



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

BEZKONTAKTNÍ SNÍMAČ KROUTICÍHO MOMENTU

CONTACTLESS TORQUE SENSOR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN KŘEMEN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTEK, DrSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁRSKÉ PRÁCE

student(ka): Jan Křemen

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Bezkontaktní snímač krouticího momentu

v anglickém jazyce:

Contactless torque sensor

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout koncepci bezkontaktního snímače krouticího momentu.

Cíle bakalářské práce:

Na základě koncepční studie a experimentálního funkčního vzorku zařízení pro bezkontaktní měření krouticích momentu provést základní projekční návrhy a kontroly dimenzí klíčových komponent mechanické části prototypového zařízení. Elektronická část není předmětem tohoto zadání.

Seznam odborné literatury:

STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition.
Hampshire :

Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Bauer,F. , Sedlák, P. ,Šmerda, T.: Traktory. 1. vyd. Profi Press, 2006.

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Václav Píštek, DrSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 31.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Píštek, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce si klade za cíl vypracovat z koncepční studie a experimentálního funkčního vzorku zařízení pro bezkontaktní měření krouticích momentů základní projekční návrhy a kontroly dimenzí klíčových komponent mechanické části prototypového zařízení BMK-1. Předmětem bakalářské práce je pouze mechanická část tohoto zařízení. Kontroly budou prováděny pomocí výpočtů prosté pružnosti pevnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

BMK-0, BMK-1, snímač, pružina, palec, ložiska, kroutící moment

ABSTRACT

This bachelor's thesis aims to develop the conceptual and experimental study of the assembly function for non-contact measurement of torque basic project design and the monitoring of key components of the mechanical dimensions of the prototype device BMK-1. The object of this work is only a part of the mechanical equipment. Inspections will be conducted through simple calculations of elasticity strength.

KEYWORDS

BMK-0, BMK-1, sensor, spring, thumb, bearing, torque moment



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŘEMEN, J. *Bezkontaktní snímač kroucího momentu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 51 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2012

.....

Jan Křemen



PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc., Ing. Stanislavu Kovářovi, za poskytnutí cenných rad a zkušeností při vypracovávání bakalářské práce a rovněž také rodičům za podporu v době studia i před ním.



OBSAH

Úvod	9
1 Senzorika	11
1.1 Rozdělení senzorů.....	11
1.2 Technické parametry senzorů.....	11
1.3 snímače momentu	12
2 Indukční snímače	14
2.1 Princip činnosti	14
2.2 Druhy provedení	16
3 BMK-0 a zadání bakalářské práce	17
3.1 BMK-0.....	17
3.2 Vstupní údaje projektu	18
4 Návrh nejtužší pružiny.....	19
4.1 Návrhové výpočty k určení parametrů nejtužší pružiny.....	20
4.2 Specifikace navržené tlačné pružiny 81/66/2.....	21
4.3 Kontrola pružiny vůči vzpěrnému vybočení	22
5 Návrh palce pružin.....	24
5.1 Výpočet VVÚ palce pružin	24
5.2 Výpočet kombinovaného namáhání v nebezpečných průřezech.....	26
6 Návrh ložisek.....	32
6.1 Statická rovnováha	33
6.2 Volba ložiska a výpočet ekvivalentního zatížení	34
6.3 Výpočet trvanlivosti ložisek	36
7 Posouzení vlivu rotace na součásti BMK-1.....	40
8 Návrhy dalších komponent.....	42
8.1 Krytky palce pružin	42
8.2 Návrh bezpečnostních kolíků	43
Závěr.....	44
Seznam použitých zkratk a symbolů	47
Seznam příloh.....	51



ÚVOD

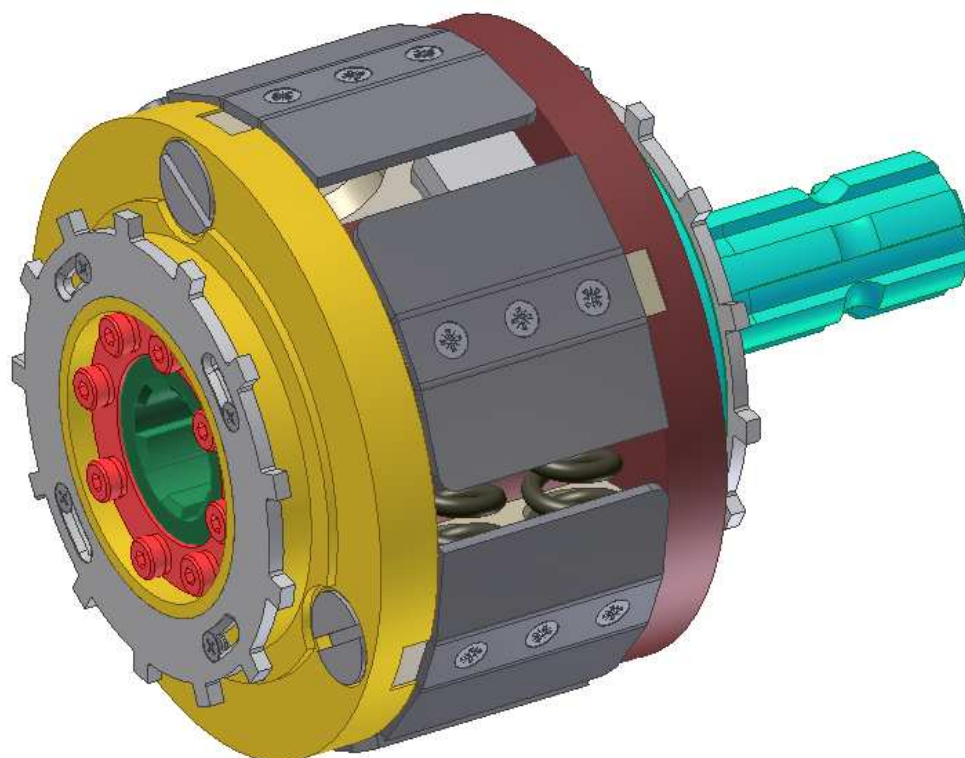
Samotná myšlenka ke konstrukci a výrobě zařízení Bezkontaktního snímače kroučícího momentu (dále jen BMK-1) vznikla již v roce 2009. Jejím vzniku předcházela touha po zařízení, které by bylo finančně dostupné pro větší masu odběratelů. Snímače kroučícího momentu se totiž na trhu vyskytují delší dobu, ovšem technologie je natolik složitá, že se jejich ceny pohybují řádově 3krát výše, než jaká by měla být cena BMK-1. Další výhodou, zde rozebíraného zařízení, by měla být právě technologická jednoduchost, nenáročnost provozu, snadná demontáž, případně výměna jednotlivých komponent a také úplné oddělení části mechanické, od části elektronické.

Tato bakalářská práce si klade za cíl vypracovat z koncepční studie a experimentálního funkčního vzorku zařízení pro bezkontaktní měření kroučících momentů (dále jen BMK-0), základní projekční návrhy a kontroly dimenzí klíčových komponent mechanické části prototypového zařízení BMK-1. Elektronická část není předmětem tohoto zadání.

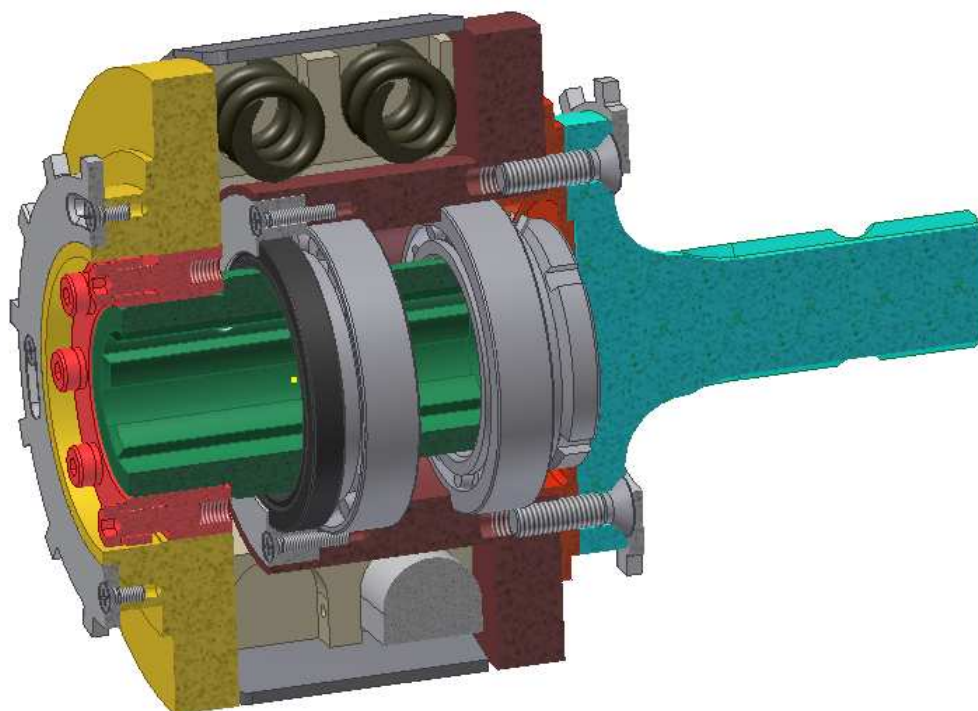
Pro lepší představu je na obr. 1 a 2 zařízení BMK-1 znázorněno se všemi součástmi, které spadají pod mechanickou část. Elektronická část začíná až indukčními snímači, které by byly umístěny u ozubených snímacích kotoučů. Většina na trhu dostupných snímačů funguje na principu tenzometrie, tedy stlačování materiálu a následně vyvoláním určité reakce, převážně napěťových odezev, které jsou dále zpracovávány a vyhodnocovány. Jsou tedy relativně velmi přesné. Naproti tomu snímač BMK-1 funguje na jiném principu. Tím je stlačování tlačných pružin a vyhodnocování vzájemného natočení dvou konců sama sebe. Svůj teoretický základ má v prostém krutu, kdy se jeden konec dlouhého hřídele vetkne a na druhý působí zatížení krutem. Úhel natočení mezi volným koncem a vetknutím by byl poté vyhodnocován. Rozdíl mezi tímto prostým krutem a „zkrucovacím systémem“ BMK-1 je pouze v tom, že zařízení BMK-1 by mělo být co možná nejplošší a proto se natočení realizuje stlačením pružin. Vzhledem k podmínkám, ve kterých bude zařízení používáno (bude jakousi spojkou mezi výstupním hřídelem traktoru a přídatnými zařízeními), není na něj kladen žádný velký požadavek přesnosti, tedy měření s chybou 10-15% nebudou žádným problémem.

V úvodu práce bude popsáno základní rozdělení snímačů kroučícího momentu a také nástin principiálního fungování indukčních snímačů, které zařízení BMK-1 využívá. Úhel natočení bude totiž snímán dvojicí indukčních snímačů a informace o natočení budou dále elektronicky zpracovávány. V další části bakalářské práce bude popsáno zařízení BMK-0, které je „laboratorním“ předchůdcem modelu BMK-1. Následovat budou návrhové výpočty jednotlivých předem stanovených komponent zařízení BMK-1. Těmito komponentami budou tlačné pružiny, palce pružin a kuželíková ložiska.

Výstupem bakalářské práce budou konkrétní součásti, zkontrolované vůči bezpečnostem a navržené tak, aby odpovídaly zadání. Dále vyhotovení výkresu palce pružin, kotoučů pružin a sestavy BMK-1 a závěrem slovní zhodnocení možnosti budoucího využití navrhovaného zařízení v praxi, jeho výhody či nevýhody.



Obr. 1 Prototypové zařízení BMK-1



Obr. 2 Prototypové zařízení BMK-1 v řezu



1 SENZORIKA

Slovo senzor pochází z angličtiny (sensor) a je počeštěné. V doslovném překladu znamená čidlo nebo snímač. Senzor je funkční prvek tvořící vstupní blok měřicího řetězce, který je v přímém styku s měřeným prostředím. Citlivá část senzoru se občas označuje jako čidlo. Senzor jako primární zdroj informace snímá sledovanou fyzikální, chemickou nebo biologickou veličinu a dle určitého definovaného principu ji transformuje na měřicí veličinu - nejčastěji na veličinu elektrickou. [1]

1.1 ROZDĚLENÍ SENZORŮ

Dle měřené veličiny:	senzory teploty, tlaku, průtoku, radiačních veličin, mechanických veličin (posunutí, polohy, rychlosti), senzory elektrických a magnetických veličin
Dle fyzikálního principu:	senzory odporové, indukční, kapacitní, magnetické, piezoelektrické, optoelektronické, optické vláknové, chemické, biologické
Dle styku s prostředím:	bezdotykové dotykové
Dle transformace signálu:	aktivní - senzor, který se působením snímané veličiny chová jako zdroj elektrické energie pasivní - senzor, u kterého je nutné elektrickou veličinu (odpor, indukčnost, kapacitu) dále transformovat na analogový napěťový nebo proudový signál; u pasivních senzorů je na rozdíl od aktivních senzorů nezbytné napájení
Dle výrobní technologie:	elektromechanické, mechanické, pneumatické, elektrické, elektronické, elektrochemické, polovodičové, optoelektronické mikroelektronické [1]

1.2 TECHNICKÉ PARAMETRY SENZORŮ

Statické parametry senzorů:	citlivost práh citlivosti linearita hystereze dynamický rozsah rozlišitelnost spolehlivost reprodukovatelnost
Dynamické parametry:	přechodová charakteristika rychlostní charakteristika impulsní charakteristika frekvenční charakteristika [1]



1.3 SNÍMAČE MOMENTU

Moment síly je fyzikální veličina, která vyjadřuje otáčivý účinek síly na dané těleso. Otáčivý účinek závisí na velikosti síly, na jejím směru a na poloze jejího působíště. Moment síly je definován jako součin síly a kolmé vzdálenosti osy síly od daného bodu. Při měření momentu se využívá veškerých možných účinků síly. Těmito účinky jsou účinky deformační, elektrické a magnetické. Primárně jsou ale využívány účinky deformační. Moment síly při nich namáhá měřící člen krutem, ten se převádí na deformaci a je měřen tenzometrem nebo snímačem výchylky. [2, 3, 4]

Snímače momentu se dělí na dvě základní skupiny. První z nich jsou snímače, u kterých síla způsobuje deformaci pružného členu (např. válce, pružiny) a druhou skupinu tvoří snímače založené na principu, kde síla způsobuje změnu parametrů měřícího členu (např. náboj u piezoelektrického jevu, magnetické a kapacitní vlastnosti). Do první skupiny se zařazují odporové tenzometry, které jsou nejčastějším způsobem, jakým se měří kroutící moment. Tenzometry jsou vhodně nalepené na měřícím členu do úplného můstku a měřítkem velikosti momentu je velikost smykových napětí. Snímač musí vykazovat linearitu závislosti zatížení na poměrném přetvoření. Linearita je velmi těžko docílitelná, avšak dosahuje se jí vysoce komplikovanými tvary měřících prvků. Deformační člen tenzometrů je vyroben ze speciální oceli, která má jemnozrnnou strukturu a malou hysterezi. Některé tenzometrické snímače mívají přesnost až 0,04%. [4, 5]

Mezi další typy snímačů obou skupin patří následující. Snímače s převodem na polohu. Tyto snímače využívají deformační členy bez tenzometrů a průhyb, případně jiné druhy deformace jsou snímány dalším snímačem (např. indukční – BMK-1, kapacitní, mechanický). Následující skupiny tvoří magnetostrikční snímače. Fungují na principu změny magnetických vlastností v závislosti na působící síle. Další významnou skupinu tvoří Piezoelektrické snímače. U těchto snímačů působení síly vyvolává elektrický náboj na elektrodách snímače. Elektrický náboj je přímo úměrný síle. [5]

Příklady snímačů momentu jsou znázorněny na obr. 3., 4 a 5.



