



**FAKULTA
ŠROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh standu pro testování pojistných
kroužků**

**Design of a Stand for Testing Retaining
Rings**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2021

Lenka Mušková

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ

Studijní obor: KONSTRUOVÁNÍ PODPOROVANÉ POČÍTAČEM

Vedoucí práce: Ing. Marek Štádler

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mušková** Jméno: **Lenka Cécile** Osobní číslo: **476508**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh standu pro testování pojistných kroužků

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a stand for testing retaining rings

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši typů pojistných kroužků používaných ve strojírenské praxi. Zaměřte se na pojistné kroužky dle norem ČSN, ISO a DIN. Na základě rešerše vyberte jeden typ pojistných kroužků a seznáme se, se způsoby jejich návrhu a kontrolních výpočtů. Navrhněte vlastní konstrukci zkušebního standu pro testování příslušných kroužků specifikovaných parametrů. Pro navrženou konstrukci proveďte vybrané návrhové a kontrolní výpočty. Práce bude obsahovat 3D model zařízení, výkres sestavy zařízení a vybrané výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

[1]Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Spoje a spojovací součásti. ČVUT, Praha, 2002
[2]Švec, V.: Části a mechanismy strojů - Příklady. ČVUT, Praha, 2003

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Marek Štádler, ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání bakalářské práce: **12.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **30.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Marek Štádler
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Studentka bere na vědomí, že je povinna 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.

Datum převzetí zadání

Podpis studentky

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh standu pro testování pojistných kroužků“ vypracovala samostatně pod vedením Ing. Marka Štádlera, s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

Lenka Mušková

Poděkování

Ráda bych poděkovala vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Marku Štádlerovi za poskytnuté konzultace a cenné rady v průběhu zpracování této práce.

Anotační list

Jméno autora:	Lenka Mušková
Název BP:	Návrh standu pro testování pojistných kroužků
Anglický název:	Design of a Stand for Testing Retaining Rings
Rok:	2021
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Marek Štádler
Bibliografické údaje:	počet stran 47
	počet obrázků 45
	počet tabulek 6
	počet příloh 7
Klíčová slova:	testovací stand, pojistné kroužky, návrh
Keywords:	test stand, retaining rings, design
Anotace:	Bakalářská práce se zabývá návrhem standu pro testování hřídelových pojistných kroužků. Pomocí navrženého standu bude možné zmapovat, při jakých kombinacích otáček a axiálního zatížení dochází k selhání pojistného kroužku. Součástí práce je i rešerše zabývající se standardizovanými typy pojistných kroužků a jejich použitím v průmyslu.
Abstract:	The bachelor thesis deals with the design of a stand for testing shaft retaining rings. Using the designed stand, it will be possible to determine at which combinations of speed and axial load the ring fails. Part of the work is also a research about standardized types of retaining rings and snap rings and their use in industry.

Obsah

Poděkování	IV
1. Úvod	1
2. Pojistné kroužky	2
2.1. Pojistné kroužky obecně	2
2.1.1. Popis problematiky	2
2.1.2. Jak předejít problému	2
2.2. Typy kroužků	4
2.2.1. DIN 471/472, ČSN 02 2930/02 2931	6
2.2.2. DIN 983/984 Pojistné kroužky s oky, vnější a vnitřní	7
2.2.3. DIN 6799, ČSN 02 2929 Pojistné třmenové kroužky.....	7
2.2.4. DIN 5417 Pojistné kroužky pro valivá ložiska	8
2.2.5. DIN 9927 a DIN 9928 Pojistné drátěné kroužky s obdélníkovým profilem	8
2.2.6. ČSN 02 2925 Pojistné drátěné kroužky	8
2.2.7. DIN 9925 a DIN 9926 Pojistné drátěné kroužky.....	9
2.2.8. ČSN 02 2927 Pojistné drátěné kroužky s hákem.....	9
2.2.9. ČSN 02 2928 Pojistné drátěné kroužky zahnuté	9
2.2.10. DIN 73130 Drátěné pojistné kroužky pro písní čepy.....	9
2.2.11. ČSN 02 2939 Pružné pojistky pro čepy s drážkou	9
2.3. Použití pojistných kroužků	9
2.4. Materiál	11
2.4.1. Požadavky na materiál	11
3. Zkušební stand	12
3.1. Zadané parametry	12
3.2. Výpočet potřebné axiální síly	12
3.2.1. Výpočet nosnosti drážky.....	12
3.2.2. Nosnost pojistného kroužku	13
3.2.3. Výpočet kroutícího momentu	15
3.3. Základní část mechanismu	15
3.4. Uložení pomocného hřídele	17
3.4.1. Výpočet ložisek	18
3.5. Zamezení rotace zkoušené hřídele.....	20
3.5.1. Kontrola kolíků pro zamezení rotace.....	21
3.6. Kontrola šroubů použitých v sestavě	24
3.7. Pohon.....	26
3.7.1. Výpočet potřebného výkonu a volba elektromotoru	27
3.8. Řízení otáček	28
3.8.1. Výběr řízení otáček.....	28
3.8.2. Volba způsobu řízení otáček	29
3.9. Mechanický převod.....	29
3.9.1. Výpočet převodu.....	29
3.9.2. Výběr mechanického převodu	29
3.9.3. Volba mechanického převodu a jeho výpočet	30

3.9.4.	Upevnění řetězového převodu.....	32
3.9.5.	Napínání řetězu a tlumení	32
3.10.	Axiální zatížení.....	33
3.10.1.	Návrh mechanismu pro axiální zatěžování	34
3.10.2.	Snímání tahu.....	35
3.10.3.	Propojení komponentů.....	36
3.11.	Konečná podoba sestavy.....	39
4.	Závěr.....	40
	Seznam zkratk a symbolů	41
	Seznam použité literatury	43
	Seznam obrázků	45
	Seznam tabulek	46
	Seznam příloh.....	47

1. Úvod

Pojistné kroužky jsou běžnou strojní součástí, ale jejich použití není vždy tak vhodné, jak se na první pohled zdá. Umístění hřídelových pojistných kroužků do sestav, kde na ně přímo dosedá rotující komponent a zároveň dochází k axiálnímu zatěžování, může a nemusí být příkladem nevhodného použití. Při axiálním zatížení dochází mezi rotujícím komponentem a pojistným kroužkem k nerovnoměrnému tření, které může způsobit vypuzení kroužku z drážky.

Vzhledem k absenci známých hodnot dovolených otáček při daném axiálním zatížení, nebo naopak dovolených hodnot axiálního zatížení při daných otáčkách, je žádoucí zprostředkovat sběr takových dat.

Úkolem této práce bude navrhnout zkušební stand, pomocí kterého bude možné opakovaně testovat pojistné hřídelové kroužky až po jejich selhání. Navrhnutý stand by měl být schopný zajistit jak rotaci, tak axiální zatížení komponentů a zároveň umožnit přesné měření těchto veličin.

2. Pojistné kroužky

2.1. Pojistné kroužky obecně

Pojistné kroužky je možné definovat jako strojní součásti, které zamezují vzájemný pohyb hřídele a náboje vůči sobě v axiálním směru. Pojistný kroužek, častěji jen „segrovka“, je otevřený kroužek, který zapadá do drážky hřídele, nebo díry, zatímco jeho část stále vyčnívá a tím zabraňuje pohybu dosedajícího komponentu.

2.1.1. Popis problematiky

Existují případy, kdy byl pojistný kroužek vypuzen z drážky, a tudíž přestal plnit svoji funkci. Selhání i tak malé součástky může lehce způsobit rozsáhlé škody.

2.1.2. Jak předejít problému

Použití pojistného kroužku pro případ, kdy na něj doléhající těleso rotuje, je možné, ale pouze pro nízké hodnoty axiálního zatížení. Pro některé případy existuje možnost použití pojistného kroužku jako axiálního ložiska. [1]

Při vysokých hodnotách axiálního zatížení hrozí, že se pojistný hřídelový kroužek za provozu dostane ven z drážky. Příčinou tohoto jevu je nerovnoměrné tření mezi kroužkem a nábojem. Tomuto tření lze zamezit vložením podložky mezi kroužek a náboj a zamezení podložce v pohybu vůči hřídeli. Ke tření pak dochází mezi podložkou a nábojem, zatímco na pojistný kroužek působí pouze axiální zatížení.

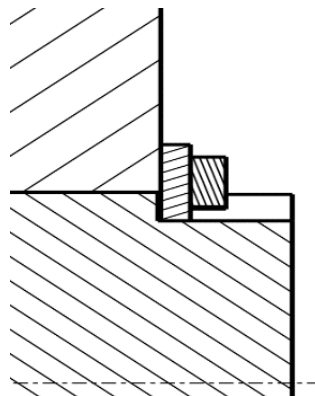
Příručka vydaná společností Seeger-Orbis udává, že je téměř nemožné vypočítat, při jak velkém zatížení je nutné doplnit pojistný kroužek podložkou. [1 s. 98]

Pojistné kroužky pro díru se ve spojení s rotujícím komponentem téměř nepoužívají. [1]

Zamezení rotace podložky

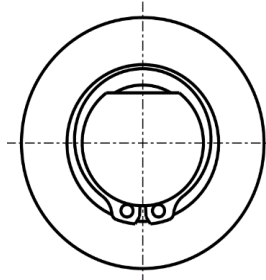
Zdánlivě nejjednodušším, ale výrobně nejnáročnějším, je úprava hřídele ve smyslu přidání nebo odebrání materiálu a doplnění obdobně upravenou podložkou. Následuje několik příkladů:

1. Použití podložky s jazýčkem nebo s ozubeným profilem a obdobně upravená hřídel.



Obr. 1.: Použití podložky s vnitřním výčnělkem, který zapadá do drážky ve hřídeli

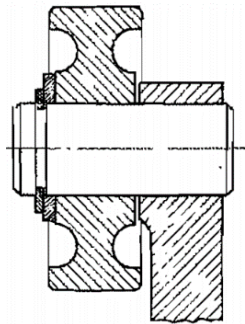
- Hřídele s plochou jednou nebo dvěma stranami a spolu s nimi odpovídající podložky.



Obr. 2.: Hřídel a podložka s plochou stranou

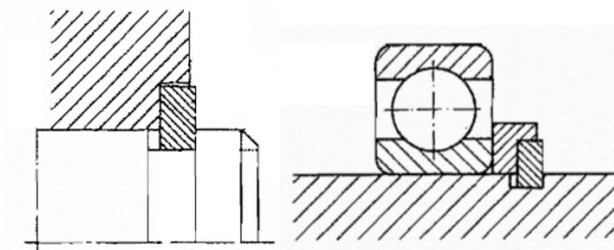
Existují i způsoby, které nevyžadují úpravy hřídele:

- Místo podložky použít svěrný kroužek, takzvaný „grip ring“. Svěrný kroužek nepotřebuje drážku a na hřídeli pevně drží díky montážnímu předpětí.



Obr. 3.: Grip ring zastupující podložku [1]

- Zajistit kroužek radiálně, což se dá provést například použitím náboje s vybráním, které bude bránit pojistnému kroužku v rozevření, nebo použitím podložky s vybráním. [1]

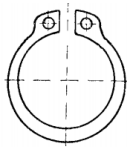

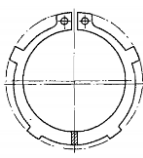
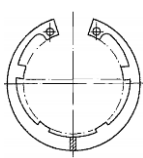
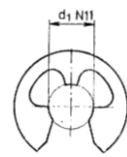



Obr. 4.: Radiální zajištění pojistného hřídelového kroužku [1]

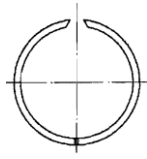
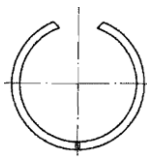
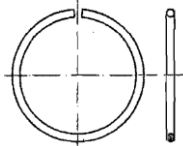
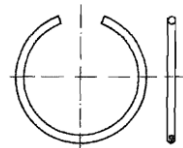
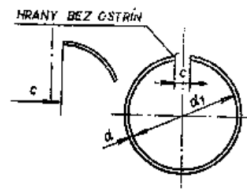
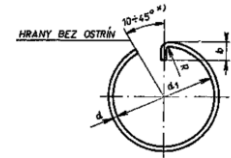
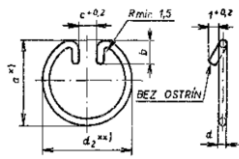
2.2. Typy kroužků

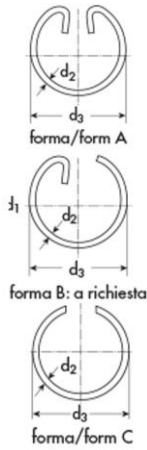
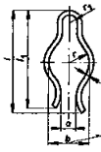
Na trhu se vyskytuje celá řada pojistných kroužků s rozličným uplatněním. Nejběžnější typy jsou normované, ale řada výrobců úspěšně navrhla a prodává i kroužky nestandardizované, které mohou nabídnout nová využití a výhody. Nicméně tato práce se zaměřuje na kroužky normované, a to podle ČSN, ISO a DIN. Následuje přehled pojistných kroužků.

Tab. 1.: Přehled normovaných pojistných kroužků

DIN 471, ČSN 02 2930	Pojistné kroužky pro hřídele	 <p>Obr. 5.: DIN 471 [1]</p>
DIN 472, ČSN 02 2931	Pojistné kroužky pro díry	 <p>Obr. 6.: DIN 472 [1]</p>
DIN 983	Pojistné kroužky vnější s oky	 <p>Obr. 7.: DIN 983 [1]</p>
DIN 984	Pojistné kroužky vnitřní s oky	 <p>Obr. 8.: DIN 984 [1]</p>
DIN 6799, ČSN 02 2929	Pojistné třmenové kroužky	 <p>Obr. 9.: DIN 6799 [2]</p>
DIN 5417	Pojistné kroužky pro valivá ložiska	 <p>Obr. 10.: DIN 5417 [1]</p>



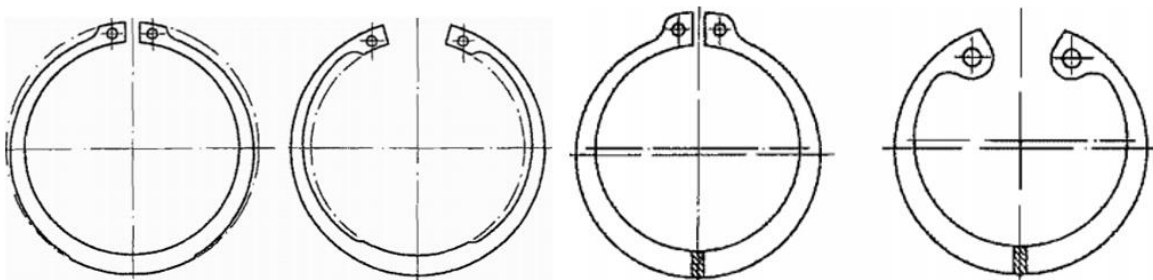
DIN 9927	Pojistné drátěné kroužky s obdélníkovým profilem pro hřídele	 <i>Obr. 11.: DIN 9927 [1]</i>
DIN 9928	Pojistné drátěné kroužky s obdélníkovým profilem pro díry	 <i>Obr. 12.: DIN 9928 [1]</i>
DIN 9925	Pojistné drátěné kroužky pro hřídele	 <i>Obr. 13.: DIN 9925 [1]</i>
DIN 9926	Pojistné drátěné kroužky pro díry	 <i>Obr. 14.: DIN 9926 [1]</i>
ČSN 02 2925	Pojistné drátěné kroužky	 <i>Obr. 15.: ČSN 02 2925 [3]</i>
ČSN 02 2927	Pojistné drátěné kroužky s hákem	 <i>Obr. 16.: ČSN 02 2927 [4]</i>
ČSN 02 2928	Pojistné drátěné kroužky zahnuté	 <i>Obr. 17.: ČSN 02 2928 [5]</i>

DIN 73130	Drátěné pojistné kroužky pro pístní čepy	 <p>Obr. 18.: DIN 73130 [6]</p>
ČSN 02 2939	Pružné pojistky pro čepy s drážkou	 <p>Obr. 19.: ČSN 02 2939 [7]</p>

2.2.1. DIN 471/472, ČSN 02 2930/02 2931

Nejpoužívanější pojistné kroužky, které nabízí kompromis mezi tloušťkou a radiálním rozměrem.

