

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Posuvové mechanismy pro soustruhy. Posuvový mechanismus koníku.

Autor: **Tomáš BÍLEK**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Tomáš BÍLEK**
Osobní číslo: **S12B0107P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Posuvové mechanismy pro soustruhy. Posuvový mechanismus koníku.**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte analýzu vybraných konstrukcí z hledisek principů a užitných vlastností. Zpracujte projekt zařízení dle požadavků uvedených v příloze zadání.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše problému
2. Analýza variant řešení, zpracování kinematických nebo blokových schémat, volba optimální konstrukční varianty
3. Podklady pro výpočet - vstupní parametry (zátěžné stavy), rozměrový náčrt
4. Projekt zadaného typu zařízení, dokumentace zahrnující sestavu, kusovník hlavních dílů, výpočet a popis
5. Závěry - zhodnocení konstrukce vzhledem k výchozímu stavu a ke konkurenci

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

LAŠOVÁ, V. Základy stavby obráběcích strojů. Učební text KOS. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0.

HUDEC, Z. Posuvové mechanismy - příklady. Učební text KOS. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2014. ISBN 978-80-261-0388-2.


Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Katedra konstruování strojů

Akad. rok: 2014/2015

PŘÍLOHA ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Tomáš Bílek
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení

Téma bakalářské práce:

Posuvové mechanismy pro soustruhy
Posuvový mechanismus koníku

Požadavky a základní technické údaje:

- Provést analýzu dosavadní konstrukce posuvového mechanismu soustruhu SR5
- Navrhnout posuvový mechanismus
- Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- Vstupní parametry:

Hmotnost koníka	kg	34500
Součinitel tření ve vedení		0,15
Účinnost vedení		0,5
Rychlost posuvu koníku	mm/min	2500

- Dokumentace pro konstrukci

Posuvový mechanismus koníku SR5	sr1_5_pos_kon.doc
Převodovka	http://www.bonfiglioli.com/

V Plzni dne: 12.1.2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bílek	Jméno Tomáš		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 – Strojní inženýrství			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Posuvové mechanismy pro soustruhy. Posuvový mechanismus koníku.			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	52	TEXTOVÁ ČÁST	44	GRAFICKÁ ČÁST	8
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Bakalářská práce obsahuje přehled používaných posuvových mechanismů na obráběcích strojích. Dále se zabývá rekonstrukcí stávajícího řešení posuvového mechanismu koníku soustruhu SR5.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Soustruh, posuv, mechanismus, pohybový šroub</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Bílek	Name Tomáš	
FIELD OF STUDY	B2301- Mechanical Engineering		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hudec,CSc.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Feed mechanisms for lahtes. Feed mechanism for a tailstock.		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	52	TEXT PART	44	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis includes an overview of design solutions of feed mechanisms for milling machines. This thesis also deals with the reconstruction of an actual feed mechanism for a tailstock of a lathe.
KEY WORDS	Lathe, feed, mechanism, motion screw

Obsah

1. Úvod.....	10
2. Posuvové mechanismy	11
2.1. Požadavky na posuvové mechanismy	11
3. Pohybový šroub- pohybová matice	11
3.1. Charakteristika	11
3.2. Pohybový šroub s plošným dotykem závitu.....	13
3.2.1. Třídy přesnosti závitů s plošným dotykem a jejich použití.....	14
3.2.2. Materiály pohybových šroubů a matic se závitem s plošným dotykem.....	14
3.2.3. Aplikace	14
3.3. Kuličkový šroub- pohybový šroub s bodovým dotykem závitu	14
3.3.1. Typy převodů kuliček a mazání kuličkových šroubů.....	15
3.3.2. Výroba závitu a materiály používané na kuličkové šrouby a matice	16
3.3.3. Přesnost	16
3.3.4. Uložení kuličkových šroubů.....	18
3.4. Návrh a kontrola.....	19
3.4.1. Účinnost	19
3.4.2. Návrh rozměrů a pevnostní kontrola.....	20
3.4.3. Provoz a údržba.....	23
3.4.4. Aplikace	23
4. Pastorek a hřeben	23
4.1. Základní poznatky	23
4.2. Stavební struktura.....	24
4.2.1 Materiály	24
4.2.2 Kvalita povrchu	24
4.3 Návrh a kontrola.....	25
5. Šnek a šnekový hřeben.....	25
5.1. Základní poznatky	25
5.2. Stavební struktura.....	25
5.2.1. Materiály	25
6. Lineární motory.....	26
6.1. Základní poznatky	26
6.2. Stavební struktura.....	26

6.3. Použití.....	26
7. Srovnání posuvových mechanismů.....	27
8. Rekonstrukce posuvového mechanismu koníku soustruhu SR5.....	27
8.1. Analýza stávající konstrukce posuvového mechanismu	27
8.1.1. Nedostatky stávajícího řešení.....	29
8.2. Návrh posuvového mechanismu	29
8.2.1. Návrh řešení	29
8.2.2. Návrh pohonu.....	30
8.2.3. Návrh rozměrů pastorku.....	33
8.2.4. Materiály pastorku a hřebenu.....	34
8.2.5. Návrh hřídele s ložisky.....	34
8.2.6. Návrh skříně	36
.....	37
8.2.7. Návrh šroubů.....	38
8.2.8. Odměrování polohy.....	40
9. Závěr.....	41
10. Seznam obrázků	42
11. Seznam použité literatury.....	43
12. Software	44
13. Přílohy	44

1. Úvod

Na soustruzích a na obráběcích strojích obecně se setkáme s mnoha posuvy. Například u soustruhu máme posuv nástroje, který slouží k nastavení délky řezu, přířuv nástroje, kterým určíme hloubku odřezávané vrstvy a také posuv koníku, který slouží k upnutí obrobku do soustruhu. Další příklad můžeme uvést u vertikálního frézovacího centra, kde máme posuvy ve směrech x, y a z.

Cílem bakalářské práce je seznámit čtenáře s používanými posuvovými mechanismy na obráběcích strojích. Tyto mechanismy se vyznačují různými vlastnostmi, jako jsou například vyvození potřebné rychlosti nebo síly, přesnost polohy atd.

První část bakalářské práce se bude zabývat v dnešní době používanými posuvovými mechanismy na obráběcích strojích jako jsou pohybové šrouby, pastorek s hřebenem, šnek se šnekovým hřebenem a lineární motor. Bude obsahovat výhody a nevýhody daného typu mechanismu, poznatky pro návrh a kontrolu a v neposlední řadě porovnání s ostatními mechanismy.

Druhá část bakalářské práce bude věnována konstrukčnímu návrhu posuvového mechanismu koníku soustruhu.

2. Posuvové mechanismy

V následující kapitole je citováno ze zdroje [1].

Jako posuvové mechanismy obráběcích strojů se uplatňují mechanismy, které přeměňují rotační pohyb elektromotoru na posuvný pohyb dílu uloženého ve vedení stroje. Tyto mechanismy jsou:

- Pohybový šroub s pohybovou maticí
- Pastorek a ozubený hřeben
- Šnek a šnekový hřeben

Stále se vyvíjející stav techniky umožňuje také pro některé aplikace využít přímých posuvů v podobě lineárních elektromotorů.