Obr. 3 Tenzometrický snímač pro měření utahovacích momentů [6]



Obr. 4 Piezoelektrický snímač momentu [7]



Obr. 5 Kapacitní snímač využívaný ve snímačích momentu [8]



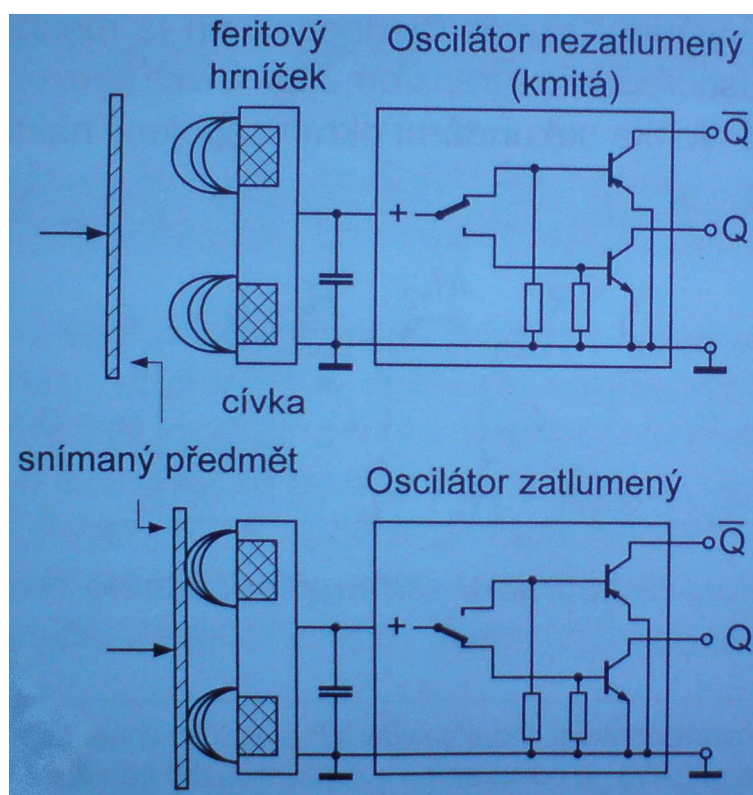
2 INDUKČNÍ SNÍMAČE

Indukční snímače jsou velmi univerzální a mají proto značné využití v automatizaci průmyslu. Jsou to prvky, které mají čistě polovodičový charakter a velmi vysokou spínací frekvenci. Z důvodu vysoké spínací frekvence budou ideálními adepty na použití v zařízení BMK-1. Indukční snímače pracují zcela bezdotykově, bez zpětného působení a jsou uzavřeny v pouzdru. Díky tomu mají vysokou spolehlivost a pokud nedojde k mechanickému poškození pouzdra, tak i v podstatě neomezenou životnost. Pouzdro brání vlivům vnějšího prostředí, aby působily negativně jak na přesnost měření, tak právě na životnost.

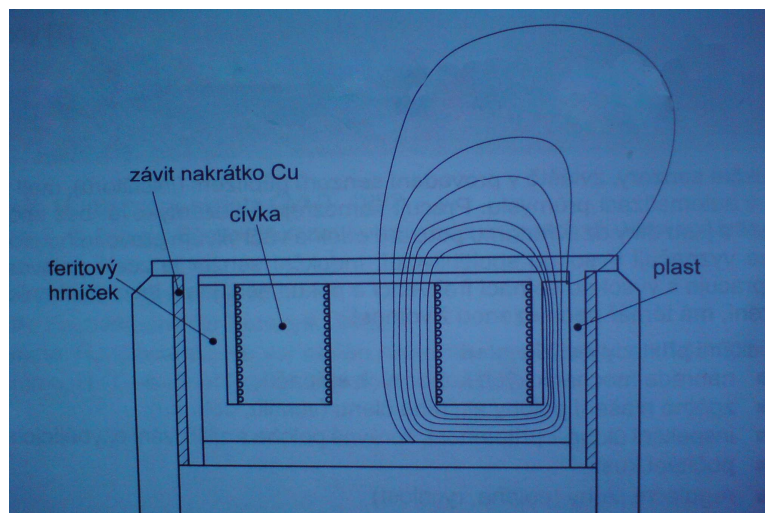
Mezi typické příklady využití tohoto typu snímačů patří náhrada mechanických koncových spínačů, dále zpětné hlášení polohy akčního členu, počítání kusů, regulační úlohy, inspekční úlohy (přítomnost, správná poloha atd.). [9]

2.1 PRINCIP ČINNOSTI

Hlavní součástí senzoru a také jeho aktivním prvkem je cívka, která je umístěná na feritovém jádru. Tomuto jádru se říká hrníček. Oscilátor, který je rovněž součástí, generuje vysokofrekvenční střídavý proud, ten protéká cívkou a vytváří se tak magnetické pole, které vystupuje z hrníčku. Strana hrníčku, která směřuje směrem ven z cívky i celého snímače je aktivní plochou snímače. Pokud se do oblasti magnetického pole dostane elektricky vodivý předmět, magnetické pole se doformuje a právě deformace je impulsem, který snímač zaznamenává. Schéma indukčního senzoru a průběh magnetického pole jsou zachyceny na obr. 6 a obr. 7 [9]



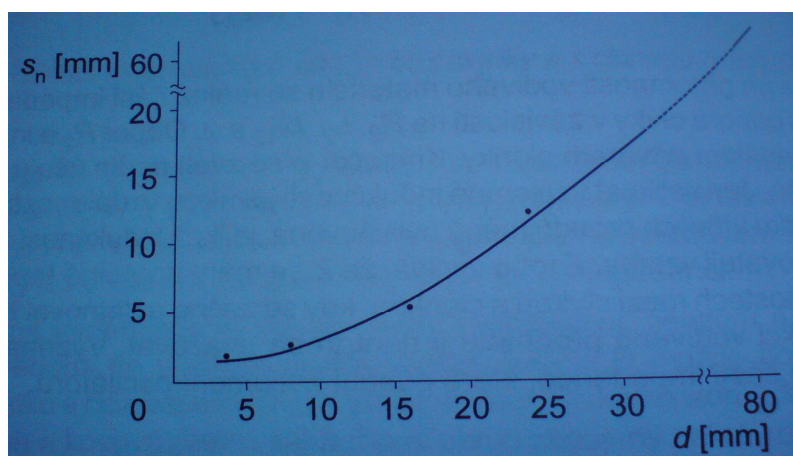
Obr. 6 Princip indukčního snímače [9]



Obr. 7 Průběh magnetických siločar [9]

V předmětu, který se dostane do magnetického pole cívky se indukují vířivé proudy. Jelikož předmět musí být elektricky vodivý a feromagnetický, v terminologii indukčních snímačů se mu říká tlumící clonka. Vířivé proudy indukující se v předmětu, působí na cívku zpátky tak, že změní její elektrickou impedanci. Změna impedance je vyhodnocena a převedena na výstupní signál. Snímač v kombinaci s clonkou je možno považovat za transformátor, kde cívka senzoru je primárním okruhem a clonka sekundárním okruhem zapojeným na krátko. [9]

Velikost cívky má veliký vliv na spínací vzdálenost. Obecně platí, že čím větší je rozměr cívky, tím větší je spínací vzdálenost. Magnetické pole má své omezené prostorové rozložení a to má rovněž vliv na spínací vzdálenost. Obr. 8 znázorňuje závislost spínací vzdálenosti na průměru cívky. Maximální průmyslově používané snímače mají průměr cívky 80mm. Při takovémto průměru dosahuje spínací vzdálenost hodnoty 60mm. Při takovéto vzdálenosti se již značně projevují nepřesnosti snímání, které jsou způsobeny především rušením senzoru. V případě BMK-1 budou použity senzory s co možná nejmenší snímací vzdáleností, aby měření bylo co nejpřesnější. I tak již bude zatíženo velkými chybami. [9]



Obr. 8 Závislost spínací vzdálenosti na průměru cívky [9]



2.2 DRUHY PROVEDENÍ

- Válcové a kvádrové tvary: pouzdro je z kovu (chromová mosaz, nerez) nebo z plastu aktivní čelní plocha je opatřena cívkovým systémem, který je chráněn krytkou za cívkovým systémem je elektronický obvod na plošném spoji na konci spoje se umístí LED pro indikaci sepnutí prostor uvnitř pouzdra je vyplněn zalévací hmotou
- Zářezové snímače: obsahují dva, proti sobě umístěné cívkové systémy představují transformátor s velkou vzduchovou mezerou kovová clonka vniká do zářezu mezi cívkami necitlivé podél osy cívek, pouze kolmo na jejich osu vyhodnocují pouze změnu vazby mezi cívkami
- Kruhové snímače: místo hrníčku se využívá feritového kroužku kroužek odstiňuje magnetické pole vně snímače používá se ke zjišťování celistvosti tyčí nebo drátů nemají dostatečnou citlivost
- Selektivní snímače: slouží v případech, kdy je třeba rozlišit, zda se jedná o feromagnetický, nebo neferomagnetický materiál (např. zjištění přítomnosti hliníku) obsahují feritový hrníček
- Analogové snímače: nemají žádný spínací bod výstupní signál není dvouhodnotový, ale spojitý lineární závislost mezi závislostí clonky a výstupním napětím pouzdro válcové nebo kvádrové

[3]



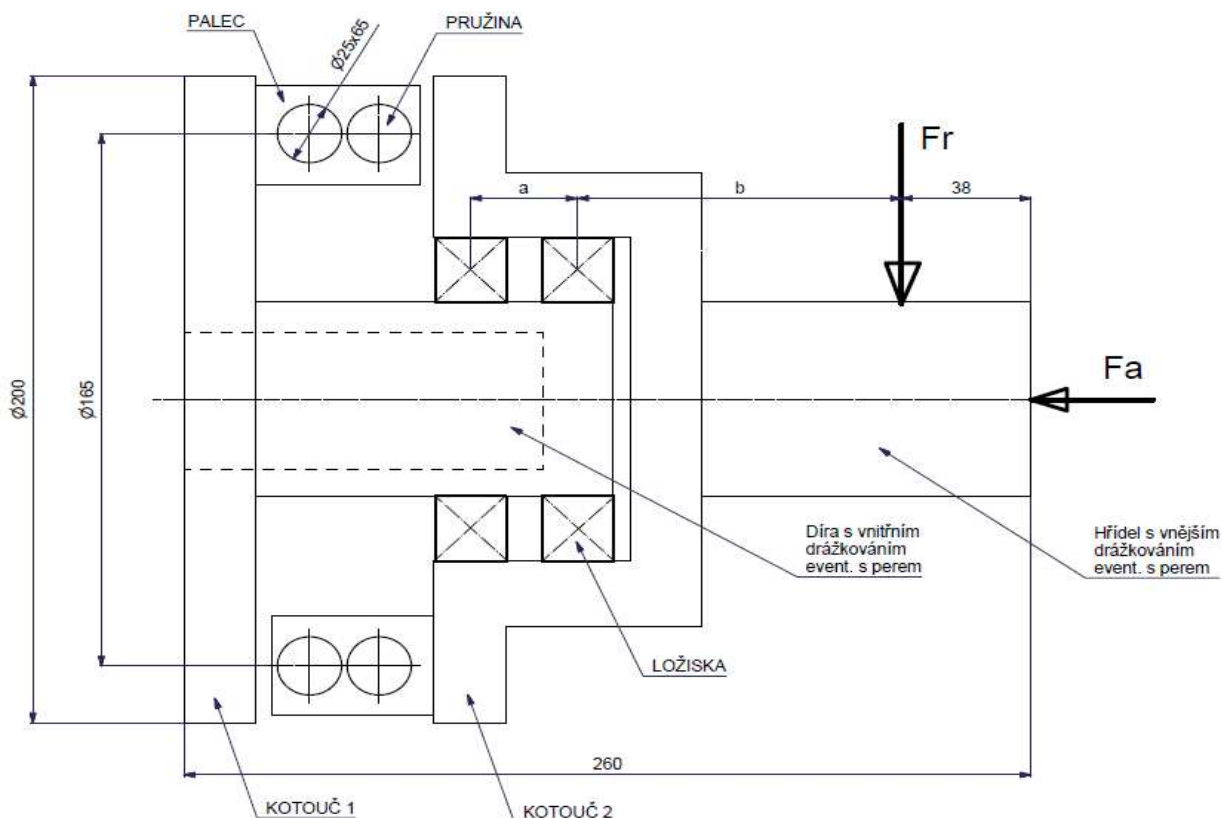
3 BMK-0 A ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

3.1 BMK-0

Zařízení BMK-0 je funkčním prototypem BMK-1. Funguje na stejném principu, tedy na principu stlačování pružin. Je ovšem daleko jednodušší a přenos momentu je realizován mechanickou třecí brzdou, která brzdí jeden z kotoučů. Hnací kotouč je umístěn přímo na hřídeli elektromotoru a hnáný je uložen na kuličkových ložiscích. Nepůsobí na něj žádné radiální ani axiální síly. K mechanické části, která je tvořena kotouči, snímacími kotouči, ložisky a brzdou je rovněž připojena část elektronická, která se skládá ze dvou indukčních snímačů, kabeláže a integrovaného výpočetního zařízení. Snímače, které byly použity, měly dostatečnou snímací frekvenci na to, aby rozpoznávaly i nepatrné rozdíly ve vzájemném natočení kotoučů. Elektronická část by se převzala ze zařízení BMK-0, s korekcemi v programu, jakými by byli např. vyfiltrování případných vibračních zařízení atd.