Klasický typ pojistných kroužků je možné sehnat v několika variantách. Podle normy DIN 471/472 se může tvar kroužku mírně lišit, jak je vidět na Obr. 20. Tvar kroužku si zvolí sám výrobce. Z obrázku je zřejmé, že takto vyrobené kroužky nepřesahují po celém svém obvodu danou hranici. Takovýto tvar kroužků se používá hlavně v aplikacích, kde je omezený prostor v radiálním směru a kroužky klasického tvaru není možné použít.



Obr. 20.: Dovolený (vlevo) a klasický tvar (vpravo) dle DIN 471/472 [1]

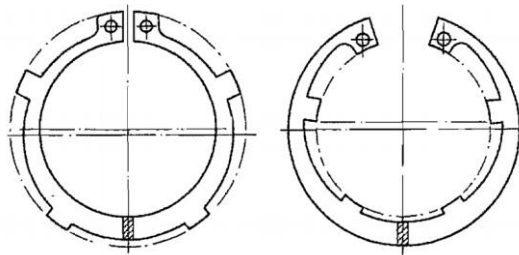
Kromě upraveného tvaru jsou k dostání i pojistné kroužky dle DIN 471/472 v zesílené podobě. Snášejí vyšší hodnoty axiálního zatížení, a to díky větší tloušťce, hlubší drážce a většími radiálnímu rozměru. Na Obr. 21 je vidět porovnání zesíleného kroužku s klasickým. Zesílené pojistné kroužky jsou používány v aplikacích s vysokými nároky na axiální nosnost a díky hlubší drážce také pro hřídele s drážkovaním.



Obr. 21.: Porovnání klasického a zesíleného kroužku

2.2.2. DIN 983/984 Pojistné kroužky s oky, vnější a vnitřní

Pojistné kroužky dle DIN 983 a DIN 984 mají po obvodu několik výčnělků, díky kterým je pojistný kroužek širší a díky tomu je vhodný pro hřídele a náboje se zkosením či zaoblením. Vnější obvod zubů sdílí osu s hřídelí, u vnitřních kroužků, nebo s nábojem, u vnějších kroužků. Tato souosost pomáhá odolávat radiálnímu namáhání, ke kterému může docházet při vysokých hodnotách otáček, resp. vysokých hodnotách odstředivých sil, které by mohly kroužek otevřít nebo zavřít.



Obr. 22.: DIN 983/984 [1]

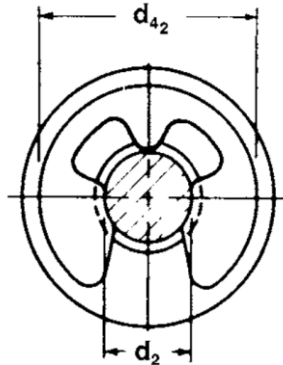
Častým použitím pojistných kroužků s oky, v anglické literatuře nazývanými K-rings, je axiální zajištění valivých ložisek, kde je právě využita jejich kompatibilita se zaoblenými dosedajícími komponenty. V případě vyšších axiálních zatížení je doporučeno použít spolu s kroužky i podložku, jelikož výčnělky kroužků jsou náchylné k ohýbání. Podložka zajistí, že se zmenší rameno, na kterém působí axiální síla.

Jedna z výhod těchto kroužků je jejich zaměnitelnost s kroužky dle DIN 471/472, protože mají předepsanou drážku o shodných rozměrech.

2.2.3. DIN 6799, ČSN 02 2929 Pojistné třmenové kroužky

Jedná se o radiální pojistné kroužky, tj. kroužky, které se na hřídel nasazují v radiálním směru, nikoli v axiálním, jak je tomu u výše zmíněných kroužků. Nasazování v radiálním směru umožňuje hlubší drážky než u axiálních kroužků, tím pádem je menší šance, že se kroužek při zatížení bude prohýbat. Díky radiálnímu nasazování je umožněno montovat kroužky i na velmi dlouhé hřídele, na části hřídelí, kam by se axiálně montovaný kroužek přes další komponenty a rozšíření nedostal, nebo na již smontované sestavy. Na jejich montáž nejsou potřeba žádné speciální nástroje, dají se nasadit ručně a sundat třeba pomocí šroubováku.

Vyrábějí se pouze v rozměrech 1,2 až 24 mm. Nominální hodnota je na Obr. 23 označena jako d_2 , z čehož se dá usoudit, že se velikost pojistného třmenového kroužku určuje podle průměru drážky. Jedna velikost kroužku se dá použít pro různé průměry hřídelí, například kroužek o velikosti 19 mm je možný použít pro hřídele o průměrech 20 až 31 mm. [9]

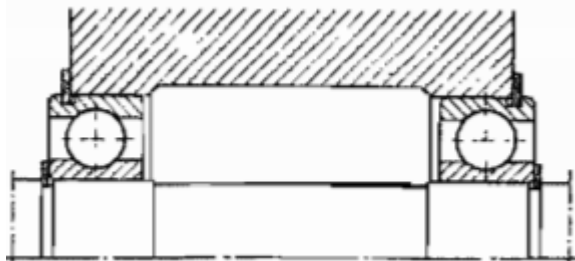


Obr. 23.: Pojistný třmenový kroužek [9]

Kroužky mají tři velké výčnělky, která jsou v kontaktu s hřídelí. Střední má mimo udržení kroužku na místě také funkci zabránění příliš velkému rozevření při montáži.

2.2.4. DIN 5417 Pojistné kroužky pro valivá ložiska

Určené pro valivá ložiska s drážkou ve vnějším kroužku dle DIN 616. [10] Kroužky mají konstantní obdélníkový průřez se zaoblením. Zpracování ložiska s drážkou přináší úsporu prostoru, zároveň není nutné obrábět drážku v díře, což ušetří výrobní náklady, viz Obr. 24.



Obr. 24.: Konkrétní použití pojistného kroužku dle DIN 5417 [1]

2.2.5. DIN 9927 a DIN 9928 Pojistné drátěné kroužky s obdélníkovým profilem

Pojistné drátěné kroužky s obdélníkovým profilem pro hřídele a díry jsou vůbec nejtenčí pojistné kroužky. Používají se především ve spojení s jehličkovými ložisky a těsníci kroužky. [11]

2.2.6. ČSN 02 2925 Pojistné drátěné kroužky

Pojistné drátěné kroužky se vyznačují stejným průřezem po celém obvodu. Oproti ložiskovému pojistnému kroužku dle DIN 5417 mají ale kruhový průřez. Drážka je tedy půlkruhová a oproti obdélníkovým profilům mělká. Kvůli svému malému radiálnímu rozměru mají drátěné kroužky jak výhody, tak i nevýhody. Dají se použít tam, kde by se klasické pojistné kroužky nevešly. Na druhou stranu mají nižší axiální nosnost a již při

nízkých otáčkách u nich dochází k vyskočení drážky, proto se většinou kroužky radiálně zajišťují dalším komponentem, například se zkosením.

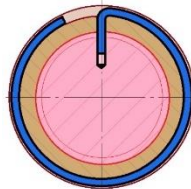
Pojistné drátěné kroužky dle ČSN 02 2925 neodlišují použití pro díry a pro hřídele. Díky tomu jsou univerzálnější, ale zároveň je zřejmé, že nejsou schopny vytvořit takové napětí jako kroužky, u kterých se použití pro hřídele a díry rozlišuje. [3]

2.2.7. DIN 9925 a DIN 9926 Pojistné drátěné kroužky

Pojistné drátěné kroužky s kruhovým průřezem jsou obdobou ČSN 02 2925 s tím rozdílem, že normy DIN rozlišují kroužek pro hřídel a pro díru, díky tomu jsou schopny vyvinout předpětí, a tak lépe drží v drážce.

2.2.8. ČSN 02 2927 Pojistné drátěné kroužky s hákem

Pojistné drátěné kroužky s hákem jsou určeny pro použití spolu s maticí ČSN 02 1450, Kruhové matice se zářezy a s drážkou, jak je vidět na Obr. 25. [12]



Obr. 25.: Použití pojistného kroužku s hákem [13]

2.2.9. ČSN 02 2928 Pojistné drátěné kroužky zahnuté

Pojistné drátěné kroužky zahnuté jsou pouze vnitřní. Jejich ohnutých konců se využívá při montáži a demontáži. Jsou určeny díry pro písní čepy. [14]

2.2.10. DIN 73130 Drátěné pojistné kroužky pro písní čepy

Standard DIN 73130 zastřešuje tři různá provedení kroužků s kruhovým průřezem. Jsou obdobou kroužků dle ČSN 02 2925, ČSN 02 2927 a ČSN 02 2928.

2.2.11. ČSN 02 2939 Pružné pojistky pro čepy s drážkou

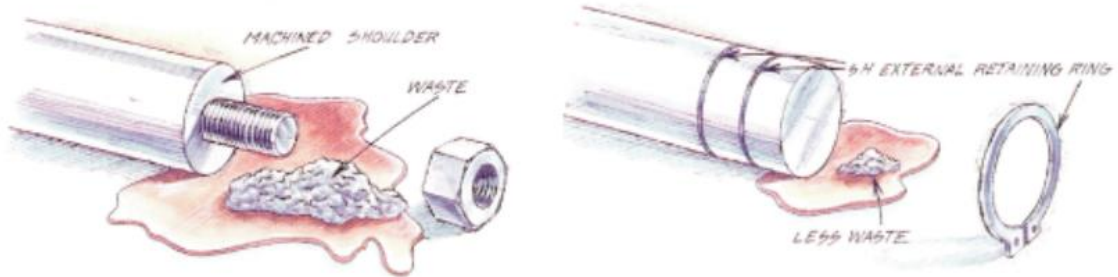
Pružné pojistky pro čepy s drážkou by se taktéž daly zařadit k drátěným pojistným kroužkům, ačkoli jejich tvar se od kroužku vzdaluje. Používají se pro pojištění čepů v případech, kdy je axiální zatížení zanedbatelné. Jejich výhoda spočívá v jednoduché ruční montáži.

2.3. Použití pojistných kroužků

Pojistné kroužky mohou vhodně nahradit mnoho jiných způsobů axiálního zajištění, například:

- hřídelové matice,
- šrouby,
- stavěcí kroužky,
- kolíky,
- závlačky.

Důvodů pro zvolení právě pojistných kroužků pro axiální pojištění je hned několik, a to finance, časová náročnost a rozměry. Konkrétním případem je nahrazení matice a závitu za pojistný kroužek a drážku. Jak je vidět na Obr. 26, ušetří se čas a finance, které by se vynaložily na obrábění závitu, v porovnání se dvěma drážkami. Kromě toho se zmenší konečný rozměr výrobku.



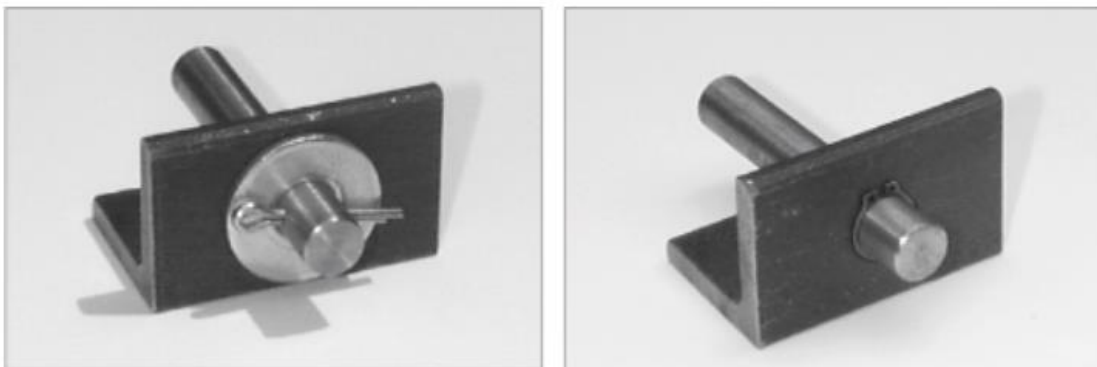
Obr. 26.: Nahrazení matice pojistným kroužkem [15]

Pojistný kroužek může nahradit i přišroubované víčko, jak je vidět na Obr. 27. Výhody jsou obdobné jako u případu výše.



Obr. 27.: Nahrazení víčka pojistným kroužkem [15]

Poslední ukázkový příklad je nahrazení závlačky spolu s podložkou za pojistný kroužek, Obr. 28.



Obr. 28 Nahrazení závlačky pojistným kroužkem [15]

2.4. Materiál

2.4.1. Požadavky na materiál

Pojistné kroužky patří mezi vysoce namáhané strojní součásti. Klíčovou vlastností je pružnost, proto se nejčastěji využívají pružinové oceli.

Požadavků na materiál je ale celá řada. Kroužky musejí být dostatečně tuhé, aby nedocházelo k jejich prohýbání. Dalším požadavkem je, aby kroužky držely na místě i při vysokých otáčkách hřídele, což ovlivňuje modul pružnosti a hustota materiálu. Pojistný kroužek může být vystavován proměnným či pulzujícím zatížením, které mu pomůže zdolat odolnost proti únavě.

Nelze opomenout ani samotnou výrobu kroužku. Materiál by měl vykazovat vhodné vlastnosti pro tváření a lisování za studena a měl by být vhodný ke kalení.

Výše uvedené požadavky na materiál jsou ve většině protikladné, je proto nutné hledat kompromisy.

3. Zkušební stand

3.1. Zadané parametry

Hlavním úkolem této práce je navrhnout zařízení, pomocí kterého bude možné zmapovat, při jakých kombinacích axiálního zatížení a otáček nastane vypuzení pojistného kroužku z drážky.