2.1. Požadavky na posuvové mechanismy

Na posuvové mechanismy jsou kladeny především tyto požadavky:

- Životnost a spolehlivost mechanismu
- Přesnost polohování
- Vyvinutí dostatečné posuvové síly
- Vyvinutí dostatečné posuvové rychlosti

3. Pohybový šroub- pohybová matice

3.1. Charakteristika

V následující podkapitole je citováno ze zdroje [2].

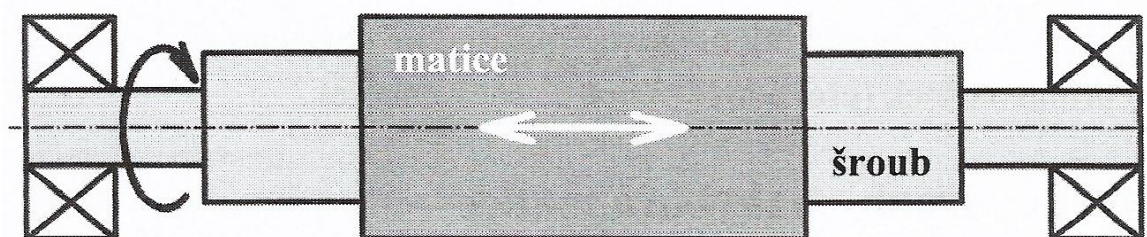
Mechanismus pohybový šroub- pohybová matice slouží k přeměně točivého momentu na posuvovou sílu, respektive k přeměně síly na točivý moment. Jedná se o jednoduchý mechanismus tvořený dvojicí šroub-matice se společnou osou.

Závity dělíme podle tvaru stykových ploch mezi závity šroubu a matice na:

- závity s plošným dotykem, kde mezi závity šroubu a matice dochází ke vzniku smykového tření.
- závity, kde je mezi závitem šroubu a matice vloženo valivé těleso (kulička). Jsou to závity s bodovým dotykem a valivým třením.

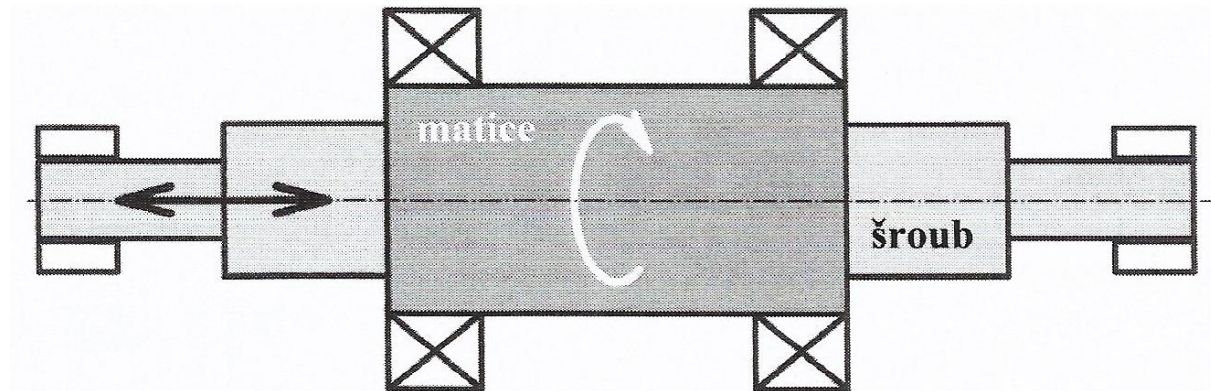
Tento převod je možné použít na obráběcích strojích ve čtyřech základních variantách:

Šroub se otáčí, matice se posouvá



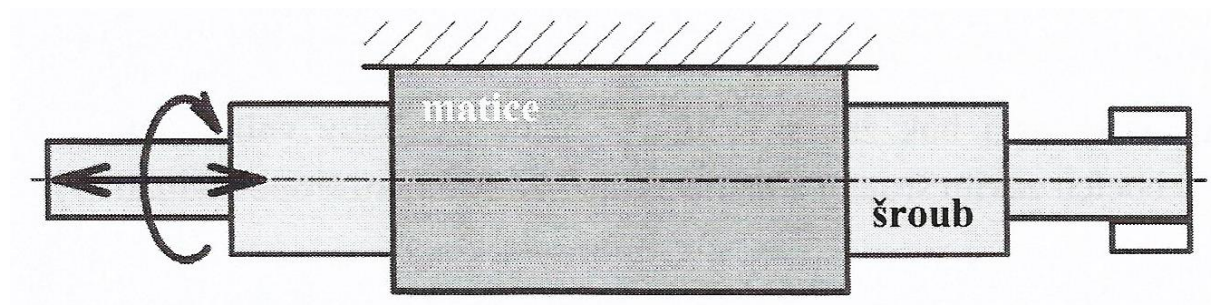
Obrázek 1- varianta 1 [2]

Šroub se posouvá, matice se otáčí



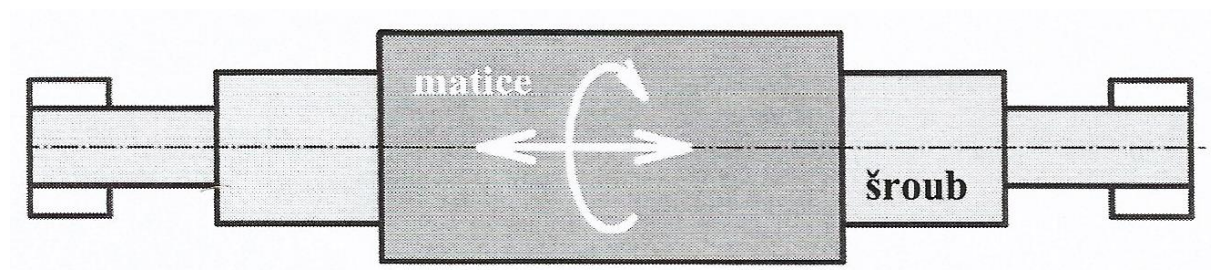
Obrázek 2- varianta 2 [2]

Šroub se otáčí a posouvá, matice se nepohybuje



Obrázek 3- varianta 3 [2]

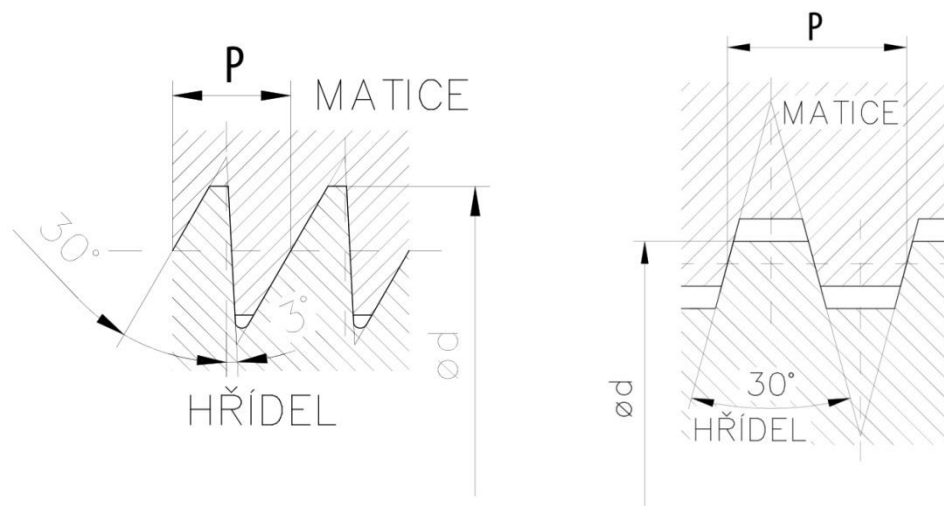
Šroub se nepohybuje, matice se otáčí a posouvá