Program pro výpočet kroutícího momentu funguje následovně. Indukční snímače zaznamenají časovou změnu vzájemného natočení kotoučů. Je znám poloměr snímacích kotoučů a jsou známy otáčky, které jsou konstantní. Určí se poměr mezi časovou změnou vzájemného natočení kotoučů a dobou, za kterou se kotouč otočí o 360° . Tento poměr je stejný, jako poměr mezi délkovou změnou vzájemného natočení kotoučů a obvodem kotoučů. Po přepočtu bude tedy znám úhel natočení snímacích kotoučů a poměrově lze vypočítat, jak moc budou stlačené pružiny (ty rotují na jiném poloměru). Je známa tuhost pružin, snadno se pak vypočítá síla, kterou jsou pružiny stlačovány a nakonec moment, přes sílu na známém rameni.

Z prototypového zařízení BMK-0 bylo odvozeno zadávací schéma pro návrhové výpočty BMK-1. Schéma je zobrazeno na obr. 9.



Obr. 9 Zadávací schéma BMK-1

3.2 VSTUPNÍ ÚDAJE PROJEKTU

- vnější průměr snímacího kotouče cca 200 mm
- celková délka zařízení cca 260 mm
- provozní otáčky pro mobilní pohony 1000ot/min
- přenášený kroutící moment max. (projektovaný) cca 1500 Nm
- průměr roztečné kružnice uložení pružin cca 165mm
- maximální vnější průměr válcové pružiny cca 25mm
- maximální volná délka válcové pružiny cca 65mm
- počet pružin pro přenos kroutícího momentu (projektovaný) 6 ks
- maximální vzájemné pootočení snímacích kotoučů do 15°
- vnější zatížení hřídele (dle schématu na obr. 2): radiálně do $F_r=2500$, axiálně do $F_a=250$ N
- požadovaná minimální životnost cca 1000 hod
- materiálové provedení ocel



4 NÁVRH NEJTUŽŠÍ PRUŽINY

K návrhovému výpočtu nejtužší pružiny je nejprve potřeba stanovit základní hodnoty, bez kterých by výpočet nebyl možný. Veškeré veličiny pro návrh nejtužší pružiny budou popsány indexem 1. Výpočty a grafy uvedené v této kapitole spadají pod normu ČSN EN 13 906-1. Z koncepční studie a katalogu firmy Hennlich Industrietechnik, spol. s r.o. pro tlačné pružiny byly tedy orientačně odvozeny tyto hodnoty:

$$s_{1\max} = 10\text{mm}$$

$s_{1\max}$... maximální stlačení pružiny

$$D_{1\max} = 26\text{mm}$$

$D_{1\max}$... maximální vnější průměr pružiny

$$G_1 = 80,4 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

G_1 ... modul pružnosti ve smyku (pro tento návrhový výpočet byla použita pružinová ocel EN 10270:1-SH (DIN 17223, C; číslo mat. 1.1200))

$$n_1 = 3,5$$

n_1 ... počet činných závitů pružiny

$$n = 6$$

n ... počet pružin

$$r_1 = 82,5\text{mm}$$

r_1 ... poloměr, ve kterém je v kotouči situován střed pružiny

$$M_{k\max} = 1500\text{Nm}$$

$M_{k\max}$... maximální provozní kroutící moment

$$F_{1\text{pmax}} = \frac{M_{k\max}}{r_1 \cdot n} \quad [\text{N}] \quad (1)$$

$$F_{1\text{pmax}} = \frac{M_{k\max}}{r_1 \cdot n} = \frac{1500}{82,5 \cdot 10^{-3} \cdot 6} = 3030,3\text{N}$$

$F_{1\text{pmax}}$... maximální provozní síla



4.1 NÁVRHOVÉ VÝPOČTY K URČENÍ PARAMETRŮ NEJTUŽŠÍ PRUŽINY

Průměr drátu navrhované tlačné pružiny se stanoví následujícím vztahem:

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot F_{1p \max} \cdot n_1 \cdot D_{1 \max}^3}{G_1 \cdot s_{1 \max}}} \quad [mm] \quad (2)$$

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot F_{1p \max} \cdot n_1 \cdot D_{1 \max}^3}{G_1 \cdot s_{1 \max}}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 3030,3 \cdot 3,5 \cdot 26^3}{80,4 \cdot 10^3 \cdot 10}} = 6,56mm$$

$d_1 \dots$ průměr drátu pružiny

Tuhost navrhované tlačné pružiny se stanoví následujícím vztahem:

$$k_1 = \frac{G_1 \cdot d_1^4}{8 \cdot n_1 \cdot D_{1 \max}^3} \quad [N/mm] \quad (3)$$

$$k_1 = \frac{G_1 \cdot d_1^4}{8 \cdot n_1 \cdot D_{1 \max}^3} = \frac{80 \cdot 10^3 \cdot 6,56^4}{8 \cdot 3,5 \cdot 26^3} = 303,03N/mm$$

$k_1 \dots$ tuhost pružiny

Poměr vinutí navrhované tlačné pružiny se stanoví následujícím vztahem:

$$i_1 = \frac{D_{1 \max} - d_1}{d_1} \quad [-] \quad (4)$$

$$i_1 = \frac{D_{1 \max} - d_1}{d_1} = \frac{26 - 6,56}{6,56} = 2,96$$

$i_1 \dots$ poměr vinutí pružiny

Drát na výrobu pružiny dle konstrukčního návrhu by měl mít průměr 6,56mm. V katalogu firmy Hennlich Industrietechnik, spol. s r.o. pro tlačné pružiny (pružinová ocel Delta tone), by tomuto rozměru nejlíže odpovídal průměr drátu 6,3mm, nebo 7,0mm. Pokud by stálo za úvahu použít pružinu tohoto výrobce, byl by zvolen rozměr drátu 6,3mm. A to z důvodu menšího vnější průměru, který by pružina měla. Menší vnější průměr je naprosto žádaný, neboť se s ním minimalizují i celkové rozměry BMK-1. Velkým nedostatkem návrhového výpočtu pružiny je fakt, že nejmenší na trhu dostupný poměr vinutí neklesne pod 3, zatímco podle návrhového výpočtu by byl pouze 2,96.

Je tedy zřejmé, že bude muset být použita pružina s větším vnějším průměrem, přibližně stejným průměrem drátu a podobnou tuhostí. Z těchto důvodů bude pro konstrukční návrhy a další návrhové výpočty použita tlačná pružina s číslem 81/66/2 od výrobce Hennlich Industrietechnik, spol. s r.o.



4.2 SPECIFIKACE NAVRHNUTÉ TLAČNÉ PRUŽINY 81/66/2

Pro popis veličin a hodnot charakterizující tuto pružinu bude použit index 2.

$$F_{2p\max} = F_{1p\max} = 3030,3N$$

$F_{2p\max}$... maximální provozní síla

$$F_{2\max} = 3339,2N$$

$F_{2\max}$... maximální přípustná síla

$$D_e = 31,1mm$$

$$d_2 = 6,3mm$$

$$n_2 = 4,5$$

$$k_2 = 220,90N/mm$$

Výpočet poměru vinutí:

$$i_2 = \frac{D_e - d_2}{d_2} \quad [-] \quad (5)$$

$$i_2 = \frac{D_e - d_2}{d_2} = \frac{31,1}{6,3} = 3,94$$

Výpočet maximálního provozního a maximálního přípustného stlačení pružiny:

$$s_{2p\max} = \frac{F_{2p\max}}{k_2} \quad [mm] \quad (6)$$

$$s_{2p\max} = \frac{F_{2p\max}}{k_2} = \frac{3030,3}{220,9} = 13,72mm$$

$s_{2p\max}$... maximální provozní stlačení pružiny

$$s_{2\max} = \frac{F_{2\max}}{k_2} \quad [mm] \quad (7)$$

$$s_{2\max} = \frac{F_{2\max}}{k_2} = \frac{3339,2}{220,9} = 15,12mm$$

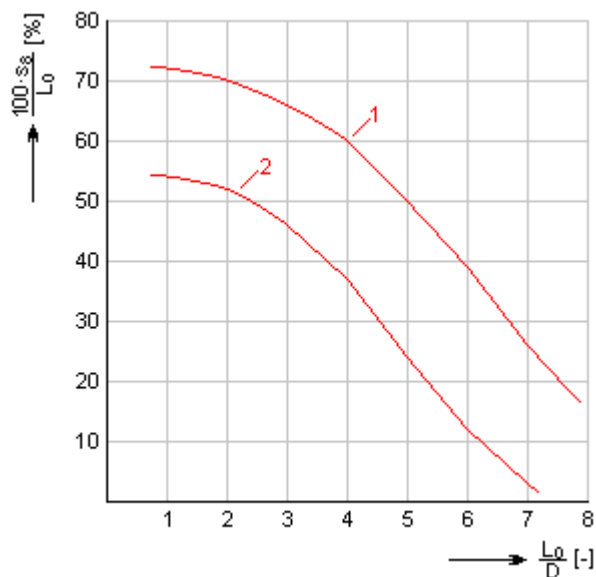
$s_{2\max}$... maximální přípustné stlačení pružiny



4.3 KONTROLA PRUŽINY VŮČI VZPĚRNÉMU VYBOČENÍ

Pružinu stačí zkontrolovat pouze na vzpěrné vybočení. Na mezní stav pružnosti (dále jen MSP) nemusí být kontrolována, neboť je to konkrétní produkt dané firmy a musí tedy splňovat podmínky MSP, pokud je zaručen ten fakt, že $F_{2pmax} < F_{2max}$.

Požadované pracovní vychýlení (určeno jako procentuelní poměr volné délky pružiny L_0), musí být menší než mezní vychýlení určené pro zadaný štíhlostní poměr L_0/D určený danou křivkou, dle obr. 10.



Obr. 10 Závislost pracovního vychýlení na štíhlostním poměru [10]

$$s_{2pmax} = \frac{F_{2pmax}}{k_2} = \frac{3030,3}{220,9} = 13,72mm$$

$$L_0 = 60,0mm$$

L_0 ... délka pružiny v nezátžbeném stavu

$$D_2 = 24,8mm$$

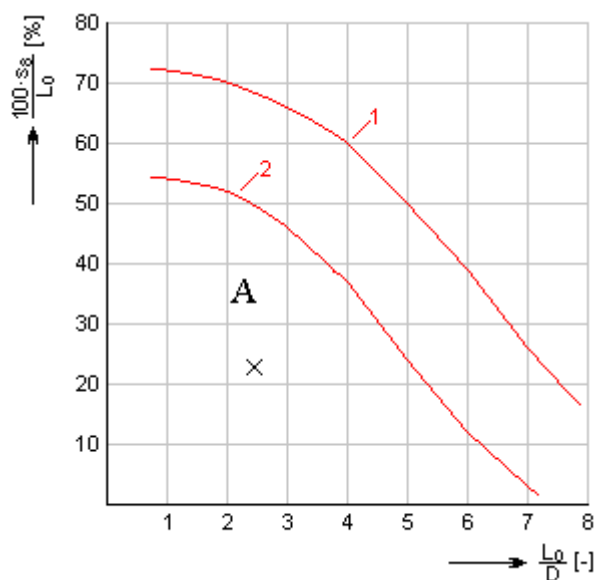
D_2 ... střední průměr pružiny

$$\frac{L_0}{D_2} = \frac{60,0}{24,8} = 2,42$$

$$\frac{s_{2pmax}}{L_0} \cdot 100 = \frac{13,72}{60} \cdot 100 = 22,87\%$$



Pro zatížení pružin v BMK-1 je brána v potaz křivka 2 z obr. 10, jelikož ta se vztahuje k nerovnoběžným obrobeným dosedacím plochám a nevedenému uložení (bez zatížení sice dosedací plochy rovnoběžné jsou, ale za chodu nikoli). Vyhodnocení kontroly bezpečnosti vůči vybočení je zobrazeno v obr. 11, kde bod A představuje maximální provozní vybočení tlačné pružiny 81/66/2. Pružina je bezpečná vůči mezní stavu vybočení.



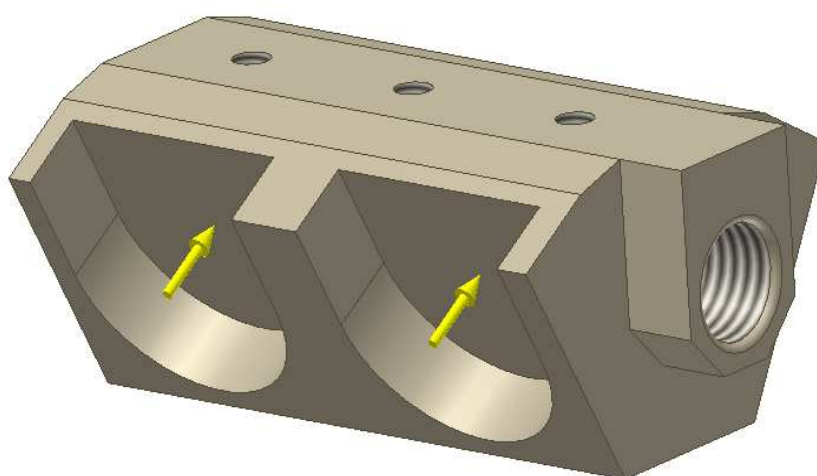
Obr. 11 Vyhodnocení kontroly vůči vybočení [10]



5 NÁVRH PALCE PRUŽIN

Palec pružin je součástí, která slouží k přenášení momentu mezi jednotlivými kotouči. V koncepčním návrhu byl pro použití v BMK-1 stanoven počet šesti palců a z tohoto návrhu také vychází následné výpočty sil působících na jednotlivé pružiny (kterých je také šest). Palec bude z principu své funkce namáhán kombinací ohybového a smykového napětí a je třeba jej zkontrolovat vůči meznímu stavu pružnosti.