Zařízení bude navrženo pro zkoušení vnějších pojistných kroužků DIN 471 (ČSN 02 2930) pro hřídele o průměrech 18 až 32 mm. Uvažuje se vyvinutí zatížení dosahující hodnot na mezi nosnosti kroužků a jejich drážek s ohledem na různé materiály a geometrii drážek. Maximální dosahované otáčky byly stanoveny na hodnotu 100 ot/min.

Hřídele pro zkoušení budou z kruhových tyčí tažených za studena s úchytkami h9 a h10 z materiálů S235JRC+C, C45+C, S355J2C+C, E335GC+C, 11SMn30+C a 16MnCrS5+A+C.

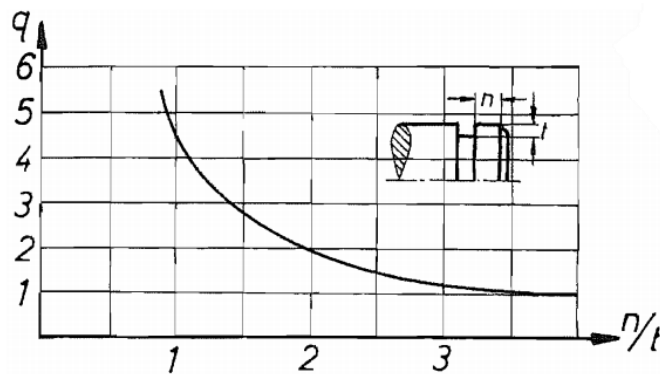
Velikosti hřídelových kroužků, materiály hřídelí a požadované otáčky jsou již známé, dále je potřeba zjistit nosnosti kroužků a jejich drážek. Tyto hodnoty je možné vyčíst z katalogu, ale pokud jsou potřeba přesnější hodnoty, je možné provést výpočet.

3.2. Výpočet potřebné axiální síly

3.2.1. Výpočet nosnosti drážky

Vzorec pro výpočet nosnosti drážky

$$F_N = \frac{\sigma_s \cdot A_N}{q \cdot S} \quad (1)$$



Obr. 29.: Diagram faktoru zatížení q jako funkce poměru délky konce hřídele ku hloubce drážky [1]

Doporučený poměr délky konce hřídele a hloubky drážky je $n/t=3$. [1] Z diagramu na Obr. 29 se dá zjistit faktor zatížení $q=1,2$ [-].

Plocha drážky na hřídeli o průměru 32 mm

$$A_N = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) = \frac{\pi}{4} (32^2 - 30,3^2) = 83,18 \text{ mm}^2 \quad (2)$$

Známe-li mez kluzu v tahu σ_s nejpevnějšího materiálu, ze kterého bude zkoušená hřídel vyrobena (E335GC+C), a zvolíme-li bezpečnost $S=1$, pak můžeme dosadit do vzorce (1) a zjistit nosnost drážky hřídele, se kterou budeme dále počítat.

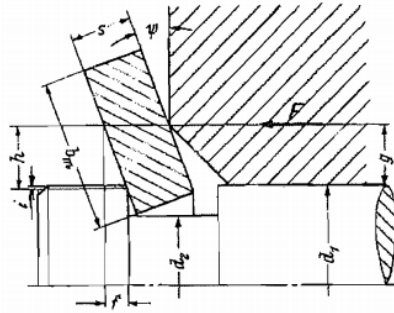
$$F_N = \frac{\sigma_s \cdot A_N}{q \cdot S} = \frac{390 \cdot 83,18}{1,2 \cdot 1} = 27\,034 \text{ N}$$

3.2.2. Nosnost pojistného kroužku

Vzorec pro výpočet nosnosti kroužku

$$F_R = \frac{\Psi \cdot K}{h \cdot S}, \quad (3)$$

kde Ψ je maximální dovolený úhel prohnutí kroužku, K konstanta kroužku a h je rameno, na kterém působí přenášená síla, viz. Obr. 30.



Obr. 30.: Schéma prohnutého hřídelového pojistného kroužku [1]

Velikost ramene h , na kterém působí síla F , závisí na zkosení či zaoblení drážky, a tudíž výrazně ovlivňuje nosnost pojistného kroužku. Nejvyšší nosnosti logicky dosáhne kroužek, který se opírá o ostrou nezkosenu hranu.

Velikost ramene h při kontaktu s nábojem, který má ostrou hranu

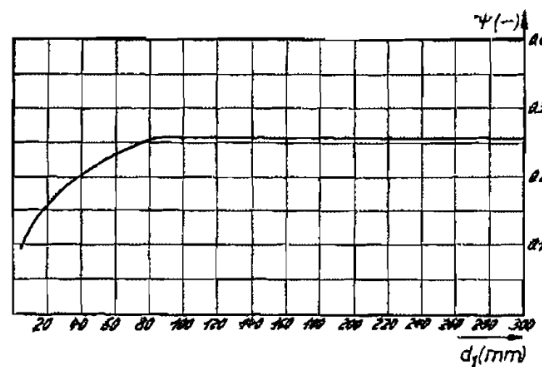
$$h = 0,3 + 0,002d_1 = 0,3 + 0,002 \cdot 32 = 0,364 \text{ mm}, \quad (4)$$

kde d_1 je průměr hřídele.

Velikost ramene h při kontaktu se zkosenou nebo zaoblenou hranou

$$h = 0,05 + g = 0,05 + 2 = 2,05 \text{ mm}, \quad (5)$$

kde za g byla dosazena maximální povolená velikost zkosení (zaoblení) z katalogu.

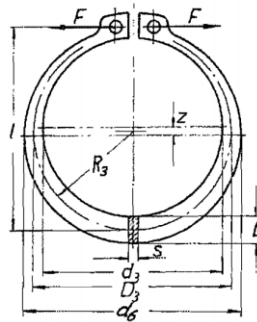


Obr. 31.: Diagram povoleného úhlu prohnutí kroužku Ψ vzhledem k průměru hřídele [1]

Z diagramu Obr. 31 bylo odečteno pro průměr hřídele hodnota maximálního povoleného úhlu prohnutí.

Vztah pro konstantu hřídelového kroužku

$$K = \frac{\pi \cdot E \cdot s^3}{6} \ln \left(1 + \frac{2b_m}{d_2} \right) \quad (6)$$



Obr. 32.: Pojistný kroužek se základními rozměry [1]

Pro excentricitu hřídelového kroužku z platí vztah

$$z = 0,25b = 0,25 \cdot 3,6 = 0,9 \text{ mm}, \quad (7)$$

kde b je šířka kroužku v jeho nejširším místě, jak je vidět na Obr. 32.

Pro střední šířku kroužku hřídele platí vztah

$$b_m = b - z = 3,6 - 0,9 = 2,7 \text{ mm} \quad (8)$$

Máme-li známou střední šířku kroužku b_m , tloušťku kroužku s a Youngův modul pružnosti pro ocel E , může se dosadit do vztahu pro zjištění konstanty pojistného kroužku.

$$K = \frac{\pi \cdot E \cdot s^3}{6} \ln \left(1 + \frac{2b_m}{d_2} \right) = \frac{\pi \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,5^3}{6} \ln \left(1 + \frac{2 \cdot 2,7}{30,3} \right) = 60\,862 \text{ kN} \cdot \text{mm}$$

Konstantu K je neměnná hodnota a je možné zjistit i z katalogu, pro pojistný hřídelový kroužek o velikosti 32 mm je konstanta $K=61\,800 \text{ kN} \cdot \text{mm}$.

Výsledná nosnost pojistného kroužku

při ostré hraně náboje

$$F_{R_s} = \frac{\Psi \cdot K}{h \cdot S} = \frac{0,175 \cdot 60\,862}{0,364 \cdot 1} = 29\,712 \text{ N}, \quad (9)$$

při maximálně zkosené/zaoblené hraně náboje

$$F_{R_r} = \frac{\Psi \cdot K}{h \cdot S} = \frac{0,175 \cdot 60\,862}{2,05 \cdot 1} = 5\,276 \text{ N} \quad (10)$$

Tab. 2.: Porovnání nosností drážky

Nosnost drážky, S235JRC+C	F_{N235}	15 597 N
Nosnost drážky, E335GC+C	F_{N335}	27 034 N
Nosnost kroužku, ostrá hrana náboje	F_{R_s}	29 712 N
Nosnost kroužku, zkosená/zaoblená hrana náboje	F_{R_r}	5 276 N

V Tab. 2 je dobře vidět, jak silně je nosnost kroužku ovlivněna tvarem náboje. Nosnost drážky závisí hlavně na materiálu hřídele.

Pro výpočet potřebného výkonu se použijí nejvyšší hodnoty nosnosti pro drážku a kroužek, resp. bude vybrána menší z těchto dvou. Tímto se dospěje k nejvyššímu reálnému zatížení, které můžeme dosáhnout bez překročení nosnosti drážky či kroužku. Byla zvolena hodnota axiálního zatížení 27 034 N.

3.2.3. Výpočet kroutícího momentu

Velikost axiálního zatížení je již známá, k němu je potřeba dopočítat, jak velký kroutící moment bude potřeba vyvinout pro rotaci hřídele či kotouče při maximálním zatížení.

Výpočet kroutícího momentu M_k se odvíjí od třecí síly T mezi pojistným kroužkem a kotoučem, kterou je potřeba překonat, a od ramene r_s , na kterém působí. Ramenem se v tomto případě rozumí střední poloměr pojistného kroužku, který se zjednodušeně dá vyjádřit jako poloměr hřídele.

$$M_k = r_s \cdot T \quad (11)$$

Třecí síla se získá z maximální normálové (axiální) síly F vynásobené třecím koeficientem f .

$$T = f \cdot F \quad (12)$$

Výsledný vztah pro potřebný kroutící moment

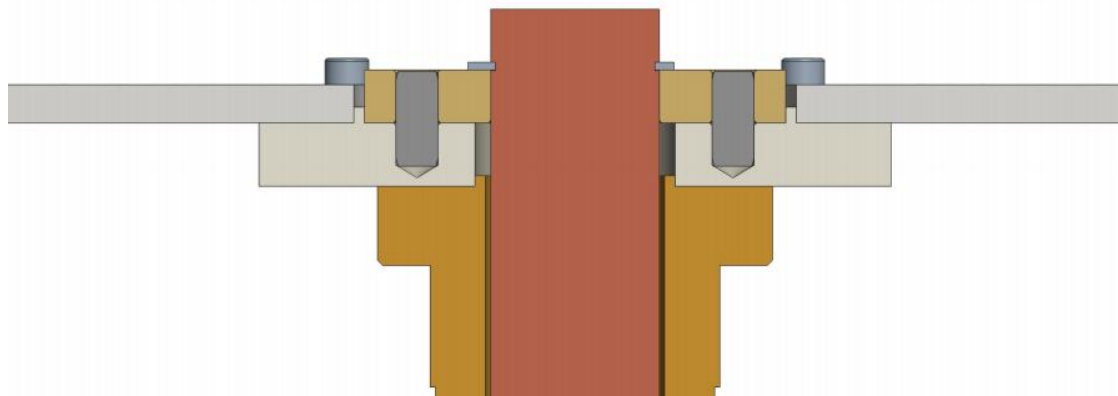
$$M_k = F \cdot f \cdot r_s = 27\,034 \cdot 0,3 \cdot 16 \cdot 10^{-3} = 130 \text{ Nm} \quad (13)$$

3.3. Základní část mechanismu

Úvodní koncept je takový, že z dvojice náboj a hřídel musí jeden rotovat a druhý se musí axiálně zatěžovat. Možnost axiálního zatěžování rotujícího komponentu se jeví jako konstrukčně mnohem složitější provedení. Byla zvolena rotace náboje a zatěžování hřídele.

Na Obr. 33 je vidět základní část celého mechanismu. Zkoušená hřídel, v tomto případě o největším průměru 32 mm, je pomocí pojistného kroužku DIN 471 zajištěna proti posuvu směrem dolů, pojistný kroužek se opírá o vyměnitelný kotouč, kterému bude přes misku a mechanický převod zajištěna rotace. Kotouč je vůči misce zajištěn dvěma kolíky ČSN 02 2152. Miska je pevně připojena k pomocné hřídeli šesti šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem ISO 4762, stejně tak bude připojeno kolo mechanického převodu, viz Obr. 34.

Zkoušení 18mm hřídele vypadá obdobně, komponenty zůstanou stejné až na zkoušenou hřídel, pojistný kroužek a kotouč.



Obr. 33.: Základní část mechanismu

Kontrola unášecích kolíků

Dva kalené válcové kolíky dle ČSN 02 2152 o průměru 8 mm rotačně zajišťují vyměnitelný kotouč vůči misce. Pro spojení kotouče a misky byly vybrány kolíky místo šroubů z toho důvodu, že bude docházet k poměrně časté výměně kotouče vzhledem k tomu, že pro každou velikost hřídele bude jedna velikost kotouče. Dalším důvodem k výměně kotouče může být jeho poškození nebo opotřebování od působení dosedajícího pojistného kroužku. Kotouč bude navíc k misce přitlačován pojistným kroužkem, což vytvoří třecí sílu mezi miskou a kotoučem.

Kolíky jsou umístěny 30 mm od osy rotace a jsou namáhány na střih. V dělicí rovině mezi miskou a kotoučem působí na jejich průřez síla od kroutícího momentu.

Vztah pro smykové napětí τ

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot \pi \left(\frac{d_k}{2}\right)^2} = \frac{\frac{M_k}{r}}{2 \cdot \pi \left(\frac{d_k}{2}\right)^2} = \frac{\frac{130\,000}{30}}{2 \cdot \pi \left(\frac{8}{2}\right)^2} = 43,10 \text{ MPa}, \quad (14)$$

kde d_k je průměr kolíku, M_k kroutící moment vyvolávající rotaci náboje a r je poloměr, na kterém jsou kolíky umístěny.

Smykové napětí nesmí překročit hranici dovoleného smykového napětí τ_D [16 s. 253]

$$\tau \leq \tau_D = 100 \text{ MPa}$$

$$43 \leq 100$$

Kolíky vyhověly kontrole na střih. Dále je potřeba provést kontrolu na otláčení.

Tlak v oblině díry misky

$$p_m = \frac{F}{2d_k \cdot l_m} = \frac{\frac{M_k}{r}}{2d_k \cdot l_m} = \frac{\frac{130\,000}{30}}{2 \cdot 8 \cdot 8} = 33,86 \text{ MPa}, \quad (15)$$

kde l_m je hloubka díry v misce.

Tlak v oblině díry kotouče

$$p_k = \frac{F}{2d_k \cdot l_k} = \frac{\frac{M_k}{r}}{2d_k \cdot l_k} = \frac{\frac{130\,000}{30}}{2 \cdot 8 \cdot 9,3} = 29,12 \text{ MPa},$$

kde l_k je část díry kotouče, které se kolík dotýká.