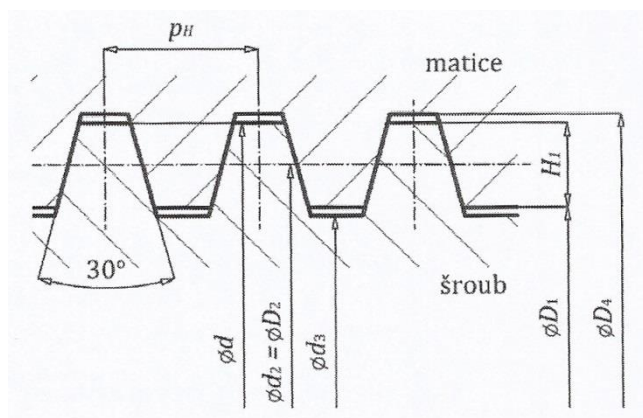
Obrázek 4- varianta 4 [2]

3.2. Pohybový šroub s plošným dotykem závitu

U pohybových šroubů s plošným dotykem se používá dvou základních typů závitu. Závit lichoběžníkový rovnoramenný (tzv. trapézový) a závit lichoběžníkový nerovnoramenný (tzv. pilový). Závit trapézový se používá při působení zatížení v obou směrech pohybu. Závit pilový, pokud působí zatížení pouze v jednom směru. [2]



Obrázek 5- trapézový závit (vlevo) , pilový závit (vpravo) [4]



Obrázek 6 - charakteristické rozměry závitu [2]

Charakteristické rozměry závitu šroubu:

- velký průměr závitu..... $\emptyset d, \emptyset D_4$
- střední průměr závitu $\emptyset d_2$
- malý průměr závitu $\emptyset d_3, \emptyset D_1$
- rozteč (stoupání) p_H
- styková výška H_1

3.2.1. Třídy přesnosti závitů s plošným dotykem a jejich použití

Kritériem přesnosti je stoupání závitu šroubu. Šrouby se závitem s plošným dotykem se vyrábí ve třech třídách přesnosti. Jemná třída přesnosti se používá pro brusky na závity a výrobní stroje se souvislým řízením. Střední třída se používá na dělicí zařízení a na obráběcí stroje ve standardním provedení a hrubá třída se používá na stroje bez zvláštních požadavků na přesnost.[2]

Tabulka 1-Dovolená úchylnost stoupání pro délku závitové části 300 mm [4]

Jemná	0,024 mm
Střední	0,052 mm
hrubá	0,081 mm

3.2.2. Materiály pohybových šroubů a matic se závitem s plošným dotykem

Zatížení se přenáší při současném pohybu. Vyznačuje se vysokým tlakem na boky závitu. Materiál hřídele a matice je nutné volit tak, aby byla zaručena dostatečná pevnost, avšak kombinace těchto materiálů musí vykazovat dobré třecí vlastnosti. [2]

Nejčastějším materiálem pro výrobu šroubu je ocel. Firma KS Kuřim vyrábí šrouby z oceli 14 260 a CF53. K výrobě matic se používají cínové bronzy CuSn8 a CuSn12 a nebo litina 42 2425. [5]

3.2.3. Aplikace

Pohybové šrouby s plošným dotykem závitu se používají pro méně důležité posuvy. Hlavní nevýhodou je nízká účinnost a malá trvanlivost šroubů. Typickým příkladem užití je výsuv čelistí soustruhu v lícni desce. [1]

3.3. Kuličkový šroub- pohybový šroub s bodovým dotykem závitu

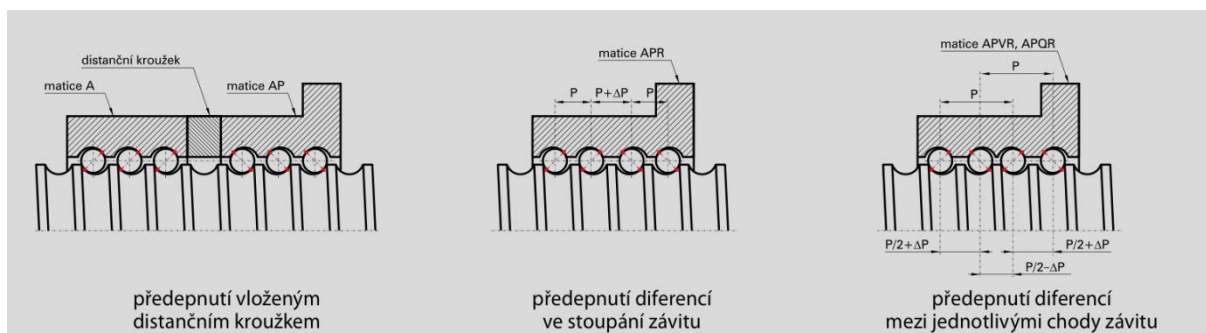
U kuličkového šroubu se mezi bok závitu šroubu a matice vkládají kuličky. Vzniká tak, na rozdíl od šroubu s plošným dotykem závitu, bodový styk mezi šroubem a maticí. Kuličkový šroub má proto vyšší účinnost, protože součinitel valivého tření je řádově menší než součinitel kluzného tření. [2]

Ve výrobě kuličkových šroubů a matic se používají dva typy profilu závitu. Nejčastěji se používá gotický profil (využíván firmou KS Kuřim), anebo profil kruhový. Kruhový profil lze jednodušeji vyrobit, má však nižší účinnost. Je zejména používán zahraničními výrobci u nekalených šroubů s maticemi. [7]



Obrázek 7- soustava kuličkového šroubu a matice [8]

Kuličkové matice se vyrábějí buď ve válcovém nebo v hranolovém tvaru, s přírubou nebo bez, předepnuté nebo nepředepnuté. [2] Matice kuličkových šroubů Zajišťuje vymezení vůli, přenos axiální síly a plynulý převod kuliček. [8]



Obrázek 8- typy předepnutí matic dle KS Kuřim [6]

Charakteristické parametry kuličkových šroubů:

Jmenovitý průměr $\text{Ø}d_0$ [mm] – je to průměr válce, který obsahuje středy kuliček, dotýkajících se v teoretických bodech v závitové drážce na hřídeli šroubu a v závitové drážce tělesa kuličkové matice.

Stoupání p [mm]- dráha šroubu pro jednu otáčku matice.