Palec je přišroubován ke kotouči šroubem M16, a zároveň se opírá oběma stěnami drážky vyfrézované v kotouči. Lze ho tedy považovat za vetknutý. Celková velikost palce se oproti koncepčnímu návrhu zvětší, z důvodu většího vnějšího průměru pružin. Silové působení na palec je zobrazeno na obr. 12.



Obr. 12 Silové zatížení návrhu palce pružin

5.1 VÝPOČET VVÚ PALCE PRUŽIN

Palec bude pro zjednodušení výpočtů považován za přímý prizmatický 3D prut, který je na jednom svém konci vetknutý. Je zatížen dvojicí sil o stejné velikosti, viz obr. 13. Na obr. 14 je znázorněn průběh všech VVÚ. Platí:

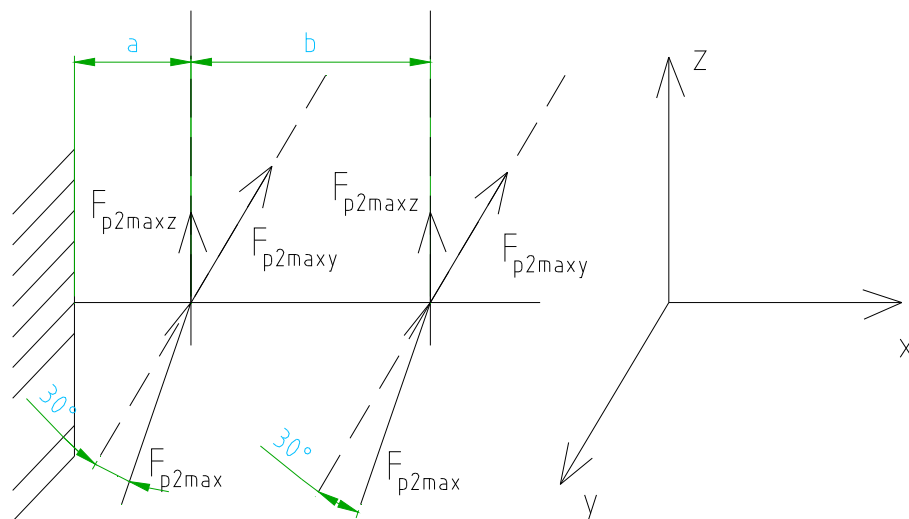
$$a = 20,05\text{mm}$$

$$b = 41,1\text{mm}$$

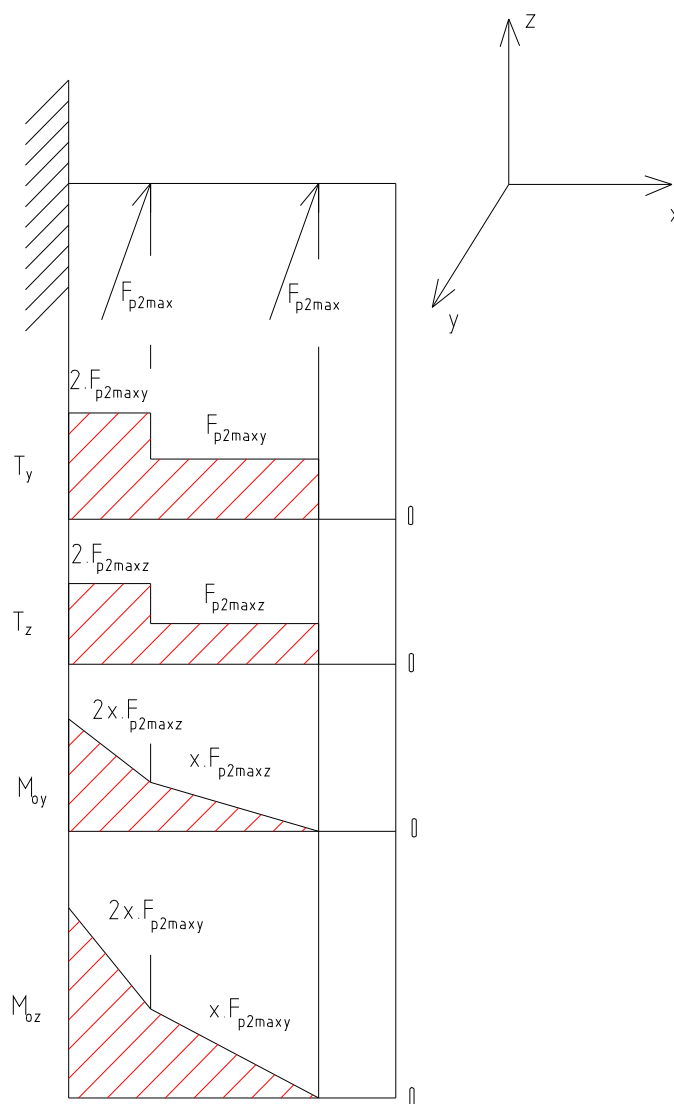
$$\alpha = 30^\circ$$

$$F_{p2\max y} = \cos(\alpha) \cdot F_{p2\max} = 0,866 \cdot 3030,3 = 2624,06\text{N}$$

$$F_{p2\max z} = \sin(\alpha) \cdot F_{p2\max} = 0,5 \cdot 3030,3 = 1515,15\text{N}$$



Obr. 13 Schéma silového zatížení palce

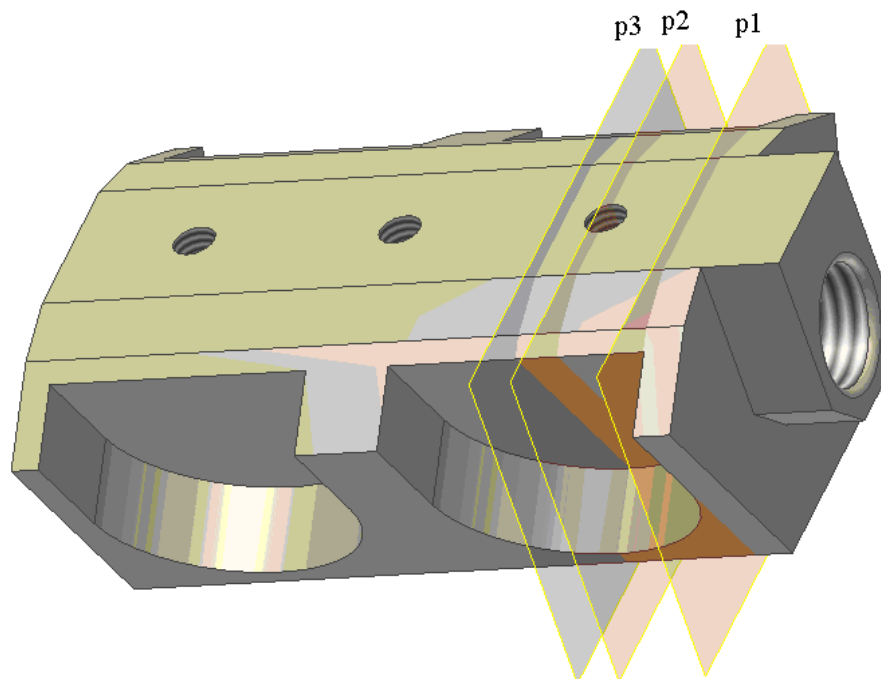


Obr. 14 Průběhy VVÚ v palci

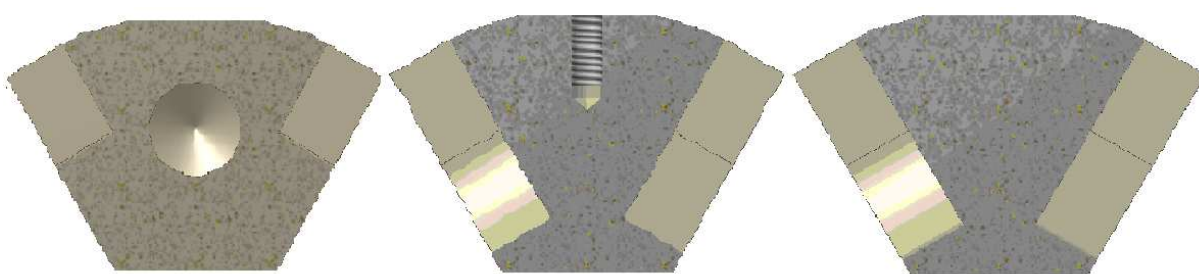


5.2 VÝPOČET KOMBINOVANÉHO NAMÁHÁNÍ V NEBEZPEČNÝCH PRŮŘEZECH

Palec je vetknutý a největší ohybový moment i posouvající síla působí právě ve vetknutí. I přesto průřez těsně před vetknutím nebezpečný nebude, jelikož jeho rozměry jsou větší, než rozměry v průřezech vedených vyfrézovanými drážkami. Z těchto důvodů bude palec kontrolován na MSP v průřezech p_1 , p_2 , p_3 podle obr. 15. Průřezy jsou znázorněny na obr. 16.



Obr. 15 Nebezpečné průřezy



Obr. 16 Nebezpečné průřezy z leva: p_1 , p_2 , p_3



K výpočtům napětí v daných nebezpečných průřezech je třeba znát moduly průřezů v ohybu a také jejich obsahy, stejně tak jako hodnoty ohybových momentů a posouvajících sil. Tyto hodnoty byly určeny následovně:

$$W_{oyp1} = 6,9841 \cdot 10^{-6} m^3$$

W_{oyp1} ... modul průřezu v ohybu v ose y průřezu p₁

$$W_{ozp1} = 5,4156 \cdot 10^{-6} m^3$$

W_{ozp1} ... modul průřezu v ohybu v ose z průřezu p₁

$$W_{oyp2} = 5,1591 \cdot 10^{-6} m^3$$

W_{oyp2} ... modul průřezu v ohybu v ose y průřezu p₂

$$W_{ozp2} = 3,2866 \cdot 10^{-6} m^3$$

W_{ozp2} ... modul průřezu v ohybu v ose z průřezu p₂

$$W_{oyp3} = 5,0427 \cdot 10^{-6} m^3$$

W_{oyp3} ... modul průřezu v ohybu v ose y průřezu p₃

$$W_{ozp3} = 3,2123 \cdot 10^{-6} m^3$$

W_{ozp3} ... modul průřezu v ohybu v ose z průřezu p₃

$$S_{p1} = 1,0112 \cdot 10^{-3} m^2$$

S_{p1} ... obsah průřezu p₁

$$S_{p2} = 0,8785 \cdot 10^{-3} m^2$$

S_{p2} ... obsah průřezu p₂

$$S_{p3} = 0,9240 \cdot 10^{-3} m^2$$

S_{p3} ... obsah průřezu p₃

$$M_{oyp1} = 109,38 Nm$$

M_{oyp1} ... velikost ohybového momentu v ose y průřezu p₁



$$M_{ozp1} = 189,46 Nm$$

M_{ozp1} ... velikost ohybového momentu v ose z průřezu p_1

$$T_{yp1} = T_{yp2} = T_{yp3} = 5248,11 N$$

T_{yp1} ... velikost posouvající síly v ose y průřezu p_1

T_{yp2} ... velikost posouvající síly v ose y průřezu p_2

T_{yp3} ... velikost posouvající síly v ose y průřezu p_3

$$T_{zp1} = T_{zp2} = T_{zp3} = 3030,3 N$$

T_{zp1} ... velikost posouvající síly v ose z průřezu p_1

T_{zp2} ... velikost posouvající síly v ose z průřezu p_2

T_{zp3} ... velikost posouvající síly v ose z průřezu p_3

$$M_{oyp2} = 77,57 Nm$$

M_{oyp2} ... velikost ohybového momentu v ose y průřezu p_2

$$M_{ozp2} = 134,35 Nm$$

M_{ozp2} ... velikost ohybového momentu v ose z průřezu p_2

$$M_{oyp3} = 62,27 Nm$$

M_{oyp3} ... velikost ohybového momentu v ose y průřezu p_3

$$M_{ozp3} = 107,85 Nm$$

M_{ozp3} ... velikost ohybového momentu v ose z průřezu p_3

Ani jeden z průřezů nemá hladký spojitý tvar, obsahují díry a jiné koncentrátoři napětí. Proto byly stanoveny tyto hodnoty součinitelů koncentrace napětí na jednotlivých průřezech:

$$\alpha_{p1} = 2,3$$

α_{p1} ... součinitel koncentrace napětí v přechodu z drážky do plného profilu průřezu p_1 , kde poloměr zaoblení drážky je 1 mm



$$\alpha_{p2} = 2$$

α_{p2} ... součinitel koncentrace napětí v díře průřezu p_2

$$\alpha_{p3} = 1,8$$

α_{p3} ... součinitel koncentrace napětí v přechodu z drážky do plného profilu průřezu p_3 , kde poloměr zaoblení drážky je 1mm

Ke zjištění jednotlivých napětí bude použito vzorců na výpočet redukovaného napětí mezi ohybovým a smykovým napětím. Výpočty budou vycházet ze vztahu pro výpočet redukovaného napětí podle podmínky $\max \tau$. Tato podmínka je na rozdíl od podmínky HMMH více konzervativní a bezpečnost zjištěná podle této podmínky bude tím pádem menší.

$$\sigma_{\max \tau} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad [Pa] \quad (8)$$