Vypočtené tlaky musí být menší než dovolený tlak v díře materiálu S235 [16 s. 253]

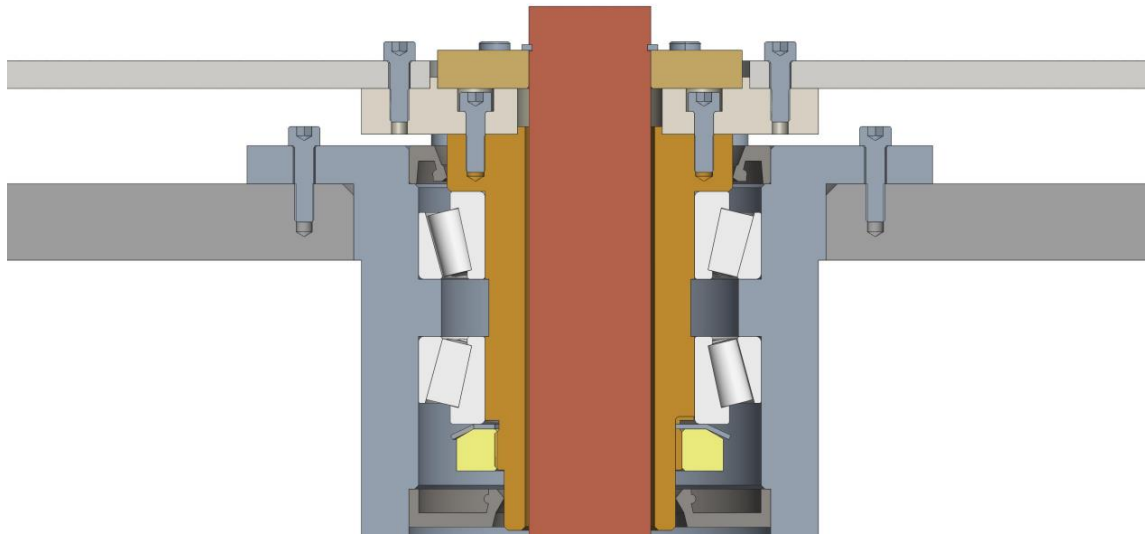
$$p \leq p_D = 80 \text{ MPa}$$

Vybrané kolíky splňují podmínky použití.

3.4. Uložení pomocného hřídele

Pomocný hřídel bude rotovat spolu s kotoučem, a tak je potřeba ho vhodně uložit pomocí ložisek. V tomto případě je žádoucí, aby dvojice ložisek snesla radiální i axiální zatížení.

Byla zvolena kuželíková ložiska uložená do „O“, jejich umístění ve skříni je vidět na Obr. 34. O horní ložisko se opírá pomocná hřídel a spodní je pojištěno KM maticí s MB podložkou. Prostor s ložisky je utěsněn hřídelovými těsníci kroužky. Skříň bude svařenec z obrobene tyče a příruby a bude připevněna k desce stolu pomocí šesti šroubů s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem ISO 4762. Ve skříni nebude chybět ani mazací hlavice, která je zobrazena na Obr. 36.

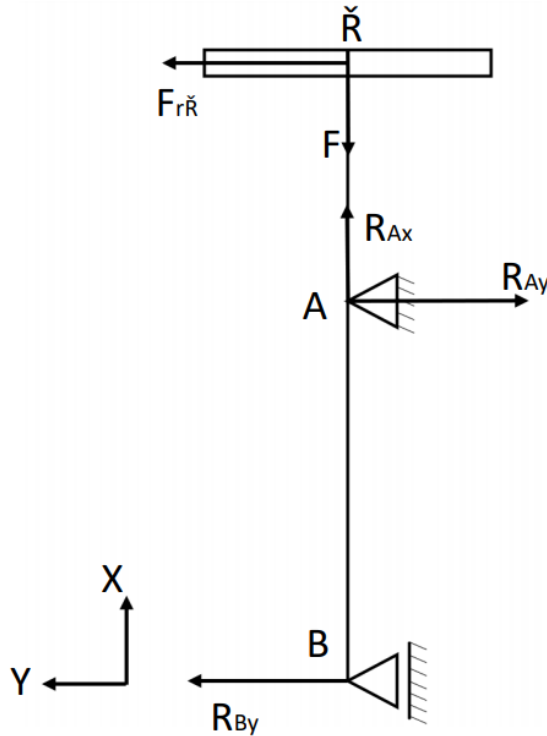


Obr. 34 Uložení pomocné hřídele

3.4.1. Výpočet ložisek

Silové poměry na hřídeli

Pro výběr správné velikosti ložisek je potřeba zjistit, jaká namáhání budou muset snést. Síly na hřídeli zjistíme z rovnic silové rovnováhy.



Obr. 35.: Silové poměry

Rovina XY

$$F + R_{Ax} = 0$$

$$R_{By} - R_{Ay} + F_{r\check{R}} = 0$$

$$R_{Ay} \cdot \overline{AB} - F_{r\check{R}} \cdot \overline{B\check{R}} = 0$$

$$F_{r\check{R}} = 1,15 \cdot F_{r\check{R}} = 1,15 \cdot F_{r\check{R}} = 1,15 \cdot 2\,377 = 2\,734 \text{ N}$$

Rovina XZ

$$F - R_{Ax} = 0$$

$$R_{Bz} - R_{Az} + F_{t\check{R}} = 0$$

$$R_{Az} \cdot \overline{AB} - F_{t\check{R}} \cdot \overline{B\check{R}} = 0$$

$$F_{t\check{R}} = \frac{2M_k}{d_p} = \frac{2 \cdot (r \cdot F)}{d_p} = \frac{2 \cdot (0,016 \cdot 27\,034)}{0,364} = 2\,377 \text{ N}$$

Radiální zatížení ložisek

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2}$$

$$R_{Br} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}$$

Tab. 3.: Hodnoty reakcí v ložiskách

Reakce	Velikost
R_{Ax}	27 034 N
R_{Ay}	4 435 N
R_{By}	1 701 N
R_{Az}	3 857 N
R_{Bz}	1 479 N
R_{Ar}	5 877 N
R_{Br}	2 255 N

Zvolená ložiska 32011 X [17]

Dynamická únosnost $C = 99,4 \text{ kN}$

Statická únosnost $C_0 = 116 \text{ kN}$

Koeficient $Y = 1,5$

Koeficient $e = 0,4$

Ověření minimální hodnoty radiálního zatížení

$$F_{rm} = 0,02C = 0,02 \cdot 99\,400 = 1\,988 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{rm} \leq R_{rA,B} \quad (17)$$

Radiální zatížení v obou ložiskách odpovídá podmínce.

Ložiska budou uložena do „O“ a výpočet je proveden podle katalogu SKF. [18]

Ověření kritérií

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} > \frac{F_{rB}}{Y_B} \quad (18)$$

$$\frac{5\,877}{1,5} > \frac{2\,255}{1,5}$$

$$3\,918 > 1\,503$$

$$K_a \geq 0,5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$$

$$27\,034 \geq 0,5 \left(\frac{5\,877}{1,5} - \frac{2\,255}{1,5} \right)$$

$$27\,034 \geq 1\,208 \quad (19)$$

Axiální zatížení ložisek

$$F_{aB} = \frac{F_{rB}}{2Y_B} = \frac{2\,255}{2 \cdot 1,5} = 752 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a = 752 + 27\,034 = 27\,786 \text{ N} \quad (21)$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek

Ložisko A

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} > e \quad (22)$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{27\,786}{5\,877} = 4,73$$

$$4,73 > 0,4$$

$$P = 0,4F_{rA} + Y \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 5\,877 + 1,5 \cdot 27\,786 = 44\,029 \text{ N} \quad (23)$$

Ložisko B

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} \leq e$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{752}{2\,255} = 0,33$$

$$0,33 \leq 0,4$$

$$P = F_{rB} = 2\,255 \text{ N} \quad (24)$$

Dynamická zatížení ložisek dosahují nižších hodnot, než je jejich dynamická únosnost a tím pádem jsou z tohoto hlediska vyhovující.

Trvanlivost ložisek

$$L_{10hA} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{99\,400}{44\,029}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 100} = 2\,516 \text{ h} \quad (25)$$

$$L_{10hB} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{99\,400}{2\,255}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 100} = 50\,454\,873 \text{ h,}$$

kde p je koeficient zohledňující typ ložisek a n jsou maximální otáčky, kterých bude mechanismus dosahovat.

Trvanlivost ložiska A vyhovuje požadavku, že má mechanismus spolehlivě fungovat 1 000 hodin. Trvanlivost ložiska B je velmi vysoká, ale vzhledem k tomu, že jsou použita dvě stejná ložiska a nejedná se o sériovou výrobu, tak by ušetřené finance za menší ložisko nepředstavovaly rozdíl.

Zvolená kuželíková ložiska 32011 X vyhověla všem podmínkám a je možné je použít pro uložení pomocné hřídele.

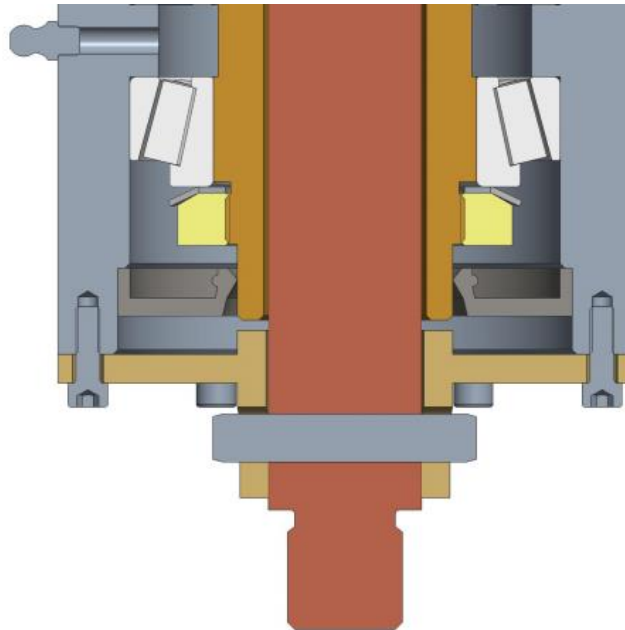
3.5. Zamezení rotace zkoušené hřídele

Kotouč pod pojistným kroužkem rotuje a vlivem axiálního zatěžování dochází přes pojistný kroužek k přenosu kroutícího momentu na zkoušenou hřídel. Jakákoliv rotace hřídele není žádoucí vzhledem k povaze celé úlohy, kdy má jeden z komponentů rotovat vůči tomu druhému přesně stanovenými otáčkami.

Existuje několik způsobů, jak rotaci hřídele zamezit. V úvahu by přicházelo použití pera nebo drážkování. Oba zmíněné způsoby ale vyžadují poměrně nákladné úpravy hřídele i náboje. Zároveň by bylo nutné pro každou velikost testovaných hřídelí vyrobit jednu doplňující součást.

Výrobně nejjednodušší a nejúspornější způsob zamezení rotace hřídele je využití kolíku, který by procházel skrz hřídel a opíral se o doplňkový komponent jako na Obr. 36.

Pro pojistný stand pro testování pojistných kroužků bylo zvoleno zamezení rotace hřídele pomocí kolíku. Kolík bude nalisován do hřídele a jeho konce se budou opírat o drážku v trubce navařené na přírubu, která bude ke skříni mechanismu upevněna šesti šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem ISO 4762. Pro snížení množství vyrobených komponentů a časové náročnosti obsluhy testovacího standu bylo zvoleno, že pro všechny velikosti hřídelí budou vyrobeny pouze tři doplňkové komponenty pro zamezení rotace. Jeden pro rozměry 18 až 22 mm, druhý pro 23 až 27 mm a třetí pro rozměry 28 až 32 mm.



Obr. 36.: Zajištění hřídele proti rotaci

3.5.1. Kontrola kolíků pro zamezení rotace

Byly vybrány válcové kolíky kalené dle ČSN 02 2152 s dovoleným smykovým napětím $\tau_D = 100$ MPa a dovoleným napětím v ohybu $\sigma_{oD} = 120$ MPa. [16]

Kolíky se budou kontrolovat na stříh a ohyb. Kontrolu na otláčení není nutné provádět vzhledem ke krátké době použití kolíku. Po každém testu se předpokládá výměna hřídele a s ní i kolíků.

Pro hřídele o průměru 18 až 23 mm se použijí dva 8mm kolíky nad sebou, pro hřídele 24 až 27 mm jeden 10mm kolík a pro hřídele 28 až 32 mm jeden 12mm kolík.

V literatuře je možné najít doporučení, že by kolíky neměly mít větší průměr jak třetina průměru hřídele. [16] Doporučení použité kolíky pro zamezení rotace nesplňují, ale opět lze argumentovat krátkou dobou jejich použití.

Kontrola na stříh

Smykové napětí kolíku na 32mm hřídeli

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot \pi \left(\frac{d_k}{2}\right)^2} = \frac{M_{km}}{r \cdot 2 \cdot \pi \left(\frac{d_k}{2}\right)^2} = \frac{130\,000}{16 \cdot 2 \cdot \pi \left(\frac{12}{2}\right)^2} = 35,92 \text{ MPa},$$

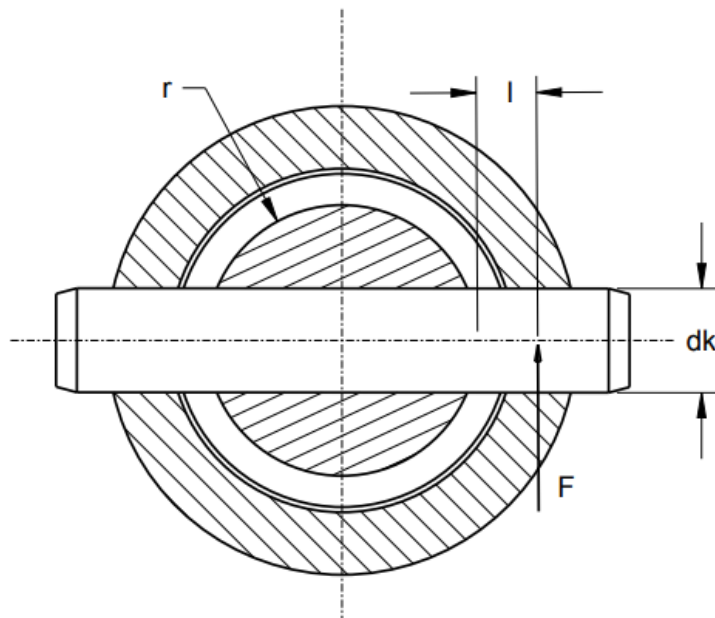
kte d_k je průměr kolíku, M_{km} kroutící moment na hřídeli a r je poloměr hřídele.

$$\tau \leq \tau_D = 100 \text{ MPa}$$

$$35,92 \leq 100$$

Kontrola na ohyb

Mezi okrajem hřídele a trubkou, o kterou se kolík opírá, je mezera, kvůli které dochází k ohybovému namáhání kolíku. Velikost mezery se dle velikosti hřídele liší, jelikož jedna trubka je určena pro více velikostí hřídele. Všechny důležité parametry lze vyčíst z Obr. 37 a Tab. 4.