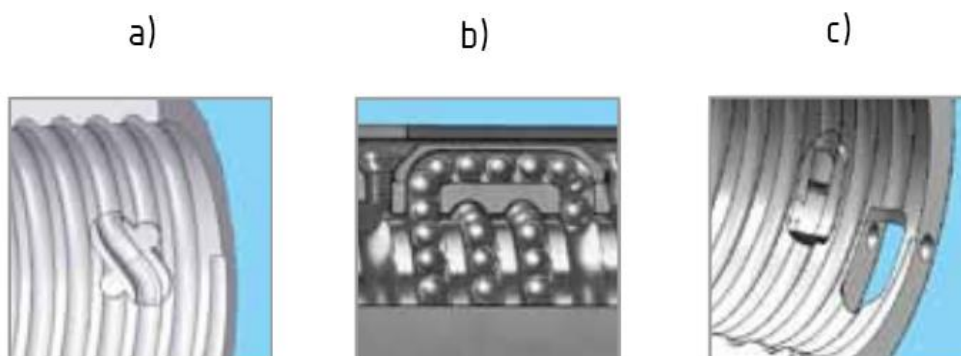
Počet nosných závitů i [-]- počet nosných stoupání závitové drážky v kuličkové matici.

Základní statická únosnost C_0 [N]- statické zatížení odpovídající celkové trvalé deformaci 0,0001 průměru kuličky.

Základní dynamická únosnost C_a [N]- stálé neměnné zatížení, které může převod přenášet při základní trvanlivosti jednoho milionu otáček. [2]

3.3.1. Typy převodů kuliček a mazání kuličkových šroubů

Matice kuličkových šroubů jsou vyráběny se třemi typy převodů kuliček- interní, externí a speciální. Interní převod kuliček se používá u standardních maticových jednotek, kde se převod kuliček realizuje v tzv. převáděcím lůžku nebo v převáděcím peru (viz. obr. a)). Externím převodem kuliček jsou vybaveny nestandardní typy matic, kde se převod kuliček realizuje v tzv. převáděcí příložce (viz. obr. b)). Speciálním typem převodu kuliček jsou vybaveny rychloběžné kuličkové šrouby. Převod kuliček je zajištěn pomocí axiálního otvoru (viz. obr. c)).[6]



Obrázek 9 - převody kuliček v maticové jednotce [6]

Kuličkové šrouby se mažou buď olejem, nebo tukem. Množství a typ maziva je udáván výrobcem kuličkového šroubu. Při mazání olejem se používají minerální oleje s minimální viskozitou $50 \text{ mm}^2/\text{s}$ při teplotě 40°C . Pro mazání tukem jsou doporučeny tuky dle stupně 2 DIN 51825. Pro vysoká zatížení lze použít i plastická maziva.[5]

3.3.2. Výroba závitu a materiály používané na kuličkové šrouby a matice

V následujícím oddílu je citováno ze zdroje [8].

Závit kuličkového šroubu lze vyrobit třemi základními technologiemi: válcováním, rotačním okružováním a broušením. Při válcování se tváří povrch šroubu tvarovými nástroji. Tím se získá polotovar, který se dále povrchově kalí a leští. Výsledná přesnost je ovlivněna podmínkami válcování a kvalitou hutního materiálu. Válcováním se dají vyrobit kuličkové šrouby třídy přesnosti IT7 až IT5.

Další technologií výroby kuličkových šroubů je rotační okružování. Jedná se o obrábění zakaleného povrchu šroubu. Výsledná kvalita je ovlivněna seřizením stroje a kvalitou nástroje. Touto technologií se vyrábějí kuličkové šrouby o přesnosti IT5.

Nejpřesnější technologií výroby kuličkových šroubů je broušení. Brousí se obrobený zakalený povrch šroubu s cílem získat přesný profil závitu. Touto technologií lze vyrobit kuličkové šrouby a přesnosti IT3 a IT1. Profily závitů se vyznačují vysokou geometrickou přesností a zároveň vysokou životností. Vzhledem k dosahovaným přesnostem a použité technologii je výrobně nejnáročnější.

Materiály

Pro výrobu kuličkových šroubů se nejčastěji používá ocel. Český výrobce KS Kuřim používá k výrobě šroubů ocel jakosti 42CrMo4 (dle ČSN 15 142) a na matice ocel 14 109 popřípadě 14 209. Matice a závitová část hřídele se kalí na tvrdost $60 \pm 2 \text{ HRC}$.

3.3.3. Přesnost

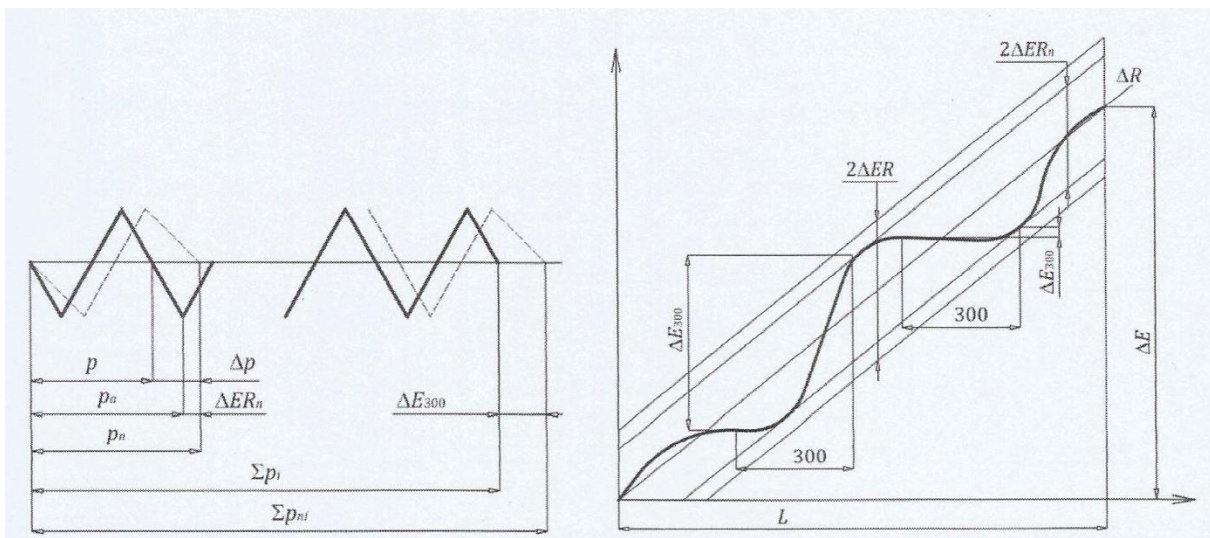
Kuličkové šrouby a matice se vyrábějí v pěti stupních přesnosti. 1. Stupeň pro měřicí stroje a přístroje, dokončovací stroje např. pro broušení závitů. 2. Stupeň se používá pro přesné programem řízené obráběcí stroje. 3. Stupeň pro produkční programem řízené obráběcí a tvářecí stroje. 4. Stupeň pro řídicí, manipulační a transportní zařízení a 5. stupeň pro stroje bez požadavku na přesnost. [2]

Tabulka 2- dovolená úchylnost stoupání závitu pro délku závitové části 300 mm [2]

Broušené závity			Válcované závity		
1. stupeň	IT1	0,006 mm	4. stupeň	IT5	0,023 mm
2. stupeň	IT3	0,010 mm	5. stupeň	IT7	0,052 mm
3. stupeň	IT5	0,023 mm			

Kritériem přesnosti je přesnost stoupání. V následujícím odstavci jsou uvedeny hodnoty, které se u stoupání vyhodnocují.

