou v užití jsou náročnější konstrukční úpravy.

4.3 Výsledky optimalizace

Z výsledků vyplývá, že nejvhodnější optimalizací hřídele je užití drážkování místo těsného pera a změna geometrie v místě osazení mezi koly. Tyto změny vedou k výraznému zlepšení únavových vlastností. Využitím znalostí o velikostech napětí v ohybu a krutu podél hřídele můžeme orientačně stanovit velikosti bezpečností k v těchto místech a porovnat tak celkové výsledky. Hodnoty bezpečností v ohybu i torzi původní a optimalizované hřídele přikládám v tabulce 11:

	$k_{\sigma \text{ pův.}}$	$k_{\sigma \text{ optim.}}$	$k_{\tau \text{ pův.}}$	$k_{\tau \text{ optim.}}$	$k_c \text{ pův.}$	$k_c \text{ optim.}$	Navýšení %
Osazení mezi koly	3,05	4,05	5,21	6,55	2,63	3,44	31 %
Drážka pro pero / drážkování	3,11	4,32	3	5,96	2,16	3,5	62 %

Tab. 11 Porovnání bezpečností hřídele před a po optimalizaci

Můžu tedy říci, že pomocí výpočtů a optimalizace se povedlo zvýšit bezpečnost nejnamáhanějšího místa o téměř 60 %. Původně tímto místem byla drážka pro pero, nyní je místem s nejnižší bezpečností osazení mezi koly, a i zde došlo ke zvýšení bezpečnosti o více než 30 %.

4.4 Finanční zhodnocení

V závěru lze zhodnotit navržené úpravy i po stránce finanční. Pro změnu poloměru zaoblení osazení není potřeba investovat čas ani finance, tato změna může být realizována pouze volbou jiného obráběcího nástroje. Broušení povrchu na danou drsnost by už cenu součásti navýšilo. Čas na změnu pracoviště a upnutí nového nástroje je standardně uváděn na 30 minut. Což při ceně odhadem 500 Kč/hod způsobí navýšení ceny minimálně o 250 Kč/ks. Nejdražší úpravou je drážkování. Při užití odvalovacího způsobu obrábění by značně narostl strojní čas oproti vyfrézování drážky pro pero. Společně s tím také cena za hodinu výroby, celkový nárůst ceny jednoho kusu by tedy v případě výroby drážkování činil řádově tisíce korun.

5. ZÁVĚR

Motivací pro mojí bakalářskou práci byly možné úpravy převodového hřídele navrženého v rámci předmětu Konstrukční cvičení a možnost jeho další optimalizace z pohledu únavové životnosti. V úvodní části jsem se zabýval teoretickou stránku popisu únavových vlastností a různými přístupy pro stanovení potřebných součinitelů a hodnot. Porovnal jsem hodnoty jednotlivých součinitelů, které jsem určil z běžných diagramů a hodnoty vypočtené na stránce eFatigue. Druhou zmíněnou metodu jsem aplikoval i při dalších výpočtech. Silový rozbor zatížení zadané hřídele jsem provedl s využitím programu Autodesk Inventor, který umožňuje přímo graficky znázornit průběhy momentů, sil i napětí podél celé hřídele. Výsledky jsem zpracoval a zaměřil se na místa s vysokými hodnotami napětí, kde se zároveň vyskytovaly koncentrátoři napětí. Těmito místy bylo osazení mezi koly uprostřed hřídele, drážka pro pero, pastorek hřídele a také další dvě osazení při krajích. V těchto místech jsem spočítal snížené meze únavy částečně metodami probíranými v Pružnosti pevnosti, částečně pomocí stránky eFatigue. V poslední části své práce jsem pracoval na optimalizaci rozměrů a dalších parametrů hřídele, které vedly ke zvýšení mezí únavy vybraných míst, a tak přispěly ke zlepšení únavových vlastností. U osazení mezi koly byl zvětšen poloměr zaoblení a drážka pro pero byla vyměněna za vhodnější drážkování. Výsledkem mé práce je zlepšení celkové bezpečnosti nejslabšího místa hřídele o téměř 60 %. Hodnota bezpečnosti nejslabšího místa nyní činí 3,44. V závěru práce jsem rozebral také možnou finanční stránku zvolených konstrukčních úprav.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Průběh napětí ve vrubu [1]