Obr. 37.: Namáhání kolíku ohybem

Kolík je nabitý v hřídeli, což lze považovat za vetknutí. Ke kontaktu mezi kolíkem a trubkou dochází, pro zjednodušení výpočtů, ve středním průměru trubky. Rameno síly F , vyvolávající ohybový moment, je na obrázku naznačeno jako vzdálenost l .

Sílu F způsobuje kroutící moment na hřídeli, který se přenáší na trubku přes kolík. Rameno, na kterém působí kroutící moment je rovno součtu poloměru hřídele r a vzdálenosti l .

$$F = \frac{M_k}{r + l} = \frac{130}{(16 + 2,5) \cdot 10^{-3}} = 7\,027 \text{ N}$$

Maximální ohybový moment M_o vzniká na okraji hřídele.

$$M_o = F \cdot l = 7\,027 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 17,57 \text{ Nm}$$

Ohybové napětí σ_o vyjadřuje vztah

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{2 \frac{\pi \cdot d_k^3}{32}} = \frac{2,03 \cdot 10^3}{2 \frac{\pi \cdot 12^3}{32}} = 10,35 \text{ MPa}, \quad (26)$$

kde W_o je modul průřezu v ohybu a d_k je průměr kolíku.

Ohybové napětí musí být nižší než jeho dovolená hodnota.

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDp} \cong 0,7 \cdot \sigma_{oD} = 0,7 \cdot 120 = 90 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí při proměnlivém zatížení bylo určeno jako 70 % dovoleného napětí při statickém zatížení. [16]

Tab. 4.: Kontrola kolíků na stříh a ohyb

d [mm]	d _k [mm]	kolíky [-]	M _{km} [Nm]	W _o [mm ³]	l [mm]	F [N]	M _o [Nm]	τ [Mpa]	σ _o [Mpa]
18	8	2	46	50	4,5	3400	15,30	50,73	76,10
19	8	2	48	50	4	3589	14,36	50,73	71,40
20	8	2	51	50	3,5	3800	13,30	51,03	66,15
21	8	2	53	50	3	3920	11,76	50,13	58,49
22	8	2	56	50	2,5	4131	10,33	50,43	51,37
23	8	2	57	50	4,5	3579	16,11	49,54	80,11
24	10	1	58	98	4	3623	14,49	30,75	73,80
25	10	1	61	98	3,5	3797	13,29	30,94	67,68
26	10	1	63	98	3	3924	11,77	30,75	59,96
27	10	1	66	98	2,5	4151	10,38	31,32	52,86
28	12	1	135	170	4,5	7288	32,79	42,57	96,65
29	12	1	138	170	4	7477	29,91	42,18	88,15
30	12	1	144	170	3,5	7808	27,33	42,57	80,55
31	12	1	146	170	3	7918	23,75	41,78	70,01
32	12	1	150	170	2,5	8095	20,24	41,38	59,65

Z Tab. 4 je zřejmé, že vybrané kolíky vyhověly pevnostním podmínkám s jednou výjimkou zvláště červeno vybarvenou. Kontrola na ohyb nevyhověl kolík použitý pro 28mm hřídel. Hodnota ohybového napětí jen lehce překračuje hodnotu povolenou. S ohledem na krátkou dobu zatížení kolíku a vysokou pravděpodobnost, že dojde k selhání pojistného kroužku dříve, než se dosáhne maximálního vypočteného namáhání, na které je kolík dimenzován, tak by ani větší překročení dovolené hodnoty nepředstavovalo problém.

Hodnoty v tabulce příslušné 32mm hřídeli se lehce liší od hodnot, se kterými se počítalo jak v této kapitole, tak v předchozích. Důvodem k tomu je použití katalogových hodnot nosností kroužků místo vypočtených. Nosnosti kroužků ovlivňují velikost momentu M_{km} nutného pro rotaci kotouče pod pojistným kroužkem. Výpočet nosností kroužku a drážky velikosti 32 mm v kapitole 3.2 ukázal, že reálné možné axiální zatížení závisí na několika faktorech a ani ty nejvyšší vypočtené hodnoty nepřesahují nosnost kroužku udávanou v katalogu.

3.6. Kontrola šroubů použitých v sestavě

V sestavě jsou ke spojení součástí v několika případech použity šrouby. Šrouby spojují vždy po šesti kusech miskou s pomocnou hřídelí, řetězové kolo s miskou, přírubu se skříní a skříní k desce stolu. Všechny šrouby v sestavě jsou podle normy ISO 4762, závit M5 a pevnostní třída 8.8.

Je potřeba zjistit, jaké předpětí musí vyvinout šrouby, aby udržely dvě části vůči sobě ve stejné pozici. Všechna spojení jsou namáhána silami od jednoho momentu, ale vzhledem k různé vzdálenosti šroubů od osy rotace jsou síly různě velké.

Po zjištění potřebného předpětí šroubů se postoupí k výpočtu utahovacího momentu, pomocí kterého se předpětí dosáhne. Poté následuje kontrola, zda vybrané šrouby snesou vypočtený moment v závitě, zatížení od předpětí, a jestli bude tlak v závitě snesitelný pro závitové díry.

S předpětím šroubů roste velikost třecí síly mezi spojovanými komponenty. Proti třecí síle působí síly vyvolané kroučícím momentem. Šrouby použité ke spojení výše zmíněných součástí mají za úkol zajistit pevné spojení. Pokud by nebyly dostatečně předepjaté, komponenty by se vůči sobě vlivem působícího momentu posunuly a začaly by šrouby namáhat na stříh a ohyb. Z výše zmíněných skutečností vyplývá, že třecí síla T musí být větší nebo rovna síle od kroučícího momentu F_k .

Následující výpočty budou provedeny pro šrouby připojující přírubu na skříně, výsledky výpočtů ostatních šroubů jsou shrnuty v Tab. 5.

$$T \geq F_k$$

Třecí síla T je rovna součinu předpětí šroubu Q a koeficientu tření f .

$$T = Q \cdot f$$

Síla F_k působící proti třecí síle je rovna podílu kroučícího momentu M_k a poloměru r , na kterém jsou šrouby umístěny.

$$F_k = \frac{M_k}{r}$$

Z výše uvedených vztahů se získal vztah pro minimální velikost předpětí Q_{6min} vytvořeného všemi šrouby.

$$Q_{6min} \geq \frac{M_k}{r \cdot f} = \frac{130}{0,05375 \cdot 0,3} = 8\,062\,N \quad (27)$$

Předpětí se pak rozpočítá mezi jednotlivé šrouby.

$$Q_{1min} \geq \frac{Q_{6min}}{6} = \frac{8\,176}{6} = 1\,344\,N$$

Moment v závitě M_{kz} vyjadřuje následující vztah.

$$M_{kz} = Q_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (28)$$

kde d_2 je střední průměr závitu, γ úhel stoupání šroubovice a φ' třecí úhel v ostrém závitě.

Součinitel tření v ostrém závitu

$$f' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{0,1}{\cos 30^\circ} = 0,115, \quad (29)$$

kde f je součinitel tření v plochém závitu a β je poloviční úhel profilu.

Třecí úhel v ostrém závitu

$$\varphi' = \arctg f' = \arctg 0,115 = 6,587^\circ \quad (30)$$

Úhel stoupání šroubovice

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{0,8}{\pi \cdot 4,480}\right) = 3,253^\circ, \quad (31)$$

kde P je rozteč.

Z vypočtených hodnot se pak zjistí moment v závitu M_{kz} a následně i potřebný moment na klíči M_{kk}

$$M_{kz} = Q_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 1\,344 \frac{4,480}{2} \operatorname{tg}(3,253^\circ + 6,587^\circ) = 0,522 \text{ Nm}$$

$$M_{kk} = M_{TH} + M_{kz} = Q \cdot f_h \cdot \rho_h + M_{kz} = Q \cdot f_h \cdot \frac{d_k - d_d}{2} + M_{kz} \quad (32)$$

$$= 1\,344 \cdot 0,15 \cdot \frac{8,5 - 5,8}{2 \cdot 10^3} + 0,522 = 0,79 \text{ Nm},$$

kde M_{TH} je třecí moment pod hlavou šroubu, f_h je koeficient tření pod hlavou šroubu, ρ_h je třecí poloměr hlavy šroubu, d_k je průměr hlavy šroubu a d_d je průměr díry.

Kontrola šroubů na tah a krut

Smykové napětí vyvolané momentem v závitu udává vztah

$$\tau_k = \frac{M_{kz}}{W_{k3}} = \frac{M_{kz}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \frac{d_3}{4}} = \frac{0,522 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 4,019^3}{16}} = 40,95 \text{ MPa}, \quad (33)$$

kde W_{k3} je průřezový modul v krutu jádra šroubu.

Tahové napětí od vzniklé osové síly

$$\sigma = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi (d_2 + d_3)^2}{4}} = \frac{1\,344}{\frac{\pi (4,480 + 4,019)^2}{4}} = 47,4 \text{ MPa}, \quad (34)$$

kde d_2 je střední poloměr a d_3 je malý poloměr závitu.

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{47,4^2 + 3 \cdot 40,95^2} = 85,3 \text{ MPa} \quad (35)$$

Bezpečnost při kombinovaném namáhání [16 s. 238]

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} \geq 2 \quad (36)$$

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{640}{85,3} = 7,5,$$

kde σ_{Kt} je mez kluzu v tahu šroubu pevnostní třídy 8.8.

Kontrola závitů na otláčení

Tlak v závitu

$$p = \frac{4Q}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4Q}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 1\,344}{\frac{10}{0,8} \cdot \pi \cdot (5^2 - 4,134^2)} = 17,3 \text{ MPa}, \quad (37)$$

kde p je tlak v závitech, p_D je dovolený tlak v závitech, i je počet závitů matice, m je hloubka závitů v závitové díře, P je rozteč závitů a D_1 malý průměr závitů.

$$p = \frac{4Q}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq p_D$$

Tlak v závitu nesmí překročit dovolený tlak, jehož hodnoty jsou pro ocel S235 20 MPa a pro ocel S355 40 MPa. [16 s. 241]

Tab. 5.: Kontrola šroubů

spojované komponenty	Q [N]	M _{kz} [Nm]	M _{kk} [Nm]	σ _{red} [MPa]	k [-]	p [MPa]	p _D [MPa]
miska na hřídeli	2407	0,94	1,74	150,91	4,44	32,41	40
kolo na misce	1444	0,56	1,05	82,31	7,40	19,22	20
příruba na skříni	1344	0,52	0,97	84,23	7,96	17,30	20
skříň na desce	963	0,37	0,70	60,36	11,10	12,40	20

V závitových děrách v pomocné hřídeli vyšly vysoké hodnoty tlaku, a tak byl zvolen odolnější materiál, ocel S355, ostatní komponenty jsou vyrobeny z ocele S235. Zvolené šrouby a komponenty vyhověly všem pevnostním kontrolám.

3.7. Pohon

Vzhledem k charakteru aplikace je nejvýhodnější variantou použití elektromotoru samostatně. Hydraulický pohon v podobě kombinace elektromotoru s čerpadlem a hydromotorem by neměl význam. Z běžně využívaných přichází v úvahu například třífázový asynchronní motor, jednofázový asynchronní motor, synchronní motor a nebo stejnosměrný motor.

Třífázový asynchronní motor

Je nejpoužívanějším typem motoru pro podobný druh aplikací zejména díky jeho ceně, dostupnosti a ne příliš složitému řízení s využitím frekvenčního měniče. Lze ho sehnat v různých výkonových variantách a provedeních. Jako nevýhodu i výhodu zároveň lze vnímat napájení z ne zcela běžné třífázové zásuvky. Když se ale přihledne k faktu, že v běžném testovacím centru, kde by byl navrhnutý stand provozován, by měla být třífázová zásuvka běžně k dispozici, lze toto vnímat jako výhodu. Hlavní nevýhodou je skluz motoru, kdy s rostoucím zatížením klesají otáčky motoru, což bude nutné pro různá zatížení korigovat přenastavením frekvenčního měniče.

Jednofázový asynchronní motor

Motor s napájením z klasické 230V zásuvky není vhodný pro testovací stand, u kterého se předpokládá zapojení do 400V zásuvky v zázemí určeném pro podobné aplikace. Jednofázový elektromotor má nižší účinnost a jeho řízení pomocí frekvenčního měniče je značně omezené.

Synchronní motor

Tento motor je narušil od motorů asynchronních opatřen rotorem z magnetů, což má negativní vliv na jeho cenu. Na druhou stranu nabízí vysokou účinnost a vysoký moment i u nízkých otáček. Skluz je blízko nulové hranici, a tak otáčky nejsou závislé na zatížení motoru.

Stejnoseměrný motor

Stejnoseměrný motor není možné připojit přímo do zásuvky, potřebuje totiž stejnosměrný zdroj napětí. Rozměrově i cenově převyšuje třífázový asynchronní elektromotor.

3.7.1. Výpočet potřebného výkonu a volba elektromotoru

Potřebný výkon závisí na velikosti kroutícího momentu M_k potřebného k překonání třecí síly způsobené axiálním zatížením, výpočet v kapitole 3.2.3, a na maximálních požadovaných otáčkách mechanismu n , zadaných v kapitole 3.1.

Základní vztah pro výkon

$$P = M_k \cdot \omega, \quad (38)$$

kde ω představuje úhlovou rychlost, která se získá ze zadané hodnoty maximálních otáček n .

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (39)$$

Výsledný vztah pro výpočet potřebného výkonu

$$P = M_k \cdot \frac{2\pi n}{60} = 130 \cdot \frac{2\pi \cdot 100}{60} = 1\,359 \text{ W}$$

Vztah pro potřebný mechanický výkon

$$P_m = \frac{P}{\eta} = \frac{1\,359}{0,94} = 1\,446 \text{ W}, \quad (40)$$

kde η je účinnost řetězového převodu.

Z porovnání motorů se jeví jako nejvhodnější varianta třífázový asynchronní elektromotor.

Podle potřebného výkonu a požadavku na otáčky co nejbližší otáčkám samotného mechanismu byl zvolen třífázový osmipólový asynchronní elektromotor Siemens SIMOTICS 2,2 kW (model 1AV2130D), 725 ot/min.

Byla zvolena konstrukce s menší přírubou. Elektromotor bude připojen zespod desky stolu.

3.8. Řízení otáček

3.8.1. Výběr řízení otáček

V minulé kapitole byl zvolen vhodný motor pro pohon kotouče. Nominální otáčky elektromotoru jsou 725 ot/min, ale požadované otáčky kotouče by se měly plynule pohybovat v hodnotách 10 až 100 ot/min. Otáčky mechanismu lze řídit buď přímo převodovkou vloženou mezi elektromotor a poháněnou hřídel, nebo upravovat už otáčky elektromotoru pomocí frekvenčního měniče.

Řízení otáček mechanismu

Nejnámějším typem převodovky je bezesporu vícestupňová řaditelná převodovka, používaná například v automobilech. Skládá se z několika soukolí a ručně se řadí převodové stupně. Pro zvolenou aplikaci ale není vhodná, jelikož druh této převodovky pro zvolenou aplikaci s danými parametry není dostupný, bylo by nutné ji navrhnout a vyrobit, což je zcela nevhodné kvůli vysokým nákladům. S opomenutím ceny tato převodovka nesplňuje klíčový požadavek, a to možnost jemné a plynulé změny otáček bez rázů.