- pjmenovitá hodnota stoupání
- p_nskutečná hodnota stoupání
- p_astřední hodnota stoupání
- npočet závitů na měřené délce
- $\Delta p = p_n - p$úchylka stoupání(rozdíl skutečného a jmenovitého stoupání)
- $p_i = p * n$ součtové jmenovité stoupání (součet jmenovitých stoupání na měřené závitové části s n závity)
- $p_{ni} = p_n * n$součtové skutečné stoupání(součet skutečných stoupání na měřené závitové části s n závity)
- $\Delta R = p_a - p$ úchylka střední hodnoty stoupání
- $\Delta ER_n = p_n - p_a$kolísání skutečného stoupání
- $\Delta E_{300} = p_{ni} - p_i$součtová úchylka skutečného součtového stoupání, měřeno na délce 300 mm [2]



Obrázek 10 -Stoupání závitu a jeho úchylky(vlevo), Znázornění jednotlivých úchylek stoupání ve vztahu k celkové délce závitu L (vpravo) [2]

3.3.4. Uložení kuličkových šroubů

Tuhost

Důležitým parametrem převodu kuličkový šroub- kuličková matice je jeho statická tuhost. Převod o vyšší tuhosti umožňuje vyšší přesnost najetí mechanismu na požadovanou souřadnici. Tuhost šroubu je ovlivněna nejenom jeho konstrukcí, ale také jeho axiálním uložením. Při oboustranném axiálním uložení je výsledná statická tuhost čtyřikrát vyšší než u šroubu, který je axiálně uložen pouze jednostranně. Při oboustranném axiálním uložení je však nutno zvážit fakt, že při otáčení šroubu vzniká teplo, které může způsobit tepelné dilatace, a proto mohou vznikat přídavné síly. [7]

Na následujícím obrázku je vidět průběh poddajnosti u jednostranně axiálně uloženého šroubu a u oboustranně axiálně uloženého šroubu, kde:

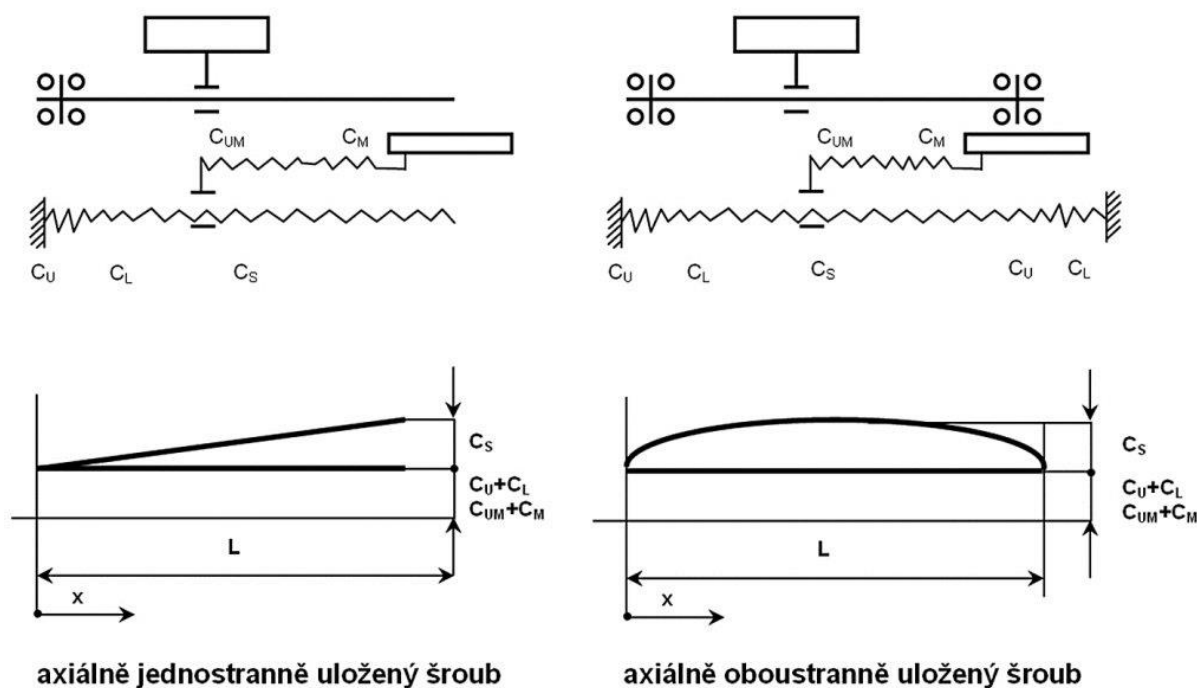
C_U - poddajnost uložení ložiska [$m \cdot N^{-1}$]

C_L - poddajnost ložiska [$m \cdot N^{-1}$]

C_S - poddajnost šroubu [$m \cdot N^{-1}$]

C_{UM} - poddajnost uložení matice ve stole [$m \cdot N^{-1}$]

C_M - poddajnost matice [$m \cdot N^{-1}$]



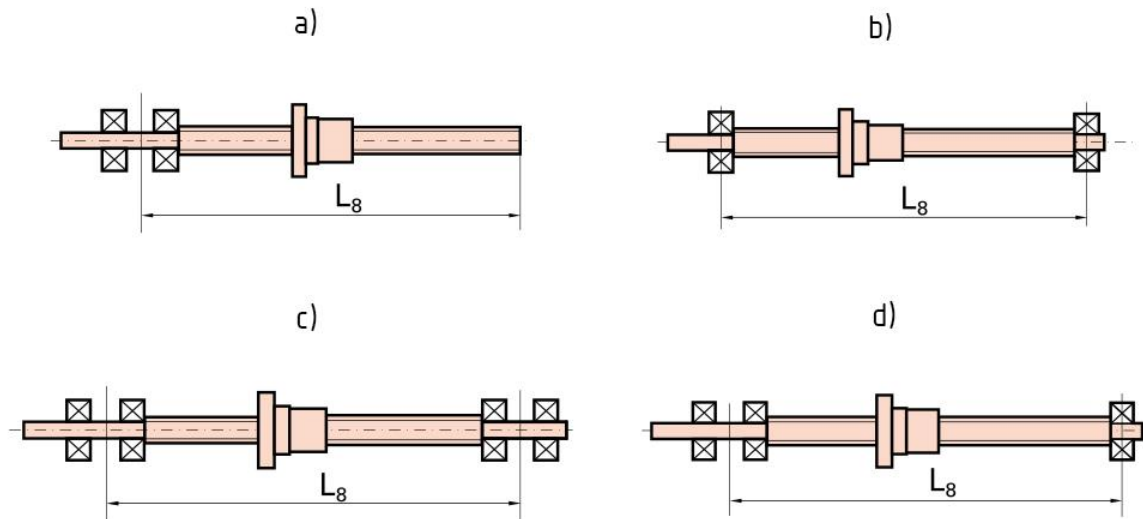
Obrázek 11- poddajnostní model jednotlivých typů uložení [10]