$\sigma_{\max \tau}$... redukované napětí podle podmínky $\max \tau$

K výpočtům ohybového a smykového napětí se využijí následující vztahy:

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \quad [Pa] \quad (9)$$

σ ... napětí v ohybu

$$\tau = \frac{T}{S} \quad [Pa] \quad (10)$$

τ ... napětí ve smyku

Výpočty jednotlivých napětí:

$$\sigma_{yp1} = \alpha_{p1} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{oyp1}}{W_{oyp1}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{yp1}}{S_{p1}}\right)^2} \quad [Pa] \quad (11)$$

$$\sigma_{yp1} = \alpha_{p1} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{oyp1}}{W_{oyp1}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{yp1}}{S_{p1}}\right)^2} = 2,3 \cdot \sqrt{\left(\frac{109,38}{6,9841 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{5248,11}{1,0112 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 48,1 \text{ Mpa}$$

σ_{yp1} ... redukované napětí v ose y průřezu p_1

$$\sigma_{zp1} = \alpha_{p1} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{ozp1}}{W_{ozp1}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{zp1}}{S_{p1}}\right)^2} \quad [Pa] \quad (12)$$



$$\sigma_{zp1} = \alpha_{p1} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{ozp1}}{W_{ozp1}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{zp1}}{S_{p1}}\right)^2} = 2,2 \cdot \sqrt{\left(\frac{189,457}{5,4156 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{3030,3}{1,0112 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 82,5 \text{ Mpa}$$

σ_{zp1} ... redukované napětí v ose y průřezu p₁

$$\sigma_{yp2} = \alpha_{p2} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{oyp2}}{W_{oyp2}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{yp2}}{S_{p2}}\right)^2} \quad [Pa] \quad (13)$$

$$\sigma_{yp2} = \alpha_{p2} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{oyp2}}{W_{oyp2}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{yp2}}{S_{p2}}\right)^2} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{77,568}{5,1591 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{5248,11}{0,8785 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 43,8 \text{ Mpa}$$

σ_{yp2} ... redukované napětí v ose y průřezu p₂

$$\sigma_{zp2} = \alpha_{p2} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{ozp2}}{W_{ozp2}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{zp2}}{S_{p2}}\right)^2} \quad [Pa] \quad (14)$$

$$\sigma_{zp2} = \alpha_{p2} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{ozp2}}{W_{ozp2}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{zp2}}{S_{p2}}\right)^2} = 1,9 \cdot \sqrt{\left(\frac{134,35}{3,3866 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{3030,3}{0,8785 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 81,5 \text{ Mpa}$$

σ_{zp2} ... redukované napětí v ose y průřezu p₂

$$\sigma_{yp3} = \alpha_{p3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{oyp3}}{W_{oyp3}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{yp3}}{S_{p3}}\right)^2} \quad [Pa] \quad (15)$$

$$\sigma_{yp3} = \alpha_{p3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{oyp3}}{W_{oyp3}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{yp3}}{S_{p3}}\right)^2} = 1,8 \cdot \sqrt{\left(\frac{62,27}{5,0427 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{5248,11}{0,924 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 35,2 \text{ Mpa}$$

σ_{yp3} ... redukované napětí v ose y průřezu p₃

$$\sigma_{zp3} = \alpha_{p3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{ozp3}}{W_{ozp3}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{zp3}}{S_{p3}}\right)^2} \quad [Pa] \quad (16)$$

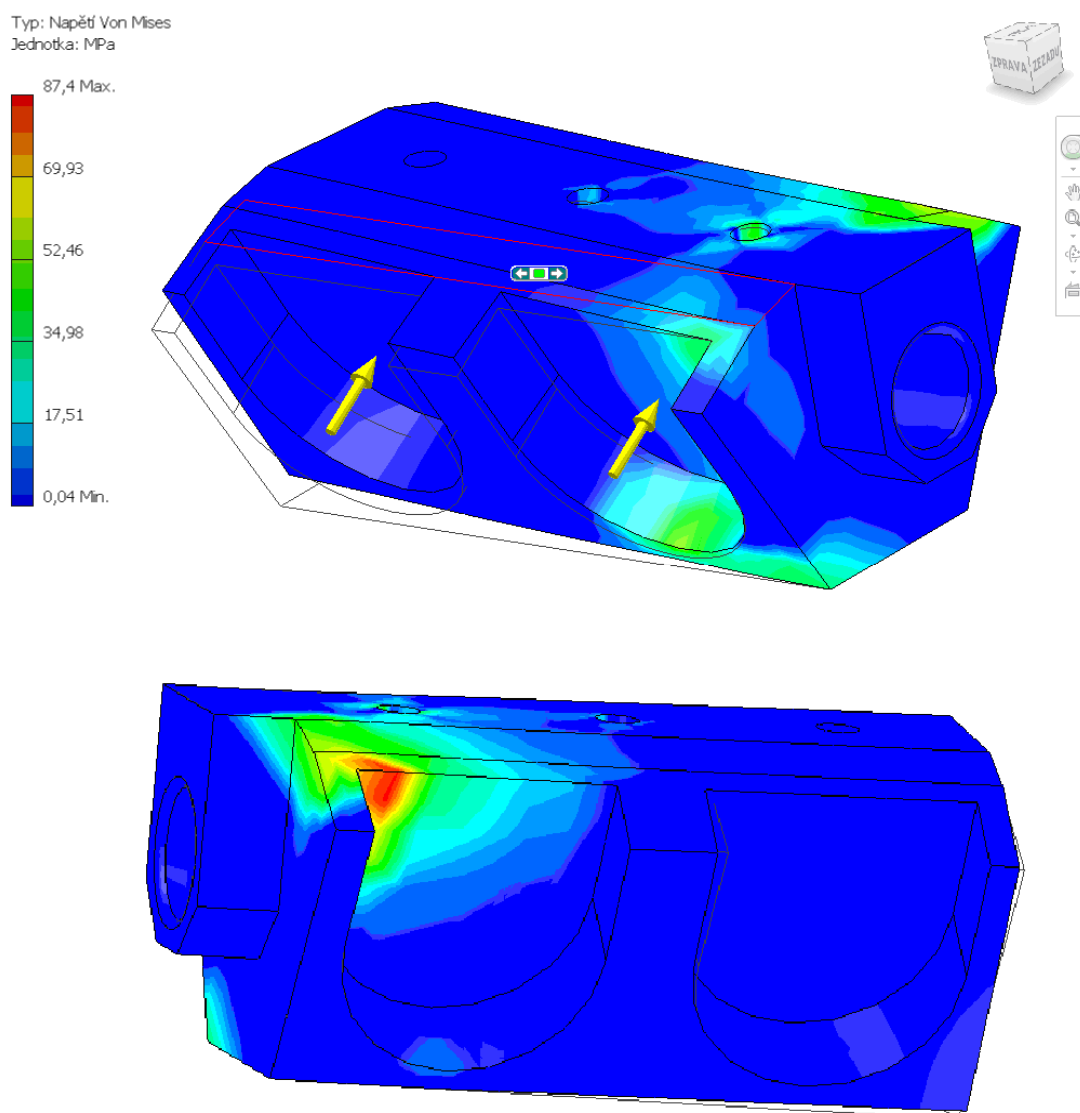
$$\sigma_{zp3} = \alpha_{p3} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{ozp3}}{W_{ozp3}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{T_{zp3}}{S_{p3}}\right)^2} = 1,8 \cdot \sqrt{\left(\frac{107,85}{3,2123 \cdot 10^{-6}}\right)^2 + 4 \cdot \left(\frac{3030,3}{0,924 \cdot 10^{-3}}\right)^2} = 62,5 \text{ Mpa}$$



σ_{p3} ... redukované napětí v ose y průřezu p_3

Maximální napětí nedosahuje ani hodnoty přes 90MPa. Pokud by jako materiál pro výrobu palce byla použita ocel 11500 s minimální mezí kluzu $R_e=245\text{Mpa}$, byla by hodnota bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti 2,7. Materiál 11500 bude proto zvolen k výrobě palců pružin.

Pro orientační kontrolu předchozích pevnostních výpočtů byl v programu Autodesk Inventor Professional 2010 vytvořen model, který odpovídá zatížení vetknutého palce. Simulace zatížení je zobrazena na obr. 17. Výsledek simulace se oproti výpočtům liší o 6%.



Obr. 17 Průběh napětí Von Misses



6 NÁVRH LOŽISEK

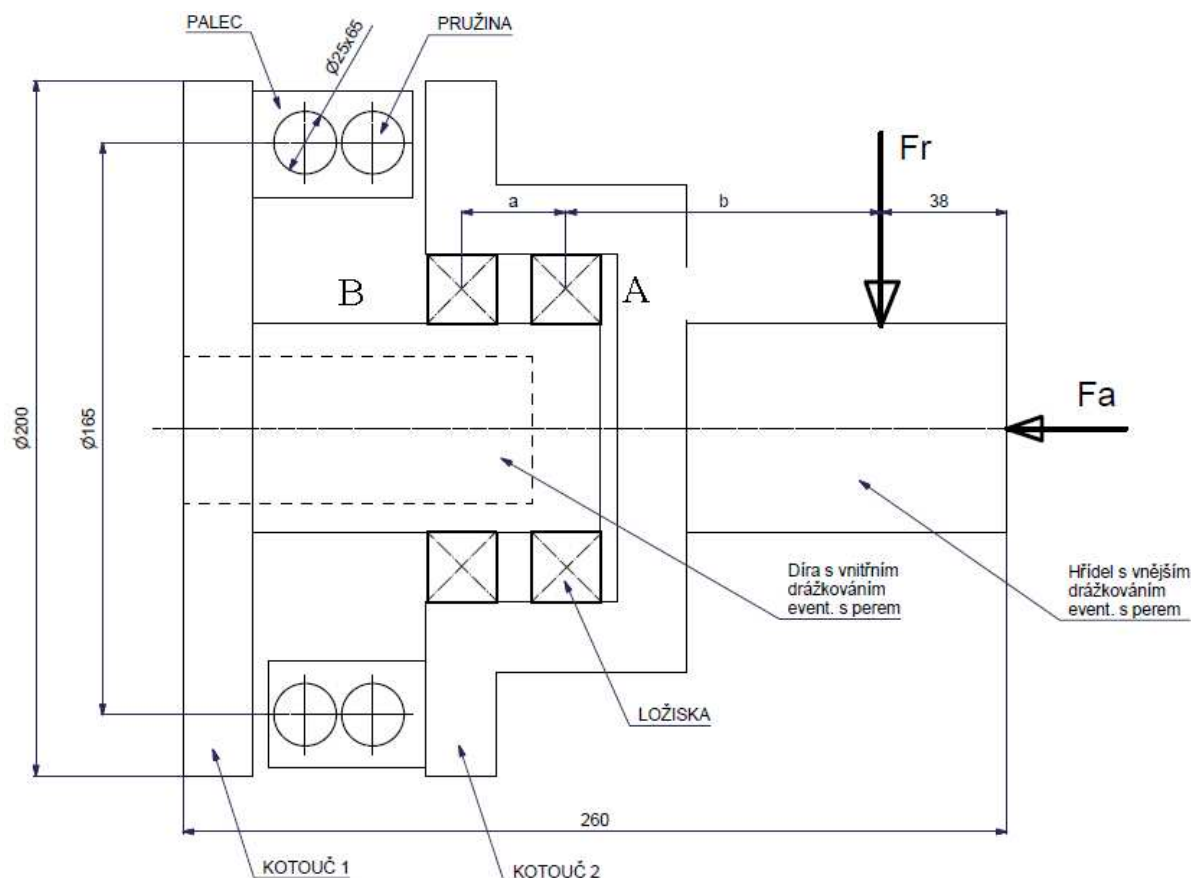
Z koncepčního návrhu vyplývá, že použitá ložiska budou mít vnitřní průměr 60mm. Požadovaná minimální trvanlivost je 1000 hodin. Z důvodu, že je ložisko zatíženo radiální, ale i axiální silou, budou pro návrhové výpočty použita jednořadá kuželíková ložiska SKF a návrhové výpočty trvanlivosti ložisek budou vycházet z katalogů tohoto výrobce. Je docela možné, že výsledná trvanlivost bude díky vstupním parametrům (zadané síly a vnitřní průměr ložiska) daleko vyšší, než požadovaných 1000 hodin. Jelikož ložiska budou sloužit především k zachycení statického působení sil (vychází to z obecného předpokladu, že staticky zatížené ložiska jsou ta, která mají otáčky menší, než 10 ot/min), bude jejich trvanlivost počítána dle postupu pro určení ekvivalentního statického namáhání, nikoli dynamického. Návrhové výpočty budou vycházet ze schématu na obr. 18, kde platí:

$$F_r = 2500N$$

$$F_a = 250N$$

$$a = 65,5mm$$

$$b = 109,5mm$$

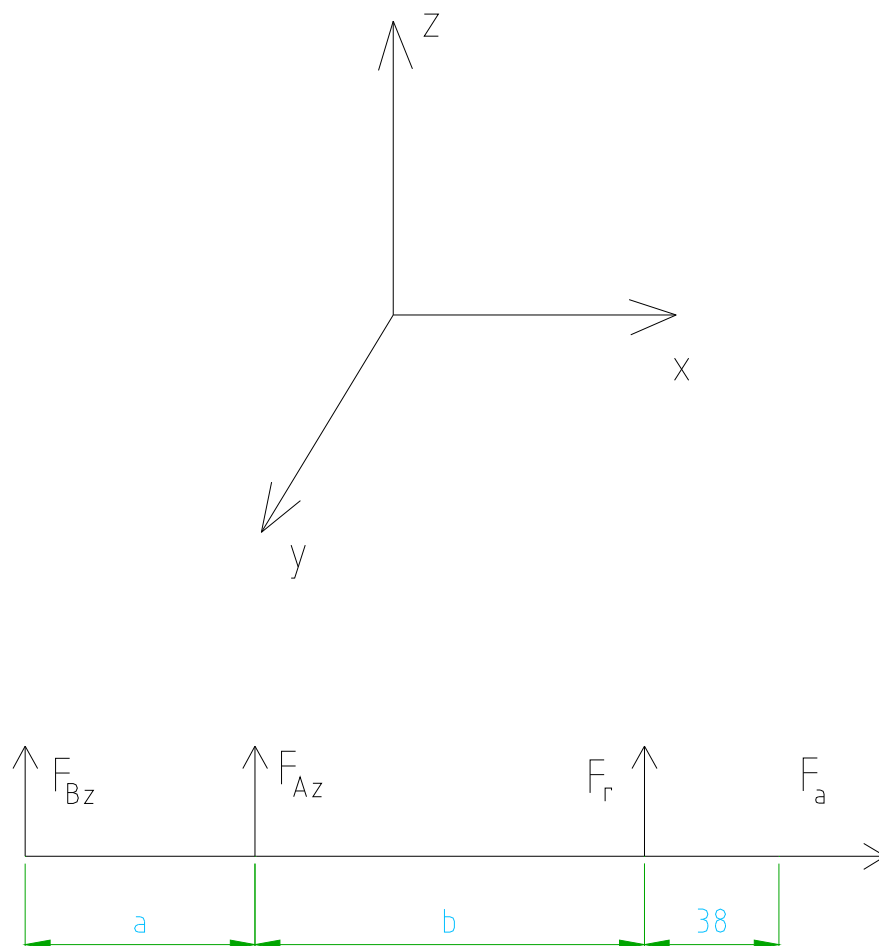


Obr. 18 Schéma BMK-1



6.1 STATICKÁ ROVNOVÁHA

K výpočtu velikosti radiálních sil působících na ložiska bude využito statické rovnováhy soustavy znázorněné na obr. 19.