Plynulou změnu otáček naopak umožňuje variátor. Nabízí velký rozsah převodových poměrů, které lze řídit například ručním nastavováním. Přesnost nastavení převodu ale není příliš přesná a bylo by nutné doplnit zařízení o otáčkoměr. Významnou nevýhodou variátoru je vysoká cena.

Řízení otáček elektromotoru

Z rovnice pro otáčky asynchronního elektromotoru (41) je zřejmé, že otáčky lze řídit několika způsoby.

$$n = n_{s1}(1 - s) = \frac{60 \cdot f_1}{p} \cdot (1 - s), \quad (41)$$

kde n_{s1} jsou synchronní otáčky, s skluz, n otáčky rotoru, f_1 frekvence napájecího proudu statoru a p je počet pólových dvojic. [19]

Frekvenční měnič řídí otáčky asynchronního elektromotoru pomocí změny vstupní frekvence f_1 , kterou dokáže ve vysokém rozsahu plynule měnit. Pro zkušební stand je tato skutečnost velmi důležitá, jelikož je požadováno, aby otáčky mechanismu dosahovaly i velmi nízkých hodnot. Díky přímému nastavování frekvence není nutné zařízení doplňovat o otáčkoměr. Nevýhodou je, že nízké vstupní frekvence způsobí zahřívání motoru. Na nízkých hodnotách ale nebude frekvence držena dlouho, a tak by nemělo hrozit nebezpečí přehřátí. Cena frekvenčního měniče sice není nízká, ale nedosahuje výše ceny variátoru.

3.8.2. Volba způsobu řízení otáček

Řízení otáček mechanismu bude nepřímo zprostředkováno řízením otáček elektromotoru. Rozhodujícími faktory pro výběr byla cena a komfort nastavování otáček.

Podle výkonu elektromotoru byl zvolen tomu odpovídající frekvenční měnič značky Danfoss řady VLT Micro Drive FC 51, označení 132F0014, a bude doplněn ovládacím panelem LPC12, na kterém se bude nastavovat frekvence vstupující do elektromotoru.

Mezi elektromotor a poháněný hřídel bude ještě vložen mechanický převod. Pro další výpočty bude použita poloviční hodnota otáček motoru jako otáčky nominální, jelikož pomocí frekvenčního měniče budou otáčky elektromotoru drženy na poloviční hodnotě jeho nominálních otáček a níž, resp. se bude snižovat frekvence vstupující do elektromotoru o polovinu a více.

3.9. Mechanický převod

3.9.1. Výpočet převodu

Stanovení převodového poměru i_c

$$i_c = \frac{n_{m0,5}}{n_s} = \frac{0,5n_m}{n_s} = \frac{0,5 \cdot 725}{100} = 3,625, \quad (42)$$

kde $n_{m0,5}$ jsou poloviční nominální otáčky elektromotoru a n_s jsou požadované maximální otáčky mechanismu.

3.9.2. Výběr mechanického převodu

Obecně se v průmyslu využívá několika typů mechanických převodů, a to ozubeného převodu, řemenového, řetězového a převodu třecími koly. Každý z nich má své klady a zápory v závislosti na konkrétní aplikaci.

V následujících odstavcích budou uvedeny výhody a nevýhody jednotlivých typů vztahené na parametry této práce. Přenášený výkon je nízký, osová vzdálenost menší a převodový poměr poměrně vysoký. Je nutné, aby převod dobře snášel změny otáček. Životnost nemusí být vysoká vzhledem k požadavku na 1000 provozních hodin.

Převod ozubenými koly

Převod ozubenými koly je striktně limitován osovou vzdáleností. Montáž a celkově výroba jsou poměrně náročné na přesnost.

Řemenový

Řemenové převody potřebují být doplněny o napínací mechanismus, aby správně fungovaly. To s sebou přináší i velké síly, které namáhají příslušné hřídele. Řemenové převody nejsou schopny přesně dodržet převodový poměr, protože dochází k prokluzu, s čímž také souvisí nejistota přenosu výkonu. Jednou z nevýhod představuje i jejich nevhodnost pro vyšší převodové poměry při malých osových vzdálenostech, protože zde hraje velkou roli úhel opásání. [20]

Řetězový

Řetězový převod nepotřebuje předepnutí jako řemenový převod. Je vhodný pro velké převodové poměry, jelikož úhel opásání není u řetězového převodu funkčně podstatný a nedochází k prokluzu. Nevýhodou je určitá pulzace, ke které dochází kvůli tomu, že řetěz neobepíná kola po kružnici, ale po mnohoúhelníku. [20]

Převod třecími koly

Převod třecími koly má stejně jako převod ozubenými koly jasně stanovenou osovou vzdálenost. Potřebuje nemalou přitlačnou sílu kol, je náchylný ke skluzu a dosahuje nižší účinnosti jak ostatní typy mechanických převodů.

3.9.3. Volba mechanického převodu a jeho výpočet

Pro testovací stand byl zvolen převod řetězový, který je vhodný i pro větší převodové poměry, nepotřebuje silné předepnutí, ani přitlačné síly a nedochází u něj k prokluzu.

Počet zubů řetězových kol

Základním parametrem ozubeného převodu je počet zubů jednotlivých kol. S požadavkem, že má být převodový poměr řetězového převodu co nejbližší vypočtené hodnotě, byly zvoleny počty zubů:

$$z_1 = 25$$

$$z_2 = 90$$

Pak je skutečný převodový poměr $i_{c_{skut}}$ roven:

$$i_{c_{skut}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{25} = 3,6 \quad (43)$$

Hodnota přenášeného výkonu

$$P_D = \frac{P}{k \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{1\,446}{1,03 \cdot 1 \cdot 1} = 1\,613 \text{ W} \quad (44)$$

Součinitel výkonu k se určil z tabulky [22 s. 122] zohledňující převodový poměr, činitel rázů a počet zubů hnací řetězky. Činitel mazání μ pro tento výpočet nabývá hodnoty 1, tedy bezvadné mazání, a činitel provedení φ se vztahuje k normě řetězu.

Volba typu řetězu

Z diagramu zohledňujícího hodnotu otáček malého řetězového kola a přenášeného výkonu byl zvolen typ řetězu 08B dle ČSN 01 4809 (DIN 8195).

Kontrola zvoleného řetězu

Poloměry roztečných kružnic vyjadřuje vztah

$$d_{1,2} = \frac{P}{\sin \frac{180}{z_{1,2}}} \quad (45)$$

kde P je rozteč daného typu řetězu.

$$d_1 = \frac{P}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{12,7}{\sin \frac{180}{25}} = 101,33 \text{ mm}$$

$$d_2 = 363,90 \text{ mm}$$

Obvodová rychlost

$$v = \omega \cdot r = 2\pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 2\pi \cdot \frac{362,5}{60} \cdot \frac{101,33}{2} = 1,923 \text{ m/s} \quad (46)$$

Tažná síla

$$F_o = \frac{P}{v} = \frac{1\,446}{1,923} = 751,64 \text{ N} \quad (47)$$

Celková tahová síla

$$F_t = F_o + F_{oc} \approx F_o \quad (48)$$

Vliv zatížen od odstředivé síly je při obvodových rychlostech pod 4 m/s zanedbatelný.

[23 s. 12]

Výpočtový tlak

$$p_p = \frac{F_t}{S} = \frac{751,64}{500} = 1,50 \text{ MPa}, \quad (49)$$

kde S je plocha kloubu řetězu z katalogu. [24]

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_D = p_1 \cdot \lambda = 25,11 \cdot 0,9 = 22,60 \text{ MPa}, \quad (50)$$

kde λ je součinitel tření a byl zvolen podle tabulky [22 s. 125] a p_1 představuje směrný tlak v kloubu řetězu podle tabulky [22 s. 126].

Výpočtový tlak musí být menší nebo roven dovolenému tlaku v kloubu řetězu.

$$k = \frac{p_p}{p_D} \geq 1 \quad (51)$$

$$k = \frac{p_p}{p_D} = \frac{1,50}{22,60} = 15$$

Součinitel bezpečnosti proti přetížení při statickém zatížení [22]

$$k_s = \frac{F_B}{F_t} \geq 7 \quad (52)$$

$$k_s = \frac{21\,000}{751,64} = 28 \geq 7$$

Pevnost řetězu při přetížení F_B je uvedena v katalogu výrobce

Součinitel bezpečnosti proti přetížení při dynamickém zatížení [22]

$$k_d = \frac{F_B}{F_t \cdot Y} \geq 5 \quad (53)$$

$$k_d = \frac{21\,000}{751,64 \cdot 2} = 14 \geq 5$$

Součinitel rázu Y se odvíjí od způsobu zatížení.

Podmínky jsou splněny. Bezpečnosti jsou vysoké, ale zmenšení velikosti řetězu by přicházelo v úvahu pouze, pokud by se jednalo např. o sériovou výrobu, kdy by cenový rozdíl byl znatelný. Pro použití pro zkušební stand, u kterého se předpokládá výroba jediného kusu, rozdíl v ceně řetězu nehraje roli a je lepší zachovat vyšší bezpečnost a typ doporučený z diagramu.

Počet článků řetězu [23]

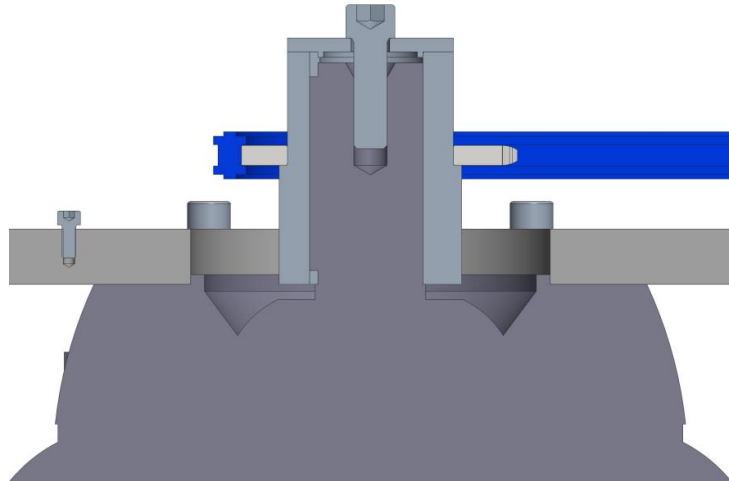
$$\begin{aligned}
 x &= \frac{2a}{p} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a} & (54) \\
 &= \frac{2 \cdot 346,05}{12,7} + \frac{(25 + 90)}{2} + \left(\frac{25 - 90}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{12,7}{346,05} = 116 [-],
 \end{aligned}$$

kde a je osová vzdálenost a p je rozteč řetězu.

Osová vzdálenost byla vyjádřena z výše uvedené rovnice a počet článků řetězu upravován tak, aby odpovídal konstrukci zkušebního standu.

3.9.4. Upevnění řetězového převodu

Upevnění velkého řetězového kola je již uvedeno v kapitole 3.4 *Uložení pomocného hřídele*. Malé řetězové kolo s nábojem bude přenášet výkon elektromotoru pomocí těsného pera. Náboj se z jedné strany opírá o osazení výstupní hřídele a z druhé je jištěn víčkem, viz Obr. 38. Řetězové kolo je na náboj nalisováno a následně je mezi nimi vytvořen svarový spoj. Správné pozici řetězky na náboji napomáhá osazení.



Obr. 38.: Upevnění řetězového kola na motoru

3.9.5. Napínání řetězu a tlumení

Řetěz bude napínat *Mini-napínák s obloukovým profilem* od firmy Murtfeldt. Velikost napínáku přesně odpovídá velikosti řetězu dle normy DIN 8187. [25]

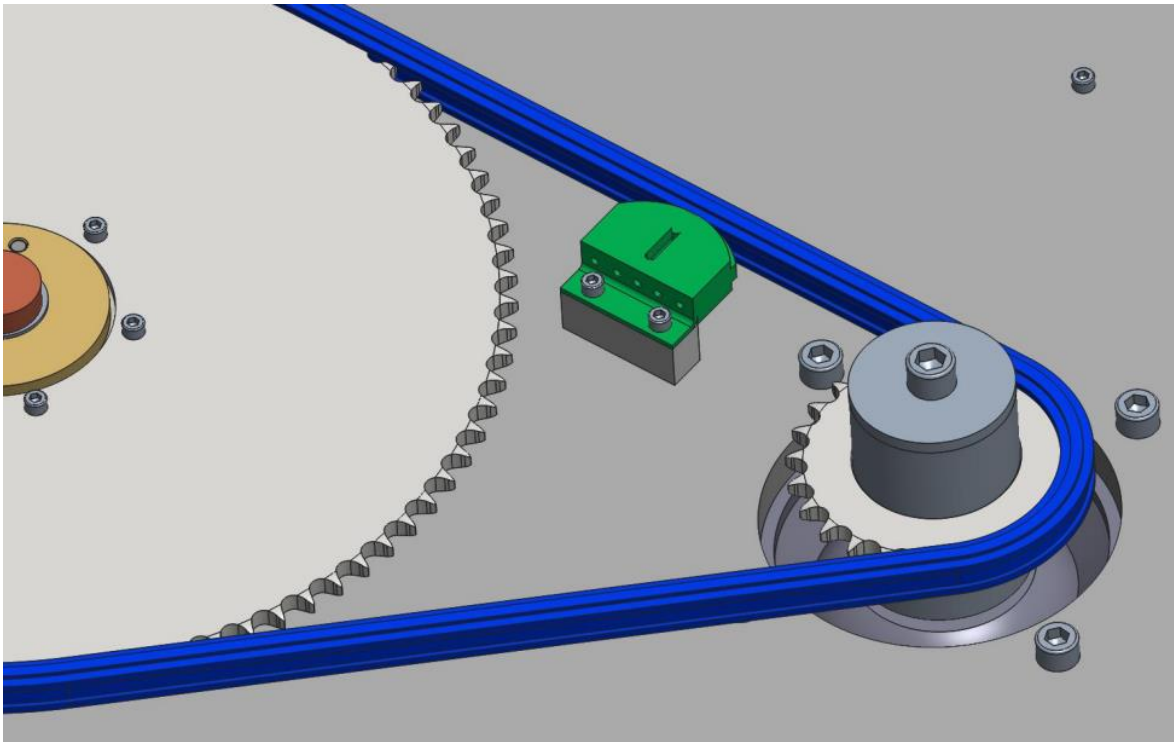
Napínák bude řetěz nejen napínat, ale také zajistí jeho hladký chod a sníží hluk při provozu.



Obr. 39.: Napínák řetězu Murtfeldt [25]

Napínák je v sestavě umístěn na distanční destičce v dostatečné vzdálenosti od obou ozubených kol, viz Obr. 40. Upravováním samotného napínáku, jak je vidět na Obr. 39, je možné upravovat míru napínání nebo dorovnávat vůli vzniklou za provozu. Napínána je odlehčená větev řetězu.