Typy uložení

Kromě radiálního uložení je velmi důležité axiální uložení šroubu. Způsob axiálního uložení má rozhodující vliv na přesnost celého převodu. V praxi se realizují čtyři konstrukční varianty:

- Šroub, kromě radiálního uložení, je uložen na jedné straně oboustranným axiálním ložiskem. viz. obrázek a)
- Šroub, kromě radiálního uložení, je uložen na každé straně jedním axiálním ložiskem. viz. obrázek b)

- Šroub, kromě radiálního uložení, je uložen na každé straně jedním oboustranným axiálním ložiskem. viz. obrázek c)
- Šroub, kromě radiálního uložení, je uložen na jedné straně oboustranným axiálním ložiskem a na druhé straně jednostranným axiálním ložiskem. viz. obrázek d)



Obrázek 12 - typy uložení kul. šroubů [6]

3.4. Návrh a kontrola

3.4.1. Účinnost

V následujícím oddílu je citováno ze zdroje [2].

Převod transformuje točivý moment na axiální sílu. Pro transformaci zatížení ze šroubu na matici je nutné znát účinnost převodu. Účinnost převodu pohybový šroub- pohybová matice je analogií k účinnosti spojovacích šroubů.

Účinnost šroubů s plošným dotykem:

- Hnacím členem je šroub

$$\eta = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \varphi)}$$

- Hnacím členem je matice

$$\eta = \frac{\tan(\alpha - \varphi)}{\tan(\alpha)}$$

Kde:

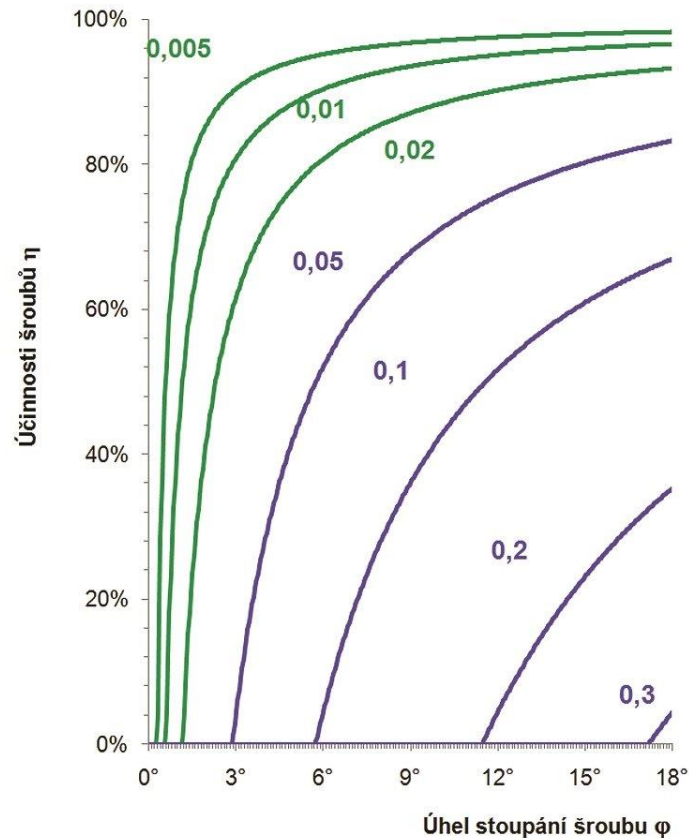
α [°]- úhel stoupání, $\tan(\alpha) = p_H / (\pi \cdot d_2)$, p_H [mm]- stoupání závitu

d_2 [mm]- střední průměr šroubu

f [-]- součinitel tření, $\tan(\varphi) = f$

Účinnost kuličkových šroubů je udávána výrobcem:

- nepředepnutá matice – $\eta = 0,9 \div 0,95$
- předepnutá matice – $\eta = 0,7$



Obrázek 13 - Závislost účinnosti šroubu na úhlu stoupání [10]

Po zjištění účinnosti můžeme zjistit vztah mezi točivým momentem a axiální silou:

$$M_t = \frac{F_{ax} * p_H}{2 * \pi * \eta} [N * m]$$

3.4.2. Návrh rozměrů a pevnostní kontrola

V následujícím oddílu je citováno ze zdroje [2].

Pohybový šroub- pohybová matice s plošným dotykem závitu

- Napětí od tahu(tlaku)

$$\sigma_t = \frac{F_{ax}}{S_j} [MPa]$$

Kde S_j [mm^2] je průřez jádra

- Napětí od krutu

$$\tau_k = \frac{M_t}{W_k} [MPa]$$

Kde W_k [mm^3] je modul odporu průřezu v krutu

- Redukované napětí

$$\sigma_{redukované} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 * \tau_k^2} \leq \sigma_{dovolené}$$

$\sigma_{dovolené} = (0,15 \div 0,25) * R_m$, kde R_m je mez pevnosti materiálu šroubu

- Tlak v závitu

$$p_z = \frac{F_{ax}}{0,75 * S_z} = \frac{F_{ax}}{0,75 * \pi * d_2 * H_1 * \frac{l_m}{p_H}} \leq p_{dov}$$

Kde

S_z [mm²]- plocha závitu

l_m [mm]- délka závitu

H_1 [mm]- nosná výška závitu

Kuličkový šroub- matice

Kuličkové šrouby a matice se dimenzují podobným způsobem jako valivá ložiska. Jejich funkčními parametry jsou statická a dynamická únosnost.

- Trvanlivost

$$L_h = \frac{16666}{n} * \left(\frac{C}{F_{ax}}\right)^3 [hod]$$

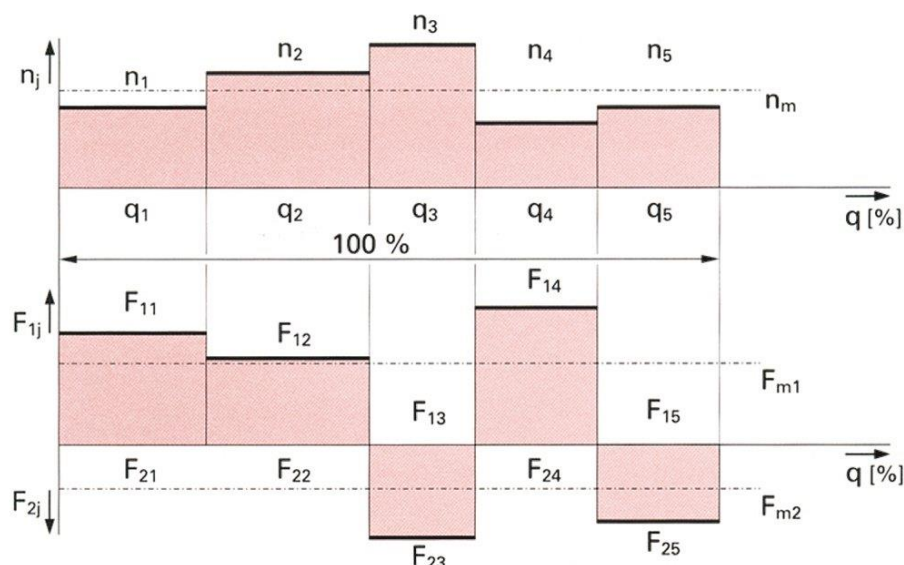
Kde

C [N]- dynamická únosnost matice

- Trvanlivost pro zatěžovací spektrum

Tabulka 3 - zatěžovací spektrum [2]

zatěžovací stav	zatížení	otáčky	Doba běhu
1	F_{ax1}	n_1	L_{h1}
2	F_{ax2}	n_2	L_{h2}
...
i	F_{axi}	n_i	L_{hi}