Obr. 19 Schéma zatížení ložisek

Silová rovnováha v ose z:

$$\sum F_z = 0 = F_{Bz} + F_{Az} + F_r$$

Momentová rovnováha v ose y v bodě B:

$$\sum M_{By} = 0 = F_{Az} \cdot a + F_r \cdot (a+b)$$

Řešení této soustavy rovnic:

$$F_{Az} = -6679,39\text{N}$$

$$F_{Bz} = 4179,39\text{N}$$



6.2 VOLBA LOŽISKA A VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO ZATÍŽENÍ

Jak již bylo zmíněno výše, ložiska budou volena z katalogu SKF pro jednořadá kuželíková ložiska. Z principu uložení vyplývá, že ložiska budou uložena zády k sobě, tedy v tzv. uložení do „O“. Pro prvotní návrhový výpočet budou použita ložiska s nejmenším možným průměrem vnějšího kroužku k zadanému průměru vnitřního kroužku (60mm) a těmi jsou ložiska 32012 X/QCL7C explorer. Parametry ložisek:

$$d = 60\text{mm}$$

d ... vnitřní průměr ložiska

$$D = 95\text{mm}$$

D ... vnější průměr ložiska

$$T = 23\text{mm}$$

T ... šířka ložiska

$$C_0 = 122\text{kN}$$

C_0 ... statická únosnost

$$P_u = 13,4\text{kN}$$

P_u ... mezní únavové zatížení

$$Y_0 = 0,8$$

$$Y = 1,4$$

Y_0, Y ... výpočtové součinitele

K výpočtům axiálních sil působících na jednotlivá ložiska bude využito postupu podle obr. 20. Nejdříve musí být zjištěno, který ze zatěžovacích případů nastává. Platí:

$$F_{rA} = -F_{Az} = 6679,39\text{N}$$

$$F_{rB} = F_{Bz} = 4179,39\text{N}$$

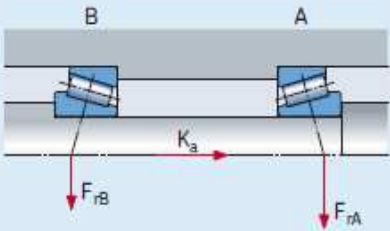
$$K_A = F_a = 250\text{N}$$

$$\frac{F_{rA}}{Y} = 4452,9\text{N}$$

$$\frac{F_{rB}}{Y} = 2786,2\text{N}$$



$$\frac{F_{rA}}{Y} \geq \frac{F_{rB}}{Y}$$

Uložení	Zatěžovací případ	Axiální síly	
Zády k sobě (do "0") 	1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = \frac{0,5 F_{rA}}{Y_A}$	$F_{aB} = F_{aA} + K_a$
	1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$ $K_a < 0,5 \left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right)$	$F_{aA} = F_{aB} - K_a$	$F_{aB} = \frac{0,5 F_{rB}}{Y_B}$

Obr. 20 Zatěžovací případy ložisek uložených do "0" [11]

Podle obr. 13 nastává zatěžovací případ 1a)

$$F_{aA} = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y} \quad [N] \quad (17)$$

$$F_{aA} = 0,5 \cdot \frac{F_{rA}}{Y} = 0,5 \cdot \frac{6679,39}{1,5} = 2226,46N$$

F_{aA} ... axiální síla působící na ložisko A

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a \quad [N] \quad (18)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 2226,46 + 250 = 2476,46N$$

F_{aB} ... axiální síla působící na ložisko B

K výpočtům ekvivalentního statického zatížení ložisek bude použito přepočtených vztahů uvedených v katalogu SKF pro jednořadá kuželíková ložiska. Pokud je poměr axiální a radiální síly menší, než hodnota součinitele e , je ekvivalentní dynamické zatížení rovno hodnotě radiální síly. Pokud je poměr menší, používá se vztah:



$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [N] \quad (19)$$

P_0 ... ekvivalentní statické zatížení

$$P_{0A} = 0,5 \cdot F_{rA} + Y_0 \cdot F_{aA} = 0,5 \cdot 6679,39 + 0,8 \cdot 2226,46 = 5120,86N$$

P_{0A} ... ekvivalentní statické zatížení ložiska A

Ale platí: $P_0 \leq F_r \Rightarrow P_0 = F_r$

$$P_{0A} \leq F_{rA} \Rightarrow P_{0A} = F_{rA} = 6679,39N$$

$$P_{0B} = 0,5 \cdot F_{rB} + Y_0 \cdot F_{aB} = 0,5 \cdot 4179,39 + 0,8 \cdot 2476,46 = 4070,86N$$

P_{0B} ... ekvivalentní statické zatížení ložiska B

$$P_{0B} \leq F_{rB} \Rightarrow P_{0B} = F_{rB} = 4179,39N$$

Požadavek na minimální zatížení ložiska podle SKF:

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C \quad [N] \quad (20)$$

F_{rm} ... minimální zatížení

$$C = 95kN$$

C ... dynamická únosnost

$$F_{rmA} = F_{rmB} = 0,02 \cdot C = 0,02 \cdot 95000 = 1900N$$

F_{rmA}, F_{rmB} ... minimální požadované zatížení ložisek A, B

Obě ložiska vyhovují požadavku minimálního zatížení. [11]

6.3 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

Výpočet trvanlivosti ložisek se provede podle vztahu 21, kde hodnota součinitele a_1 bude odvozena z obr. 21 a hodnota součinitele a_{skf} z grafu 2. Součinitel p nabývá hodnoty 3 v případě ložisek s bodovým stykem a hodnoty 10/3 v případě ložisek s čárovým stykem.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{skf} \cdot \left(\frac{C}{P_0} \right)^p \quad [10^6 \text{ ot}] \quad (21)$$

Pro návrhový výpočet budou použity ložiska se spolehlivostí 96 procent a hodnota součinitele spolehlivosti tedy bude:

$$a_1 = 0,53$$



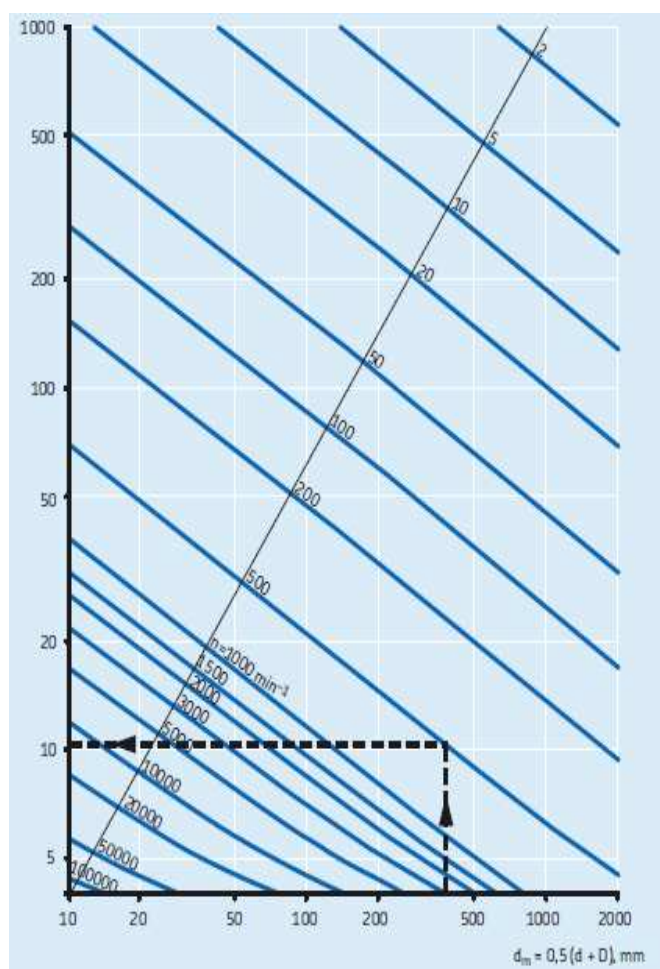
Spolehlivost %	Pravděpodobnost havárie n %	Trvanlivost podle SKF L_{nm}	Součinitel a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Obr. 21 Hodnoty součinitele spolehlivosti a_1 [12]

Pro určení součinitele a_{skf} potřebuji znát tyto parametry:

v ... skutečná provozní viskozita maziva při 40°C (použité mazivo: SKF LGMT 2)

v_1 ... viskozita, která ještě zajišťuje správné mazání (odečtena z grafu 1 pro otáčky 1000 min^{-1})



Graf 1 Závislost minimální kinematické viskozity na velikosti ložiska [12]



κ ... veličina vypočtená jako poměr viskozit

η_c ... součinitel znečištění (značí vliv znečištění maziva na výpočet trvanlivosti ložiska)

$$v = 110 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

$$v_1 = 18 \text{ mm}^2 / \text{s}$$

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{110}{18} = 6,1 = 4$$

Pro součinitel κ platí, že pokud je pro dané viskozity větší než 4, volí se roven 4.

$\eta_c = 0,3$ (pro typické znečištění maziva)

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_{0A}} = 0,3 \cdot \frac{13400}{6679,39} = 0,602$$

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_{0B}} = 0,3 \cdot \frac{13400}{4179,39} = 0,962$$

$$a_{skfA} = 3$$

$$a_{skfB} = 5$$

$$L_{nmA} = a_1 \cdot a_{skfA} \cdot \left(\frac{C_0}{P_{0A}} \right)^p \quad [\text{ot}] \quad (22)$$

$$L_{nmA} = a_1 \cdot a_{skfA} \cdot \left(\frac{C_0}{P_{0A}} \right)^p = 0,52 \cdot 3 \cdot \left(\frac{122000}{6679,39} \right)^{10/3} = 25034 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_{10A} = \frac{L_{nmA}}{n \cdot 60} \quad [\text{hod}] \quad (23)$$

$$L_{10A} = \frac{L_{nmA}}{n \cdot 60} = \frac{25034 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 417233 \text{ hod}$$

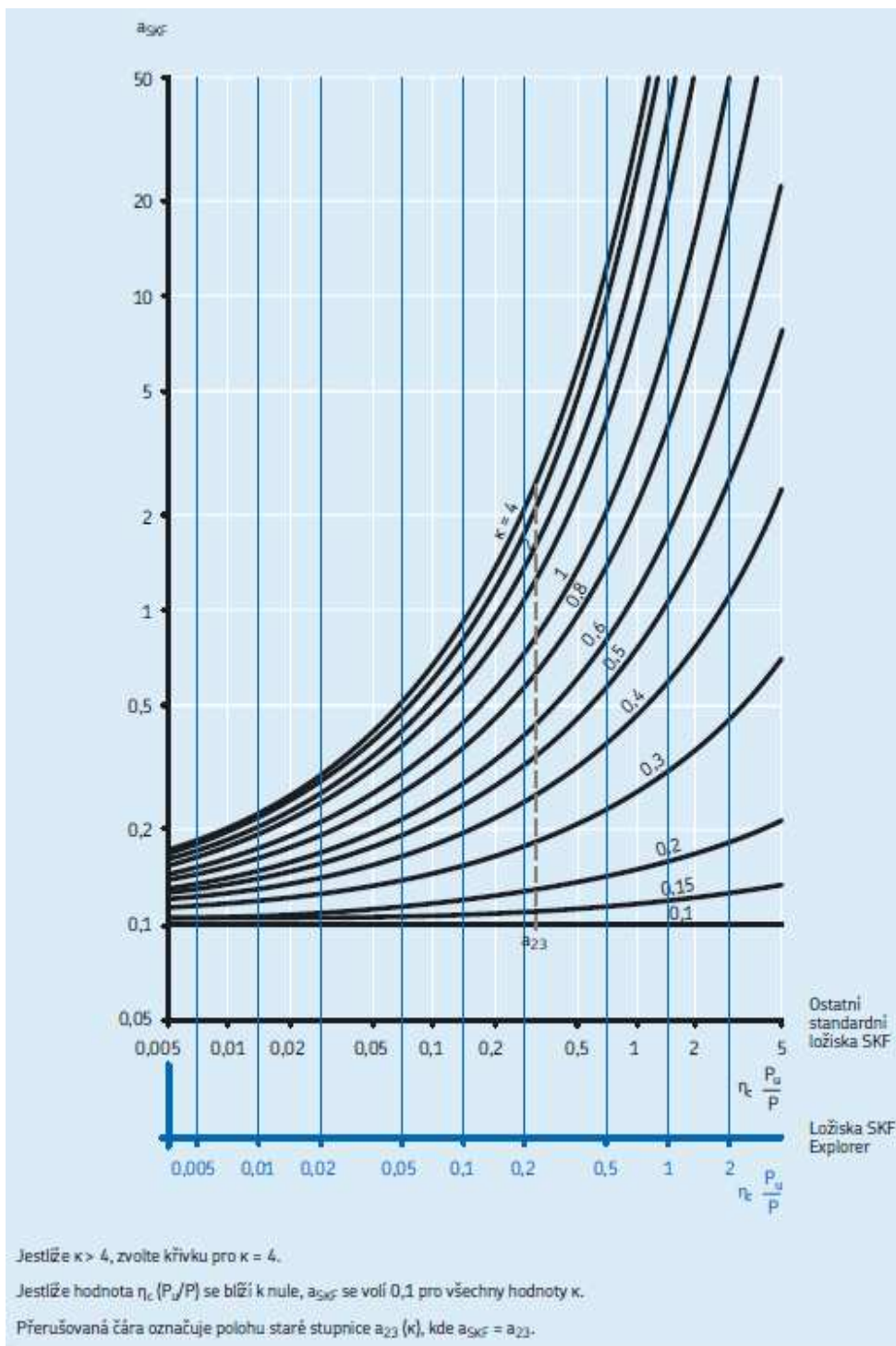
$$L_{nmB} = a_1 \cdot a_{skfB} \cdot \left(\frac{C_0}{P_{0B}} \right)^p \quad [\text{ot}] \quad (24)$$

$$L_{nmB} = a_1 \cdot a_{skfB} \cdot \left(\frac{C_0}{P_{0B}} \right)^p = 0,52 \cdot 5 \cdot \left(\frac{122000}{4179,39} \right)^{10/3} = 199127 \cdot 10^6 \text{ ot}$$



$$L_{10B} = \frac{L_{nmB}}{n \cdot 60} \quad [hod] \quad (25)$$

$$L_{10B} = \frac{L_{nmB}}{n \cdot 60} = \frac{199127 \cdot 10^6}{1000 \cdot 60} = 3,32 \cdot 10^6 \text{ hod}$$