Oba komponenty drží na stole za pomoci dvou šroubů, které vedou skrz oválné díry ve stole do závitů v destičce pod stolem. Oválné díry umožňují větší rozsah napínání řetězu a destička se závitů oproti maticím zjednoduší nastavování pozice napínáku.



Obr. 40.: Umístění napínacího zařízení v sestavě

3.10. Axiální zatížení

Rotace mechanismu je již vyřešena, zbývá už jen navrhnout způsob, jakým bude vyvoláno axiální zatížení. Zkušební stand by měl být dimenzovaný na maximální axiální zatížení, kterého bude potřeba dosáhnout, tj. hodnota vypočtená v kapitole 3.2.

Úkolem testovací standu je dosáhnout selhání pojistného kroužku nebo jeho drážky, proto by měl umožňovat vyjmutí zkoušené hřídele bez větších komplikací.

Hydraulický mechanismus

Jednou z možností je použití hydraulického pohonu. Jako nejjednodušší varianta se jeví použití hydraulického válce poháněného ručním čerpadlem. Hydraulický válec by vyvinul požadovanou sílu, která by byla zajištěna tlakovou tekutinou z ručního čerpadla. Díky ručnímu čerpadlu by nebyl potřeba žádný motor tak, jako k čerpadlu klasickému. Vzhledem k možnosti zapojení manometru do obvodu není potřeba dalšího komponentu, který by snímal tahové zatížení. Nevýhodou hydraulického mechanismu je možnost úniku kapaliny.

Závitový mechanismus

Další z možností je využití závitového mechanismu, tedy vyvolání axiální síly utahováním matice nebo šroubu. Jako nejvhodnější možnost se nabízí použití napínáku, jehož matice má na svých stranách závity s odlišným smyslem utahování. Utahováním matice dochází k přibližování závitových tyčí a ke zvětšování axiální síly.

Závitový mechanismus je nutné doplnit zařízením, které bude snímat vyvinutou tahovou sílu.

3.10.1. Návrh mechanismu pro axiální zatěžování

Pro testovací stand bylo zvoleno, že axiální zatěžování hřídele bude vyvíjeno manuálně pomocí závitového mechanismu. Důvodem k výběru závitového mechanismu je skutečnost, že se jedná o čistě mechanický způsob, při kterém nehrozí žádné úniky kapalin.

Základní částí mechanismu bude napínák dle DIN 1478, viz Obr. 41. Podle tabulkových hodnot byl vybrán napínák se závitem M24x2 a nosností 3 tuny.



Obr. 41.: DIN 1478 [26]

Následuje výpočet potřebného utahovacího momentu, pomocí kterého se dosáhne maximálního axiálního zatížení.

Utahovací moment napínáku

Potřebný utahovací moment se zjistí z rovnice

$$M_{kz} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'),$$

kde d_2 je střední průměr závitu a F je maximální potřebná axiální síla.

Součinitel tření v ostrém závitu

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 30^\circ} = 0,115,$$

kde f je součinitel tření v plochem závitu a β je poloviční úhel profilu.

Třecí úhel v ostrém závitu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,115 = 6,587^\circ$$

Úhel stoupání šroubovice

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{2}{\pi \cdot 22,701} \right) = 6,587^\circ,$$

kde P je rozteč.

Z vypočtených hodnot se pak zjistí potřebný utahovací moment

$$M_{kz} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 27\,034 \frac{22,701}{2} \operatorname{tg}(1,607^\circ + 6,587^\circ) = 44,18 \text{ Nm}$$

Pro dosažení vypočteného maximálního zatížení pojistného kroužku a hřídele o průměru 32 mm je nutné utahovat matici napínáku momentem až 44,18 Nm, čehož se dá docílit například působením silou 88,4 N na rameni 0,5 m. Vyvinutí takové síly by nemělo představovat pro běžného člověka problém.

3.10.2. Snímání tahu

Cílem testovacího standu je umožnit změřit, při jakých hodnotách otáček a tahového zatížení dojde k selhání pojistného kroužku.

Otáčky bude možné nastavit na ovládacím panelu frekvenčního měniče, přesněji řečeno se nastaví požadovaná vstupní frekvence, ze které se dají spočítat otáčky elektromotoru, a tudíž i otáčky samotného mechanismu.

V sestavě existuje nepřesný a nepřímý způsob zjištění tahového zatížení hřídele, a to měření utahovacího momentu napínáku. Použitím momentového klíče s ukazatelem, nebo s možností přednastavení hodnoty lze jednoduše zjistit utahovací moment, ze kterého se dá následně dopočítat vyvolaná tahová síla. V případě zvolení této metody by bylo potřeba vyrobit nestandardizovaný napínák, nebo modifikovat standardizovaný takovým způsobem, že by ho mohl momentový klíč bez problému uchytit. Nicméně vzhledem k potřebě přepočtu momentu na axiální sílu vzniká velká nepřesnost vlivem výrobních tolerancí a neznalosti přesné velikosti koeficientu tření v závitu.

Měření momentu a následné vyjadřování tahové síly nesplňuje požadavek na přesné měření, proto bude nutné použít speciální prvek, který je k měření tahové síly určený, jako je tahový tenzometrický snímač.

Tahový snímač

Podle požadavku na velikost axiálního zatížení byl vybrán tenzometrický snímač od firmy PT z řady PT4000 pro snímání do 3 tun. K okolním komponentům se připojuje pomocí závitového spoje, na horní a dolní straně má díry se závitem M24, viz Obr. 42. Snímač je přes kabel propojen s indikátorem, který vyhodnotí výstupní signál.

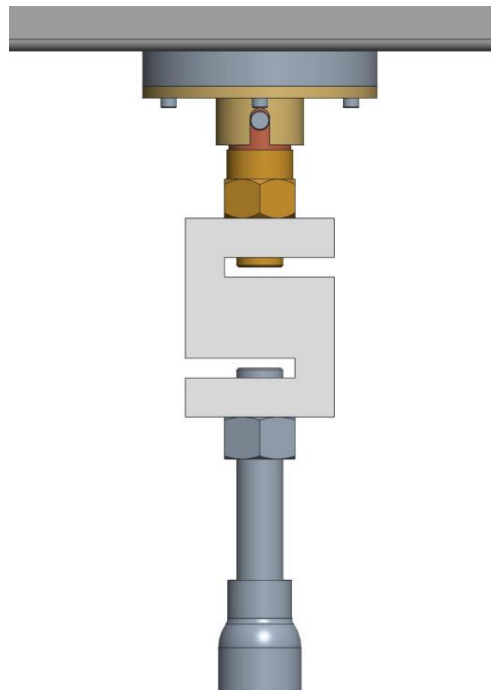


Obr. 42.: Snímač PT4000 [27]

3.10.3. Propojení komponentů

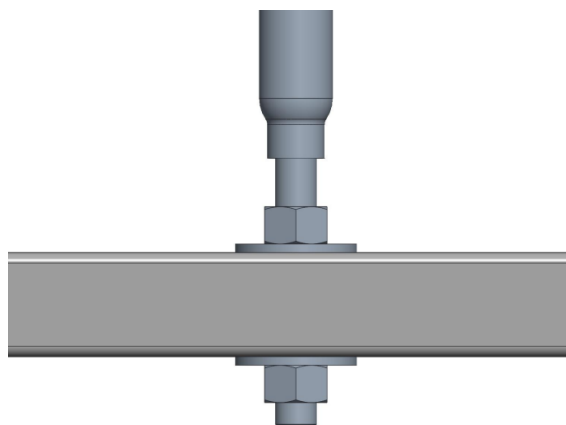
Řetězec komponentů účastnících se axiálního zatěžování hřídele se bude skládat z matice napínáku, dvou závitových tyčí a tahového snímače. Součástí je potřeba propojit se zkoušenou hřídelí a konstrukcí stolu.

Tahový snímač se přes šroubení připojuje ke zkoušené hřídeli. Jeden konec šroubení má vnitřní závit, který se našroubuje na konec hřídele, a druhý konec s vnějším závitem se zašroubuje do tahového snímače. Pro každou velikost hřídele bude nutné vyrobit jedno šroubení. Zespod bude snímač připojen k závitové tyči a zajištěn kontramaticí, jak je vidět na Obr. 43.



Obr. 43.: Tahový snímač v sestavě

Spodní závitová tyč napínáku vede skrz výztuhu stolu dírou o průměru 40 mm a na místě ji drží dvě matice se širokými podložkami, viz Obr. 44. Širší díra umožňuje vyrovnávat nepřesnosti mezi mechanismem uchyceným na desce stolu a konstrukcí stolu, ke které je přichycená spodní závitová tyč napínáku.



Obr. 44.: Upevnění závitové tyče ke stolu

Pevnostní kontrola komponentů účastnících se axiálního zatěžování

Uvažuje se, že šroubení spojující zkoušenou hřídel a tahový snímač bude vyrobeno z oceli C45 a velikost závitu pro 32mm hřídel bude M24x2 jako u napínáku. Závitové tyče budou normované podle DIN 975 s pevnostní třídou 8.8, horní bude s pravým závitem a spodní s levým. Kontramatice pod tahovým snímačem odpovídá normě DIN 934, stejně tak jako dvě matice uchycující spodní závitovou tyč, akorát s rozdílnou orientací závitu. Pod maticemi budou umístěny nestandardizované široké podložky. Pevnostní kontrolu matice napínáku není nutné provést vzhledem k uvedené nosnosti v katalogu.

Následuje kontrola na kombinované namáhání tahem a krutem a poté kontrola na otláčení závitu. Dosazované hodnoty výpočtu kombinovaného namáhání jsou univerzální pro všechny části, jelikož se týkají závitu M24x2, jen mez kluzu v tahu je dosazena pro materiál šroubení. Výsledky kontrol všech komponentů jsou uvedeny v Tab. 6.

Vztah pro tahové napětí

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi (d_2 + d_3)^2}{4}} = \frac{27\,034}{\frac{\pi (22,701 + 21,546)^2}{4}} = 70,33 \text{ MPa},$$

kde F je požadovaná maximální síla, která vznikne utahováním napínáku, d_2 je střední průměr a d_3 malý průměr závitu.

Smykové napětí [16 s. 238]

$$\tau_k = \frac{M_{kz}}{W_{k3}} = \frac{M_{kz}}{\frac{\pi \cdot d_3^2 \cdot d_3}{4}} = \frac{44,18 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 21,546^3}{16}} = 22,5 \text{ MPa},$$

kde M_{kz} je utahovací moment napínáku a W_{k3} je průřezový modul v krutu jádra závitu.

Pro redukované napětí platí vztah

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{70,33^2 + 3 \cdot 22,5^2} = 80,4 \text{ MPa}$$

Výsledná bezpečnost kombinovaného namáhání [16 s. 238]

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} \geq k_{min} = 2$$

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{305}{80,4} = 3,79 \geq 2,$$

kde σ_{Kt} je mez kluzu v tahu oceli C45.

Kontrola na otláčení závitu

Tlak v závitu vyjadřuje následující vztah. Dosazené hodnoty jsou pro vnější závit šroubení.

$$p = \frac{4F}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4F}{\frac{m}{P} \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 27\,034}{\frac{17}{2} \cdot \pi \cdot (24^2 - 21,835^2)} = 40,81 \text{ MPa},$$

kde p je tlak v závitech, i počet závitů spojení, m výška matice, P rozteč závitu a D_1 malý průměr závitu snímače.

Vypočtený tlak nesmí překročit hodnotu tlaku dovoleného

$$p = \frac{4Q}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} \leq p_D = 50 \text{ MPa},$$

kde p_D je dovolený tlak. Dosazená hodnota platí pro ocel C45.

Tab. 6.: Výsledky pevnostní kontroly

	délka závitu [mm]	materiál/ pevnostní třída	p [MPa]	p_D [MPa]
závit na hřídeli	20,0	E335	34,7	50
vnitřní závit šroubení	20,0	C45	34,7	50
vnější závit šroubení	16,5	C45	42,0	50
závitové tyče	20,0	8.8	34,7	150
kontramatice	21,5	8.8	32,3	150
matice na výztuze	19,0	8.8	36,5	150

Všechny komponenty účastníci se axiálního zatěžování vyhověly pevnostním kontrolám.

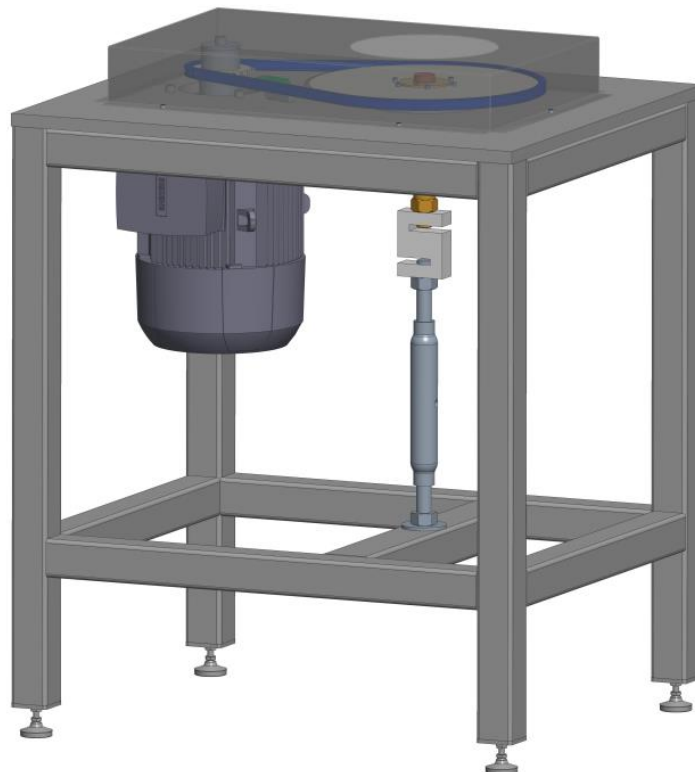
3.11. Konečná podoba sestavy

Celá sestava se skládá z několika hlavních částí, a to z hlavního mechanismu se zkoušenou hřídelí a pojistným kroužkem, elektromotoru s frekvenčním měničem, stálého řetězového převodu, mechanismu pro axiální zatěžování a z vyztuženého stolu s krytem.

Stůl tvoří svařenec z 20mm desky, 4 noh a 8 výztuh ze čtvercových profilů 60x6. Navíc je k výztuhám ještě připojen jeden obdélníkový profil 80x60x6, ve kterém je uchycena závitová tyč napínáku, viz předešlá kapitola. Nohy jsou zakončeny navařenou 10mm destičkou se závitovou dírou, do které se zašroubují stavitelné nohy se závitem M10. Stavitelné nohy umožní vyrovnání nerovností podlahy a požadovanou polohu zajistí kontramatice.