Obrázek 14 - Zátěžové spektrum kuličkového šroubu a matice s procentuálním součinitelem dle katalogu KS Kuřim [10]

- Ekvivalentní zatížení

$$F_e = \sqrt[3]{\frac{\sum_1^i (F_{ax}^3 * n_i * L_{hi})}{\sum_1^i (n_i * L_{hi})}} [N]$$

- Ekvivalentní otáčky

$$n_e = \frac{\sum_1^i (n_i * L_{hi})}{\sum_1^i L_{hi}} [min^{-1}]$$

- Skutečná životnost

$$L_h = \frac{16666}{n_e} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^3 [hod]$$

Kontrola pohybových šroubů na vzpěr

U dlouhých pohybových šroubů je nutné kontrolovat šroub na vzpěr, tj. zjistit tzv. kritickou sílu F_{krit} , kterou můžeme šroub dané délky zatížit.

$$F_{krit} = k * \frac{E * I}{L_c^2} [N]$$

Kde

E [MPa] modul pružnosti materiálu šroubu

I [mm⁴] kvadratický moment průřezu šroubu

L_c [mm] ... délka šroubu namáhaná na vzpěr

k [-] konstanta závislá na způsobu axiálního uložení šroubu

Při kontrole pohybového šroubu na vzpěr je nutné zohlednit způsob axiálního uložení. To je obsaženo v koeficientu k .

$k = (\pi/2)^2$ pro šroub, který je axiálně uložen jednostranně předepnutým oboustranným axiálním ložiskem

$k = \pi^2$ pro šroub, který je axiálně uložen na každém konci jednostranným axiálním ložiskem

$k = (3\pi/2)^2$ pro šroub, který je axiálně uložen na obou koncích oboustranným axiálním ložiskem

Stanovení maximálních dovolených otáček

Stejně jako u výpočtu kritické síly u kontroly na vzpěr, i u výpočtu maximálních dovolených otáček, musíme zohlednit způsob axiálního uložení.

$$n_{krit} = f_n * \frac{1 * 10^7 * d}{L_8} [min^{-1}]$$

Kde

d [mm] jmenovitý průměr šroubu

L [mm] ... vzdálenost axiálních ložisek, respektive převislého konce šroubu

f_n [-] součinitel závislý na způsobu axiálního uložení šroubu

$f_n = 3,5$ pro šroub, který je axiálně uložen na jedné straně oboustranným axiálním ložiskem

$f_n = 10$ pro šroub, který je uložen na obou stranách jednostranným axiálním ložiskem

$f_n = 22$ pro šroub, který je uložen na obou stranách oboustranným axiálním ložiskem

Doporučené maximální otáčky jsou:

$$n_{max} = 0,8 * n_{krit}$$

3.4.3. Provoz a údržba

U kuličkového šroubu s kuličkovou maticí je důležité zajistit optimální provozní podmínky. Předně je třeba zajistit správné mazání. Stykové plochy musí mít slabou, ale stálou vrstvu maziva. Nutné je také dodržet provozní teplotu. Pro správné fungování tohoto převodu je potřeba, aby teplota nekolísala více než $\pm 5^\circ C$. [4]

3.4.4. Aplikace

Kuličkový šroub má širokou škálu použití. Může být použit například pro posuv supportu soustruhu, nebo jako posuv stolu vodorovné vyvrtávačky. Výhodou jsou jeho přesnost, životnost, tichý a plynulý chod. Nevýhodou je, že dlouhé šrouby jsou namáhány na vzpěr, takže jsou omezeny délkou šroubu. Kuličkové šrouby se vyrábí do délky tří metrů.

4. Pastorek a hřeben

4.1. Základní poznatky

Převod pastorek- ozubený hřeben je hojně používaným mechanismem pro převod točivého momentu na posuvovou sílu. Výhodou jsou nižší výrobní náklady než u kuličkových

šroubů a dále také teoreticky neomezená délka ozubeného hřebenu. Ten se vyrábí ve třímetrových segmentech, které se skládají dohromady. Tento převod má stejnou účinnost jako ozubení, tedy 0,98. Má nižší přesnost polohování, proto se musí předepínat pro použití na pohybových osách stroje. Ke zvýšení přesnosti se používá předepínání pomocí dvou pastorků, které jsou proti sobě buď elektricky, nebo mechanicky předepnuty. Pastorek a hřeben jsou vhodné také jako podpora pro dlouhé kuličkové šrouby.[1]



Obrázek 15 - pastorek a hřeben [11]

4.2. Stavební struktura

Pastorek se nejčastěji vyrábí jako součást hřídele. Větší pastorky se vyrábějí jako samostatné součásti. Nasazují se na hřídel buď pomocí pera, drážkování nebo nalisování. Při velkých rozměrech pastorku se pro úsporu materiálu pastorek vyrábí jako svařenec. Mohou se vyrábět s přímým i šikmým ozubením. Šikmé ozubení se vyznačuje lepšími záběrovými podmínkami, ale klade vyšší nároky na axiální uložení pastorku. Pastorky se mohou buď vyrábět, nebo nakupovat u specializovaných výrobců, kteří nabízejí kompletní řešení hřebenových pohonů. [2]

4.2.1 Materiály

Pastorky a ozubené hřebeny lze vyrábět z konstrukčních ocelí (např. 11 600), dále z uhlíkových ocelí třídy 12 (např. 12 050.6), nebo z ušlechtilé oceli tříd 13, 14, 15, 16 (např. 14 220, 16 220).