Obr. 2 Diagram pro určení součinitele α pro daná namáhání [1]

Obr. 3 Ukázka uživatelského rozhraní při výpočtu na eFatigue [3]

Obr. 4 Petersonův graf s vykreslenou konkrétní hodnotou součinitele α [3]

Obr. 5 Grafy pro určení součinitelů tvaru pro vyznačený tvar součásti a způsob namáhání [1]

Obr. 6 Neuberova konstanta materiálu podle statické pevnosti oceli [1]

Obr. 7 Vliv velikosti součásti na mez únavy při ohybu [1]

Obr. 8 Součinitel vlivu velikosti při homogenní napjatosti [1]

Obr. 9 Zjednodušený Smithův diagram ocelí dané pevnostní skupiny [1]

Obr. 10 Diagram $\sigma_c - \tau_c$ s vyznačenou zatěžovací přímkou a pracovním bodem [2]

Obr. 11 Dvoustupňová převodovka navržená v rámci předmětu KC [4]

Obr. 12 Předlohová hřídel [4]

Obr. 13 Průběh ohybového momentu [4]

Obr. 14 Průběh ohybového napětí [4]

Obr. 15 Průběh napětí v krutu [4]

Obr. 16 Průběh napětí v tlaku [4]

Obr. 17 Průběh smykového napětí [4]

Obr. 18 Průběh redukovaného napětí [4]

Obr. 19 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

Obr. 20 Znázornění Petersonových grafů při zjišťování součinitelů tvaru [3]

Obr. 21 Diagram pro zjištění hodnoty η_p [1]

Obr. 22, 23 24 25 Určení zkoumaného místa na hřídeli [4]

SEZNAM TABULEK

Tab. 1, 2 Porovnání hodnot součinitelů tvaru zjištěných z diagramů a z eFatigue [3]

Tab. 3 Porovnání součinitelů vrubu zjištěných z diagramu a z eFatigue [3]

Tab. 4 Přibližné hodnoty meze únavy [1]

Tab. 5 Hodnoty zadání převodovky v rámci předmětu KC

Tab. 6 Hodnoty pevností materiálu hřídele [5]

Tab. 7 Vlivy zatěžující předlohou hřídel

Tab. 8 Porovnání rozměrů drážky na modelu a ve výpočtu

Tab. 9 Souhrn výsledků výpočtu σ_c^x

Tab. 10 Hodnoty mezí únavy po optimalizaci pro osazení mezi koly

Tab. 11 Porovnání bezpečností hřídele před a po optimalizaci

BIBLIOGRAFIE

[1] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. 2. dop. vyd. Praha: ČVUT Strojní fakulta, 1992. ISBN 80-01-00886-X.

[2] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Dotisk 2. vyd. Praha: ČVUT, Strojní fakulta, 2006. ISBN 80-01-02375-3.

[3] *EFatigue: Constant Amplitude Stress-Life Analysis* [online]. [cit. 2018-06-03]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/constantamplitude/stresslife/#a>

[4] Autodesk, Inc. *AUTODESK INVENTOR 2018* [software]. Březen 2018 [přístup 21.3.2018]. Dostupné z: <https://www.autodesk.cz/products/inventor/free-trial> [Požadavky na systém: procesor Pentium XeonE3/Core i7/Athlon 3GHz, grafická karta 1280x1024, operační systém Windows 7 sp1, Windows 8.1, Windows 10, 8 GB RAM, volné místo 40 GB na disku, lokální Excel 2010 až 2016]

[5] LEIVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.