Kvůli bezpečnosti je testovací stand doplněn krytem z 1,5mm ohýbaného plechu, který drží na desce stolu pomocí šesti šroubů M5 zašroubovaných do závitových děr. Přesně nad hlavním mechanismem testovacího standu je otvor o průměru 230 mm, který by měl umožňovat pohodlnou výměnu pojistného kroužku a kotouče, ale zároveň nenarušit bezpečnost obsluhy.

Obsluha testovacího standu spočívá v nastavování vstupní frekvence, případně otáček, na panelu frekvenčního měniče a utahování či povolování matice napínáku. Nedílnou součástí je i výměna zkoušených hřídelí a pojistných kroužků. Kroužek se pohodlně montuje a demontuje pomocí standardizovaných kleštiček skrz otvor v krytu. Výměna hřídele může mít více podob, a to vyjmutí hřídele vrchem, což vyžaduje vybití kolíku ze spodní strany hřídele, nebo vyjmutí hřídele spodem, kdy je potřeba vyšroubovat některý z komponentů, aby vznikl prostor pro manipulaci s hřídelí.



Obr. 45.: Celková podoba testovacího standu

4. Závěr

Bakalářská práce splnila svůj cíl. Byl navržen stand pro testování hřídelových pojistných kroužků, který zajišťuje axiální zatěžování hřídele s pojistným kroužkem a zároveň rotaci dosedajícího kotouče. Vzhledem k provedeným výpočtům jednotlivých součástí testovacího standu je zaručena možnost opakovaného testování pojistných kroužků a jejich drážek až po vypuzení kroužku z drážky.

Rotaci kotouče zajišťuje třífázový asynchronní elektromotor, jehož otáčky jsou ovládány frekvenčním měničem. Přenos výkonu mezi elektromotorem a kotoučem umožňuje stálý řetězový převod. O axiální zatížení hřídele se bude starat obsluha, a to utahováním napínáku, jehož horní závitová tyč je propojena se zkoušenou hřídelí a druhá s konstrukcí stolu. Snímání tahové síly umožní tahový tenzometrický snímač. Konstrukční řešení byla volena s ohledem na funkčnost, finanční dostupnost, pohodlí a bezpečnost obsluhy.

Nedílnou součástí práce je i rešerše, která se soustředila na standardizované typy pojistných kroužků a jejich použití v průmyslu. Výběr jednotlivých prvků mechanismu i s výhodami a nevýhodami prolíná praktickou část, přirozeně tak doprovází postup návrhu celé sestavy.

Práce je doplněna modelem celé sestavy a vybranými výrobními a sestavnými výkresy.

Seznam zkratek a symbolů

F_N	[N]	nosnost drážky
q	[-]	faktor zatížení
A_N	[mm ²]	plocha drážky
d_1	[mm]	malý průměr
d_2	[mm]	střední průměr
σ_S	[MPa]	mez kluzu v tahu
S	[-]	bezpečnost
F_R	[N]	nosnosti kroužku
ψ	[°]	dovolený úhel prohnutí kroužku
K	[kN·mm]	konstanta kroužku
h	[mm]	rameno
F	[N]	axiální síla
g	[mm]	velikost zkosení nebo zaoblení
z	[mm]	excentricita
b	[mm]	šířka kroužku
b_m	[mm]	střední šířku kroužku
s	[mm]	tloušťka kroužku
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
M_k	[Nm]	kroučící moment
T	[N]	třecí síla
r_s	[mm]	střední průměr
f	[-]	koeficient tření
τ	[MPa]	smykové napětí
d_k	[mm]	průměr kolíku
r	[mm]	poloměr
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí
p	[MPa]	tlak
l	[mm]	hloubka díry
p_D	[MPa]	dovolený tlak
R_{ij}	[N]	reakce v ložisku i do směru j
$F_{r\check{r}}$	[N]	radiální síla na řetězce
$F_{t\check{r}}$	[N]	tečná síla na řetězce
R_{ir}	[N]	radiální zatížení v ložisku i
C	[kN]	dynamická únosnost
C_0	[kN]	statická únosnost
Y	[-]	koeficient
e	[-]	koeficient
F_{rm}	[N]	minimální hodnota radiálního zatížení
F_{ai}	[N]	axiální zatížení ložiska i
P	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
L_{10hi}	[h]	trvanlivost ložiska i v hodinách
σ_{oD}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
M_o	[Nm]	ohybový moment
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
F_k	[N]	síla od kroučícího momentu
Q_{nmin}	[N]	minimální předpětí n šroubů

M_{kz}	[Nm]	moment v závitu
γ	[°]	úhel stoupání šroubovice
φ'	[°]	třecí úhel v ostrém závitu
f'	[-]	součinitel tření v ostrém závitu
f	[-]	součinitel tření v plochém závitu
β	[°]	poloviční úhel profilu
P	[mm]	rozteč
M_{KK}	[Nm]	moment na klíči
M_{TH}	[Nm]	třecí moment pod hlavou šroubu
f_h	[-]	koeficient tření pod hlavou šroubu
ρ_h	[mm]	třecí poloměr hlavy šroubu
d_d	[mm]	průměr díry
W_{k3}	[mm ³]	průřezový modul v krutu jádra šroubu
σ	[MPa]	tahové napětí
σ_{red}	[MPa]	reduované napětí
σ_{Kt}	[MPa]	mez kluzu v tahu
Q	[N]	předpětí
P	[W]	výkon
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost
n	[min ⁻¹]	otáčky
n_{s1}	[min ⁻¹]	synchronní otáčky
s	[-]	skluz
f_1	[Hz]	frekvence napájecího proudu
p	[-]	počet pólových dvojic
i_c	[-]	převodový poměr
z_i	[-]	počet zubů
i_{cskut}	[-]	skutečný převodový poměr
k	[-]	součinitel výkonu
μ	[-]	činitel mazání
φ	[-]	činitel provedení
P_D	[W]	výkon přenášený řetězovým převodem
v	[m/s]	obvodová rychlost
F_o	[N]	tažná síla
F_{oc}	[N]	odstředivá síla
F_t	[N]	celková tahová síla
p_p	[MPa]	výpočtový tlak
λ	[-]	součinitel tření v řetězovém převodu
p_1	[MPa]	tlak v kloubu řetězu
k_s	[-]	součinitel bezpečnosti proti přetížení při statickém zatížení
F_B	[N]	pevnost řetězu při přetížení
k_d	[-]	Součinitel bezpečnosti proti přetížení při dynamickém zatížení
Y	[-]	součinitel rázů
x	[-]	počet článků řetězu
a	[mm]	osová vzdálenost kol
p	[mm]	rozteč řetězu

Seznam použité literatury

- [1] HÜBNER, Rolf. *SEEGER Rings: A Designer's Handbook* [online]. Königstein/Taunus - West Germany: SEEGER-ORBIS, 1984 [cit. 2021-7-5]. Dostupné z: <https://www.klee.dk/produkter/greb,-maskin,-,-din-normdele/laaseringe-og-passkiver/gribere-og-stablere/Brd.Klee-Seeger%20Handbook.pdf?file=409247>.
- [2] ČSN 02 2929: POJISTNÉ TŘMENOVÉ KROUŽKY.
- [3] ČSN 02 2925: POJISTNÉ DRÔTENÉ KRÚŽKY.
- [4] ČSN 02 2927: POJISTNÉ DRÔTENÉ KRÚŽKY s hákom.
- [5] ČSN 02 2928: POJISTNÉ DRÔTENÉ KRÚŽKY zahnuté.
- [6] *RETAINING RINGS DIN 73130. GANDINI FASTENERS* [online]. [cit. 2021-7-5]. Dostupné z: https://www.gandini.it/www/anelliarresto/index.cfm?languageid=gb&fuseaction=lst&ctg=1&idcat_articoli=14&idsottocat_articoli=SKA.
- [7] ČSN 02 2939: PRUŽNÉ POJISTKY pro čepy s drážkou.
- [8] *Standard vs Heavy Duty. Rotor Clip* [online]. [cit. 2021-7-27]. Dostupné z: https://www.rotorclip.com/lp/retaining_ring_techincal_considerations/index.html.
- [9] *Seeger Retaining Rings: DIN 6799. Seeger-Orbis* [online]. [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: https://www.seeger-orbis.com/fileadmin/assets/pdf_datenblaetter/datenblatt_seeger-ringe_Sicherungsscheiben.pdf.
- [10] *Seeger Circlips for roller bearings to DIN 616: DIN 5417. Seeger-Orbis* [online]. [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: https://www.seeger-orbis.com/fileadmin/assets/pdf_datenblaetter/datenblatt_seeger-ringe_Sprengringe_5417.pdf.
- [11] *SEEGER Snap Rings/Circlips: to DIN 9927 and DIN 9928. SEEGER-ORBIS* [online]. [cit. 2021-7-5]. Dostupné z: <https://www.seeger-orbis.com/products/snap-rings/circlips/snap-rings/circlips-to-din-9927-/-9928>.
- [12] KŘÍŽ, Rudolf. *Stavba a provoz strojů: Části strojů*. Praha: SNTL, 1977.
- [13] *Pojistný kroužek s hákem. Wikiwand* [online]. [cit. 2021-7-27]. Dostupné z: https://www.wikiwand.com/cs/Pojistn%C3%BD_krou%C5%BEek.
- [14] *Pojistný kroužek. OneIndustry* [online]. [cit. 2021-7-27]. Dostupné z: <https://www.oneindustry.cz/lexikon/pojistny-krouzek/>.
- [15] *ROTOR CLIP APPLICATIONS: Replacing Traditional Fasteners with Retaining Rings. Rotor Clip* [online]. [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.rotorclip.com/appring.php>
- [16] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [17] *32011 X: Tapered roller bearings, single row. SKF* [online]. [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32011%20X>.

- [18] *Valivá ložiska. SKF Group, 2019.*
- [19] *KOCMAN, Stanislav. ASYNCHRONNÍ STROJE [online]. Ostrava, 2002 [cit. 2021-7-11]. Dostupné z: http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/Bakalarske_FS/prednasky/sylab_Asynchronni%20stroje_bc%20FS.pdf. VŠB-TU.*
- [20] *ŠVEC, Vladimír. ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ: Mechanické převody. Vydavatelství ČVUT, 2003.*
- [21] *ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: Mechanické převody. Vydavatelství ČVUT, 2003.*
- [22] *Výpočet řetězových převodů. ČZ Řetězy [online]. ČZ Chains, Czech Republic [cit. 2021-7-5]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf.*
- [23] *Volba hnacího válečkového řetězu. KOVOS [online]. [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: http://www.kvos-retezy.cz/data/volba_valeckoveho.pdf.*
- [24] *RexPro Roller chains: European type. Řetězy Olomouc [online]. [cit. 2021-7-6]. Dostupné z: <https://www.retezyolomouc.cz/download/product/235/roller-chains-rexpro-gb.pdf>.*
- [25] *Mini-napínák s obloukovým profilem. Murtfeldt: Plasty [online]. [cit. 2021-7-18]. Dostupné z: <https://www.murtfeldt.cz/produkty/napinaci-systemy/napinaky-pro-valeckove-retezy/mini-napinak-s-obloukovym-profilem/>.*
- [26] *Napínák DIN 1478 - matice [online]. [cit. 2021-7-27]. Dostupné z: <https://www.steeltrading.cz/index.php/napinaky/napinak-din-1478-matice>.*
- [27] *PT4000 - SNÍMAČ TYPU „S.“ FORMAT 1 [online]. [cit. 2021-7-18]. Dostupné z: https://www.format1.cz/files/products_files/p/PT4000.pdf.*

Seznam obrázků

Obr. 1.: Použití podložky s vnitřním výčnělkem, který zapadá do drážky ve hřídeli	2
Obr. 2.: Hřídel a podložka s plochou stranou	3
Obr. 3.: Grip ring zastupující podložku [1]	3
Obr. 4.: Radiální zajištění pojistného hřídelového kroužku [1]	3
Obr. 5.: DIN 471 [1]	4
Obr. 6.: DIN 472 [1]	4
Obr. 7.: DIN 983 [1]	4
Obr. 8.: DIN 984 [1]	4
Obr. 9.: DIN 6799 [2]	4
Obr. 10.: DIN 5417 [1]	4
Obr. 11.: DIN 9927 [1]	5
Obr. 12.: DIN 9928 [1]	5
Obr. 13.: DIN 9925 [1]	5
Obr. 14.: DIN 9926 [1]	5
Obr. 15.: ČSN 02 2925 [3]	5
Obr. 16.: ČSN 02 2927 [4]	5
Obr. 17.: ČSN 02 2928 [5]	5
Obr. 18.: DIN 73130 [6]	6
Obr. 19.: ČSN 02 2939 [7]	6
Obr. 20.: Dovolovaný (vlevo) a klasický tvar (vpravo) dle DIN 471/472 [1]	6
Obr. 21.: Porovnání klasického a zesíleného kroužku	7
Obr. 22.: DIN 983/984 [1]	7
Obr. 23.: Pojistný třmenový kroužek [9]	8
Obr. 24.: Konkrétní použití pojistného kroužku dle DIN 5417 [1]	8
Obr. 25.: Použití pojistného kroužku s hákem [13]	9
Obr. 26.: Nahrazení matice pojistným kroužkem [15]	10
Obr. 27.: Nahrazení víčka pojistným kroužkem [15]	10
Obr. 28. Nahrazení závlačky pojistným kroužkem [15]	10
Obr. 29.: Diagram faktoru zatížení q jako funkce poměru délky konce hřídele ku hloubce drážky [1] ...	12
Obr. 30.: Schéma prohnutého hřídelového pojistného kroužku [1]	13
Obr. 31.: Diagram povoleného úhlu prohnutí kroužku Ψ vzhledem k průměru hřídele [1]	13
Obr. 32.: Pojistný kroužek se základními rozměry [1]	14
Obr. 33.: Základní část mechanismu	15
Obr. 34 Uložení pomocné hřídele	17
Obr. 35.: Silové poměry	18
Obr. 36.: Zajištění hřídele proti rotaci	21
Obr. 37.: Namáhání kolíku ohybem	22
Obr. 38.: Upevnění řetězového kola na motoru	32
Obr. 39.: Napínák řetězu Murtfeldt [25]	32
Obr. 40.: Umístění napínacího zařízení v sestavě	33
Obr. 41.: DIN 1478 [26]	34
Obr. 42.: Snímač PT4000 [27]	35
Obr. 43.: Tahový snímač v sestavě	36
Obr. 44.: Upevnění závitové tyče ke stolu	36
Obr. 45.: Celková podoba testovacího standu	39



Seznam tabulek

Tab. 1.: Přehled normovaných pojistných kroužků	4
Tab. 2.: Porovnání nosností drážky	14
Tab. 3.: Hodnoty reakcí v ložiskách	19
Tab. 4.: Kontrola kolíků na stříh a ohyb	23
Tab. 5.: Kontrola šroubů	26
Tab. 6.: Výsledky pevnostní kontroly	38



Seznam příloh

1. Stand, sestavný výkres
2. Stand, kusovník
3. Mechanismus, sestavný výkres
4. Mechanismus, kusovník
5. Skříň, výrobní výkres
6. Hřídel, výrobní výkres
7. 3D model celé sestavy ve formátu STEP