Graf 2 Graf pro určení součinitele a_{skf} [12]



7 POSOUZENÍ VLIVU ROTACE NA SOUČÁSTI BMK-1

Zařízení BMK-1 bude při plnění své funkce rotovat a tudíž na jednotlivé součásti budou působit odstředivé síly. Nejvýrazněji se silové působení projeví na palcích pružin a na kolících, které budou sloužit jako ochrana proti reverzaci (viz. kapitola 8). Jak již bylo zmíněno výše, palec je z hlediska bezpečnostních výpočtů považován za vetknutý a stejně tak s ním bude zacházeno i v případě působení odstředivých sil. Naopak kolík je uložen volně v drážkách pro pružiny a působení odstředivých sil se projeví jeho snahou z drážek vyjet ven. V tom mu brání krytky pružin, které zabraňují také úniku pružin a o které se kolík ve dvou bodech opře.

$$m_p = 0,701kg$$

m_p ... hmotnost palce pružin

$$m_k = 0,331kg$$

m_k ... hmotnost kolíku

$$F_{odp} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r_{tp} \quad [N] \quad (26)$$

F_{odp} ...odstředivá síla působící v těžišti palce

ω ... úhlová rychlost ($\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, kde n jsou otáčky v m/s)

$$r_{tp} = 85mm$$

r_{tp} ... poloměr na kterém rotuje těžiště palce

$$F_{odp} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r_{tp} = 0,701 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 16,67)^2 \cdot 0,085 = 653,7N$$

$$F_{odk} = m_k \cdot \omega^2 \cdot r_{tk} \quad [N] \quad (27)$$

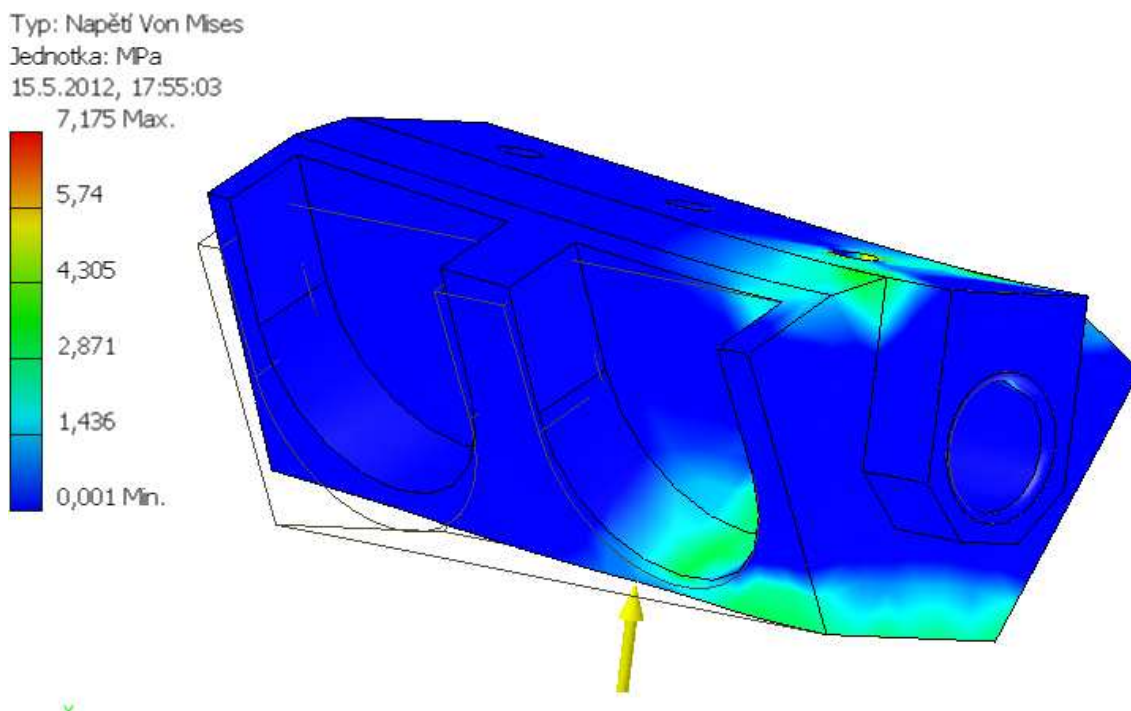
F_{odk} ...odstředivá síla působící v těžišti kolíku

$$r_{tk} = 76,85mm$$

r_{tk} ... poloměr na kterém rotuje těžiště kolíku

$$F_{odk} = m_k \cdot \omega^2 \cdot r_{tk} = 0,331 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 16,67)^2 \cdot 0,07685 = 279,1N$$

F_{odp} je tedy výsledná odstředivá síla, která působí na palec pružin. V porovnání se silami působících pružin je pětina a ve výsledku se výrazně neprojeví. Síla působí kolmo k ose rotace BMK-1 a ve výsledku bude vytvářet ohybový moment a posouvající sílu ve vetknutém palci. Napětí, které tato síla vyvolá se sečte s napětím vyvolaným působením pružin. Průběh napětí od odstředivé síly je znázorněn na obr. 22.



Obr. 22 Průběh napětí v palci od odstředivé síly

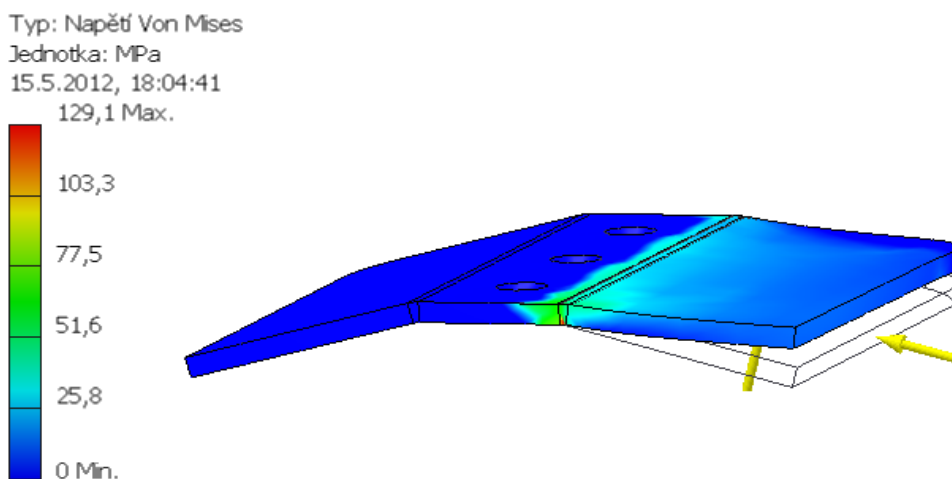
Ve výsledku bude na palec působit maximální napětí 90MPa. Palec bude vyhovovat z hlediska mezního stavu pružnosti. F_{odk} je odstředivá síla, která působí v těžišti kolíku a ten poté tlačí na krytky palce. Výsledek působení je zahrnut v kapitole 8 při návrhu krytky.



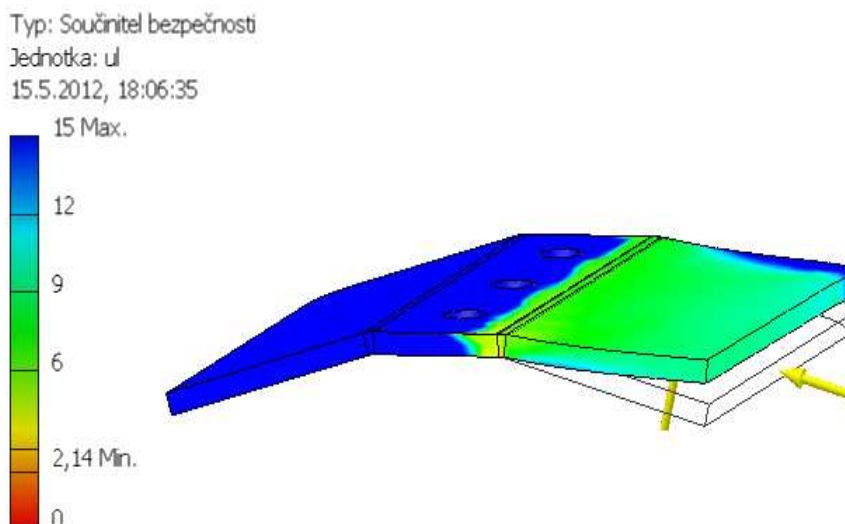
8 NÁVRHY DALŠÍCH KOMPONENT

8.1 KRYTKY PALCE PRUŽIN

Krytka palce pružin plní dvě funkce. První z nich je taková, že zabraňuje pružinám, aby vypadly z drážek a druhá funkce je bezpečnostní. Při rozběhu zařízení dochází k okamžitému skoku z nulových otáček na otáčky provozní, které představují 1000 ot/min^{-1} . Při takovémto skoku vznikají velké rázy a pružiny na tyto rázy nejsou dimenzované. K zachycení těchto rázů slouží právě krytky palců. Z důvodu zjednodušení výpočtů, bylo pro kontrolu těchto krytek využito simulace v programu Autocad Inventor Professional 2010. Zatížení bylo zvoleno tak, že síly, která působily na krytky, odpovídaly dvojnásobnému momentu, jaký maximálně působí na pružiny. Tzn. momentu o hodnotě 3000 Nm . Výsledek simulace takového zatížení je na obr. 23 a 24. Materiálem krytky je ocel 11600 s mezí kluzu 305 MPa .



Obr. 23 Zatížení a průběh napětí v krytce



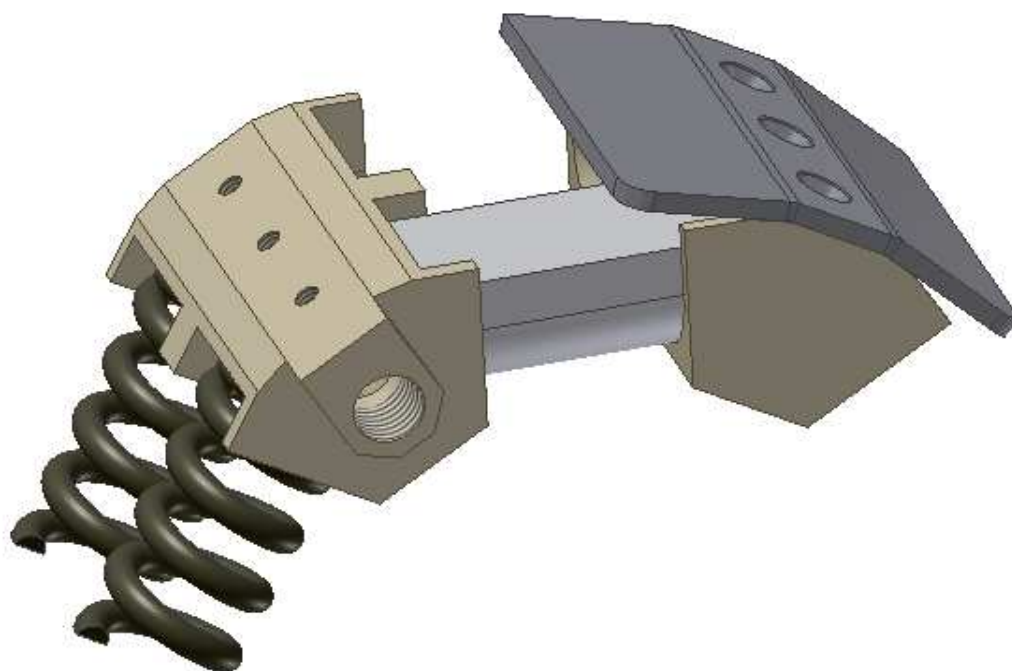
Obr. 24 Průběh součinitelů bezpečnosti v krytce



8.2 NÁVRH BEZPEČNOSTNÍCH KOLÍKŮ

Bezpečnostní kolíky slouží jako záchrana v případě, že by obsluha zařízení omylem reverzovala smysl otáčení. V takovém případě by pružiny vypadly z drážek a mohlo by dojít k jejich poničení. Do zbývajících mezer mezi palci se vloží vždy jeden kolík a pokud by skutečně došlo k reverzaci, palce se opřou o kolíky a nedojde k žádnému natočení. BMK-1 by poté fungovalo jako tuhá spojka.

Kolíky mezi palci nejsou uloženy jen tak volně, protože by při stlačení pružin a následném natočení kotoučů vypadly z drážek. Proto je na jednom konci opatřen pružinkou s čepem, který vklouzne do díry v palci. Takto zajištěný kolík vyklouzne při chodu v zatížení pouze z jedné drážky a při chodu na prázdko se do ní opět vrátí. Dvojice palců zajištěná kolíkem a krytkou je znázorněna na obr. 25.



Obr. 25 Bezpečnostní kolík



ZÁVĚR

Volba tlačné pružiny padla na tlačnou pružinu firmy Hennlich Industrietechnik s.r.o. Pružiny této firmy jsou speciálně povrchově upravovány a tak získávají daleko vyšší pevnostní vlastnosti. U pružin bylo důležité dosáhnout co možná nejkratší délky v nezátíženém stavu, ale také nejmenšího vnějšího průměru. Zároveň bylo cílem najít pružinu s co možná nejmenší tuhostí, aby stlačení bylo maximální. Pružina 81/66/2 z katalogu výše zmíněné firmy vyhovuje všem zmíněným požadavkům a při daném zatížení je bezpečná vůči vybočení. V příloze IX je tabulka s návrhy použitelných tlačných pružin pro různé rozsahy kroutcích momentů, přičemž maximální moment je 1500Nm. Pružiny uvedené v této tabulce (kromě 81/66/2) byly stanoveny orientačně. Tato tabulka tedy plní pouze informativní funkci, jak by mohly být odstupňovány rozsahy kroutcích momentů v případě praktického využití BMK-1 a jaké pružiny by byly využity k měření. Je zřejmé, že z důvodu jiných délek pružin v nezátíženém stavu by bylo třeba navrhnout jiné sady palců pružin i krytek palců.

Návrh palce pružin vycházel z předchozího návrhu pružin. Z důvodu velkého rozsahu tolerance délky volené pružiny v nezátíženém stavu budou drážky pro pružiny nejprve obrobeny na rozměr daný na výkresu palce pružin. Po nákupu pružin a přeměření jejich délky by byly palce obrobeny na konkrétní rozměry vyhovující konkrétním pružinám tak, aby po zasazení mezi palce nebyla volná, ale zároveň aby došlo k jejímu minimálnímu stlačení a předešlo se tak chybám v měření. Při nechtěné reverzaci výstupního hřídele traktoru by došlo k vypadnutí pružin z drážek. Z tohoto důvodu bude mezi palce umístěn kolík, který zabrání natočení kotoučů a snímač poté bude fungovat jako tuhá spojka. Bezpečnost navrženého palce vůči meznímu stavu pružnosti nebyla menší než dvě a tudíž palec vyhovuje. Palce budou povrchově upraveny pozinkováním z důvodů otěru. Výchozím materiálem pro výrobu palce pružin je ocel 11500.

Z návrhových výpočtů ložisek vyplývá velká rezerva mezi požadovanou a vypočtenou hodnotou trvanlivosti. Minimální požadovaná trvanlivost byla 1000 hodin, navržená ložiska vydrží 400000 hodin. Je to dáno velkým průměrem vnitřního kroužku zvolených ložisek. Bohužel tento rozměr nejde nijak ovlivnit, neboť výstupní hřídel traktoru je normalizován a s ohledem na jeho rozměr musela být navrhována i ložiska. Kuželíkové ložiska byla volena z důvodu doporučení a z praktických zkušeností s danou problematikou. Navržená ložiska jsou jednořadá kuželíková ložiska SKF 32012 X/QCL7C explorer. Ložiska budou mazány mazivem SKF LGMT 2, mazivem které je doporučováno výrobcem pro valivá ložiska.

Postup při sestavování zařízení bude následující. Do kotouče ložisek se vsadí obě ložiska tak, aby byla uložena zády k sobě. Nanese se na ně mazivo a poté bude do nich vsunut vnitřní hřídel. Osazení hřídele se opře o ložisko blíže přírubě pouzdra a z druhé strany se zajistí maticí s pojistným kroužkem. Tímto se náboj zajistí vůči axiálním posuvům. Na spojovací plochy víčka a kotouče ložisek se nanese tmel, který zabrání případnému úniku maziva. Poté se ke kotouči ložisek přišroubuje víčko a příruba s výstupním hřídelem. Na hřídel se nasune příruba pouzdra, ve které je již vloženo svěrné pouzdro. Šrouby pouzdra se dotáhnou momentovým klíčem na moment 35Nm (pouzdro je samostředící TLK 132 od firmy T.E.A Technik s.r.o). Do drážek v kotouči a přírubě se vloží palec a přišroubují se. Poté se celé zařízení nasadí na výstupní hřídel traktoru a axiálnímu posunu na hřídeli se zabrání stavěcím šroubem, který se našroubuje do vnitřního hřídele. Mezi palce se vsunou pružiny a bezpečnostní kolíky a zajistí se krytkami, aby nevypadávali. Krytky také plní funkci tlumiče rázů, které vznikají při rozběhu zařízení. Jsou dimenzovány tak, aby se pružiny nestlačily



více, než je maximální povolené stlačení. Při velkých rázech tedy na sebe dosednou a do ustálení stavu snímač opět funguje jako tuhá spojka. Na závěr se přišroubují snímací kotouče a zajistí se přesnost jejich vzájemné polohy.

Návrhové výpočty dodržely požadavky dané koncepčním návrhem, byla dodržena požadovaná trvanlivost ložisek, palce pružin vyhovují meznímu stavu pružnosti a rozměry snímače se změnilo jen nepatrně. Zařízení BMK-1 by mělo fungovat správně a mělo by plnit požadovanou funkci snímače.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠŤASTNÝ, František. *Senzory* [online]. 1997 [cit. 2012-05-22]. Dostupné z: http://amper.ped.muni.cz/jenik/nejistoty/html_tree/node16.html
- [2] REICHL, Jaroslav a Martin VŠETIČKA. *Encyklopedie fyziky* [online]. 2006 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/84-moment-sily-vzhledem-k-ose-otaceni>
- [3] ŠTĚTINA, Josef. *Měření momentu síly* [online]. 2003 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/KA04-09.htm>
- [4] FORMÁNEK, Josef. *Snímač síly a momentu* [online]. 2007 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: <http://home.zcu.cz/~formanek/VYUKA/Data1/MT/mt-prednasky/K06sila.pdf>
- [5] *Měření sil, momentů, indikace okamžité polohy* [online]. 2004 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/experimentalni_mechanika/MERENI_SIL.pdf
- [6] LUKAS [online]. 2011 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: LUKAS [online]. 2011. vyd. [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: <http://www.lukas-tenzo.cz/?i=234/snimac-kroticiho-momentu-m-11>
- [7] TUL [online]. 2005 [cit. 2012-05-23]. Dostupné z: http://vct.tul.cz/prac_exp.php
- [8] DICONT [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.dicont.cz/snimace-polohy.php?id=3>
- [9] MARTINEK, Radislav. *Senzory v průmyslové praxi*. 1. vyd. Praha: BEN, 2008, 199 s. ISBN 80-7300-114-4.
- [10] Autodesk [online]. 2012 [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://wikihelp.autodesk.com/Inventor/csy/2012/Help/0073-Aplikace73/0742-P%C5%99%C3%ADru%C4%8Dka742/0888-Gener%C3%A1to888/0891-Gener%C3%A1to891/0895-Voliteln895/0896-Kontrola896>
- [11] *Kuželíková ložiska* [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515994.pdf>
- [12] *Určení velikosti ložiska* [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515039.pdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

S_{1max}	[mm]	navrhované maximální stlačení pružiny
D_{1max}	[mm]	navrhovaný maximální vnější průměr
G_1	[N/mm]	navrhovaný modul pružnosti ve smyku
n_1	[-]	navrhovaný počet činných závitů pružiny
n	[-]	počet pružin
r_1	[mm]	poloměr působení sil
M_{kmax}	[N.m]	maximální kroutící moment
F_{1pmax}	[N]	maximální provozní síla
d_1	[mm]	průměr drátu navrhované pružiny
k_1	[N/mm]	tuhost navrhované pružiny
F_{2pmax}	[N]	maximální provozní síla
F_{2max}	[N]	maximální přípustná síla
D_e	[mm]	vnější průměr použité pružiny
d_2	[mm]	průměr drátu použité pružiny
n_2	[-]	počet činných závitů použité pružiny
k_2	[N/mm]	tuhost použité pružiny
i_2	[-]	poměr vinutí použité pružiny
S_{2pmax}	[mm]	maximální provozní stlačení použité pružiny
S_{2max}	[mm]	maximální přípustné stlačení použité pružiny
L_0	[mm]	délka použité pružiny ve volné stavu
a	[mm]	vzdálenost středu pružiny od kotouče
b	[mm]	vzdálenost středů pružin
α	[°]	úhel působení sil na palce
F_{p2maxy}	[N]	průmět provozní síly do osy y
F_{p2maxz}	[N]	průmět provozní síly do osy z
W_{oyp1}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v ose y průřezu p_1
W_{ozp1}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v ose z průřezu p_1
W_{oyp2}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v ose y průřezu p_2
W_{ozp2}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v ose z průřezu p_2
W_{oyp3}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v ose y průřezu p_3
W_{ozp3}	[m ³]	modul průřezu v ohybu v ose z průřezu p_3
S_{p1}	[m ²]	obsah průřezu p_1



S_{p2}	[m ²]	obsah průřezu p_2
S_{p3}	[m ²]	obsah průřezu p_3
M_{oyp1}	[N.m]	ohybový moment v ose y průřezu p_1
M_{ozp1}	[N.m]	ohybový moment v ose z průřezu p_1
M_{oyp2}	[N.m]	ohybový moment v ose y průřezu p_2
M_{ozp2}	[N.m]	ohybový moment v ose z průřezu p_2
M_{oyp3}	[N.m]	ohybový moment v ose y průřezu p_3
M_{ozp3}	[N.m]	ohybový moment v ose z průřezu p_3
T_{yp1}	[N]	posouvající síla v ose y průřezu p_1
T_{yp2}	[N]	posouvající síla v ose y průřezu p_2
T_{yp3}	[N]	posouvající síla v ose y průřezu p_3
T_{zp1}	[N]	posouvající síla v ose z průřezu p_1
T_{zp2}	[N]	posouvající síla v ose z průřezu p_2
T_{zp3}	[N]	posouvající síla v ose z průřezu p_3
α_{p1}	[-]	součinitel koncentrace napětí
α_{p2}	[-]	součinitel koncentrace napětí
α_{p3}	[-]	součinitel koncentrace napětí
$\sigma_{max\tau}$	[Pa]	redukované napětí podle podmínky $max\tau$
σ	[Pa]	napětí v ohybu
τ	[Pa]	napětí ve smyku
σ_{yp1}	[Pa]	redukované napětí v ose y průřezu p_1
σ_{zp1}	[Pa]	redukované napětí v ose z průřezu p_1
σ_{yp2}	[Pa]	redukované napětí v ose y průřezu p_2
σ_{zp2}	[Pa]	redukované napětí v ose z průřezu p_2
σ_{yp3}	[Pa]	redukované napětí v ose y průřezu p_3
σ_{zp3}	[Pa]	redukované napětí v ose z průřezu p_3
F_r	[N]	zadaná radiální síla
F_a	[N]	zadaná axiální síla
F_{Az}	[N]	radiální síla na ložisko A
F_{Bz}	[N]	radiální síla na ložisko B
d	[mm]	průměr vnitřního kroužku ložiska
D	[mm]	průměr vnějšího kroužku ložiska
T	[mm]	šířka ložiska



C_0	[kN]	statická únosnost
P_u	[kN]	mezní únavové zatížení
Y_0	[-]	výpočtový součinitel
Y	[-]	výpočtový součinitel
F_{rA}	[N]	radiální síla na ložisko A
F_{rB}	[N]	radiální síla na ložisko B
K_A	[N]	axiální síla
F_{aA}	[N]	axiální síla na ložisko A
F_{aB}	[N]	axiální síla na ložisko B
P_0	[N]	ekvivalentní statické zatížení
P_{0A}	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska A
P_{0B}	[N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska B
F_{rm}	[N]	minimální zatížení
F_{rmA}	[N]	minimální zatížení ložiska A
F_{rmB}	[N]	minimální zatížení ložiska B
C	[kN]	dynamická únosnost
L_{nm}	[10^6 ot]	základní trvanlivost
a_1	[-]	součinitel spolehlivosti
ν	[mm^2/s]	skutečná provozní viskozita
ν_1	[mm^2/s]	viskozita zaručující správné mazání
κ	[-]	poměr viskozit
η_c	[-]	součinitel znečištění maziva
a_{skafA}	[-]	součinitel SKF ložiska A
a_{skafB}	[-]	součinitel SKF ložiska B
L_{nmA}	[10^6 ot]	základní trvanlivost ložiska A
L_{nmB}	[10^6 ot]	základní trvanlivost ložiska B
L_{10A}	[hod]	základní trvanlivost ložiska A
L_{10B}	[hod]	základní trvanlivost ložiska B
m_p	[kg]	hmotnost palce pružin
m_k	[kg]	hmotnost kolíku
F_{odp}	[N]	odstředivá síla působící v těžišti palce
F_{odk}	[N]	odstředivá síla působící v těžišti kolíku
r_{tp}	[mm]	poloměr rotace těžiště palce



r_{tk}	[mm]	poloměr rotace těžiště kolíku
ω	[rad/s]	úhlová rychlost
n	[ot/s]	otáčky výstupní hřídele traktoru



SEZNAM PŘÍLOH

I-Výkres tlačné pružiny 81/66/2

II-Výkres palce pružin

III-Výkres kotouče ložisek

IV-Výkres sestavy BMK-1

V-Schémata praktického použití BMK-1

VI-Příslušné strany z katalogu tlačných pružin Hennlich Industrietechnik s.r.o.

VII-Příslušná strana z katalogu svěrných pouzder

VIII-Příslušná strana katalogu jednořadých kuželíkových ložisek SKF

IX-Tabulka pružin pro jmenovité rozsahy momentů