Ozubení se tepelně upravuje pro zvýšení pevnosti následujícími metodami: povrchové kalení, cementování a kalení, nitridování, iontová nitridace, nitrocementování, karbonitridování.[2]

4.2.2 Kvalita povrchu

Nejvýznamnější je povrch boku zubu. Volí se podle velikosti obvodové rychlosti.

pro $v = (35 \div 50) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ $R_a = 0,4 \div 0,8$

pro $v = (8 \div 30) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ $R_a = 1,6 \div 3,2$

pro $v = (3 \div 5) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ $R_a = 6,3 \div 12,5$ [2]

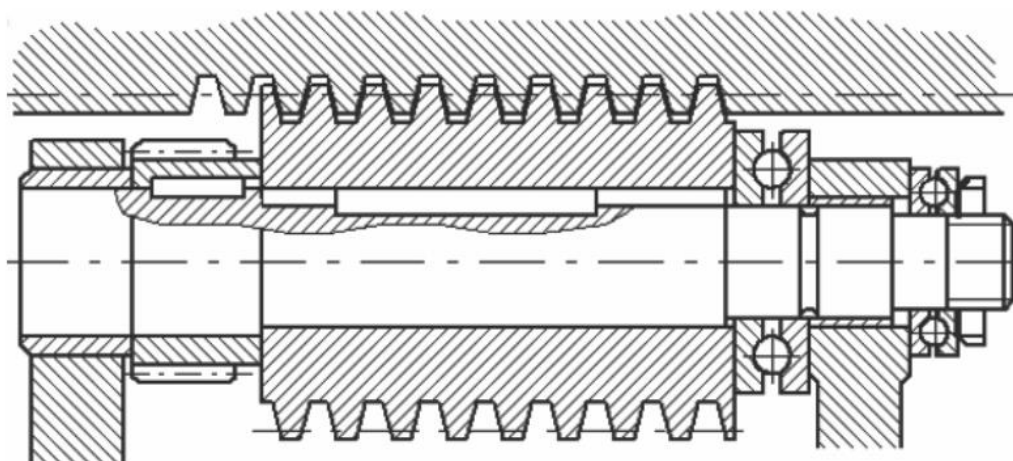
4.3 Návrh a kontrola

Návrhový výpočet se provádí podle Bachova vzorce, kontrolní výpočet dle Merrita (ČSN 01 4686, platný do r. 1990) nebo novým způsobem, platným od r. 1990 (ČSN 4686) [2]

5. Šnek a šnekový hřeben

5.1. Základní poznatky

Výhoda převodu šnek- šnekový hřeben spočívá v tom, že má nejvyšší tuhost a únosnost z výše uvedených převodů. Je velmi drahý na výrobu, takže se používá, pouze pokud je to nezbytně nutné. Nevýhodou je omezený průměr hnacího kola, protože osa hřebenu je rovnoběžná s osou šneku. Má nízkou účinnost (0,4 – 0,6), která je zapříčiněna plošným dotykem zubů a velkým oteplením. Proto musí být skříň vybavena žebrováním. Mazání je zajištěno broděním šneku v olejové lázni. Ke zvýšení účinnosti je možné použít hydrostatický šnek a hřeben. To má ovšem nevýhodu v potřebě hydraulického vedení a je potřeba zachytávat prosakující olej. [1]



Obrázek 16 - Šnek a šnekový hřeben [1]

5.2. Stavební struktura

Šnek je vyráběn jako součást hřídele. Společně se šnekovým hřebenem vytváří „čtvrtmatici“. Závit šneku může být jedno nebo vícechodý, může mít levé nebo pravé stoupání. [2]

5.2.1. Materiály

Šnek je mnohem obtížnější vyrobit. Výroba je nákladnější, proto se z důvodu životnosti vyrábí z oceli. Vyrábí se většinou z legované oceli s povrchem tvrzeným nebo netvrzeným. Buď se kalí, cementují a kalí nebo nitridují. Kalené a cementované šneky se musí broudit.

Šnekové hřebeny se vyrábí většinou z mosazi nebo z bronzu. Pro méně zatěžované šnekové hřebeny lze použít šedou litinu. [2]

6. Lineární motory

6.1. Základní poznatky

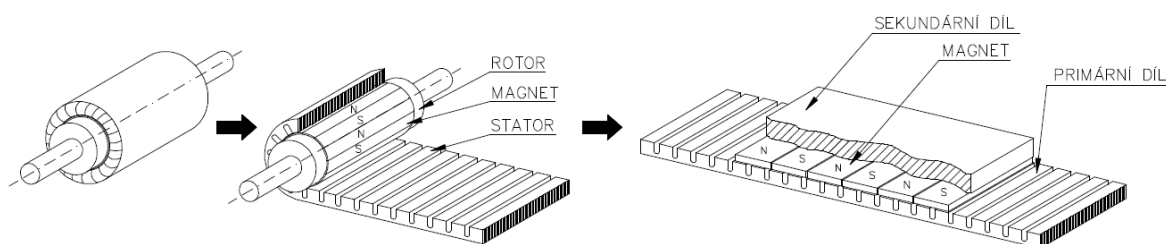
Lineární motory se používají v systémech přímých posuvů. Přímé posuvy jsou výhodné proto, že není potřebný mechanismus převodu rotačního pohybu na pohyb lineární. Využívá se zde přímého působení elektromagnetických sil na posouvanou část. To nám zajistí vysokou posuvovou rychlost a bezvůlové uspořádání. Z toho plyne vysoká přesnost najetí na požadovanou souřadnici a velká rychlost posuvu.

Při použití přímého posuvu odpadají vložené převody. Vložené převody do mechanismů vnášejí kinematické chyby a vůle. Lineární motory také nejsou omezeny kritickými otáčkami a délkou šroubu jako pohybový šroub. Dosahují vysokých posuvových rychlostí (200 m/min). Lineární motory podléhají pouze minimálnímu opotřebení.

Nevýhodou je fakt, že řezný proces působí přímo na pohon. Lineární motory se značně oteplují a teplo se přenáší do rámu stroje, takže je nutné rám stroje chladit. Mezi další nevýhody patří vliv přitažlivých sil na ostatní části stroje a nutnost krytovat aktivní magnetické části. Největší nevýhodou je vyšší cena a male posuvové síly motorů. [1]

6.2. Stavební struktura

Lineární motor si můžeme představit jako klasický synchronní nebo asynchronní elektromotor rozvinutý do roviny jako je ukázáno na obrázku níže.[12]



Obrázek 17 - Stavební struktura lineárního motoru [12]

Statorem je označován primární díl a rotorem sekundární díl. Primární díl je tvořen stejně jako u klasických strojů feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí. U synchronních motorů je proti primárnímu dílu konstrukčně uspořádána sekundární část tvořená permanentními magnety ze vzácných zemin (NdFeB), které jsou nalepeny na ocelovou podložku. Asynchronní motory mají sekundární díl tvořený klecí na krátko uloženou buď do drážek feromagnetického svazku, nebo alespoň připevněnou na ocelovou podložku poháněného zařízení. [12]

O tom, která část lineárního motoru se bude pohybovat rozhoduje konstrukce poháněného zařízení. V naprosté většině konstrukcí se pohybuje primární část po dráze tvořené libovolným počtem sekundárních dílů. [12]

Lineární motory se hodně oteplují. Proto se vyrábí ve variantách s chladičem nebo s integrovaným chladičem do primárního dílu. [12]

6.3. Použití

Použití lineárních motorů se nabízí zejména u strojů na obrábění lehkých slitin, které se vyznačuje vysokými posuvovými rychlostmi a nižšími řeznými silami.[1]

7. Srovnání posuvových mechanismů

Nejčastěji používaným posuvovým mechanismem je kuličkový šroub s kuličkovou maticí. Vyniká především přesností polohování, tichým a plynulým chodem a snadnou údržbou.

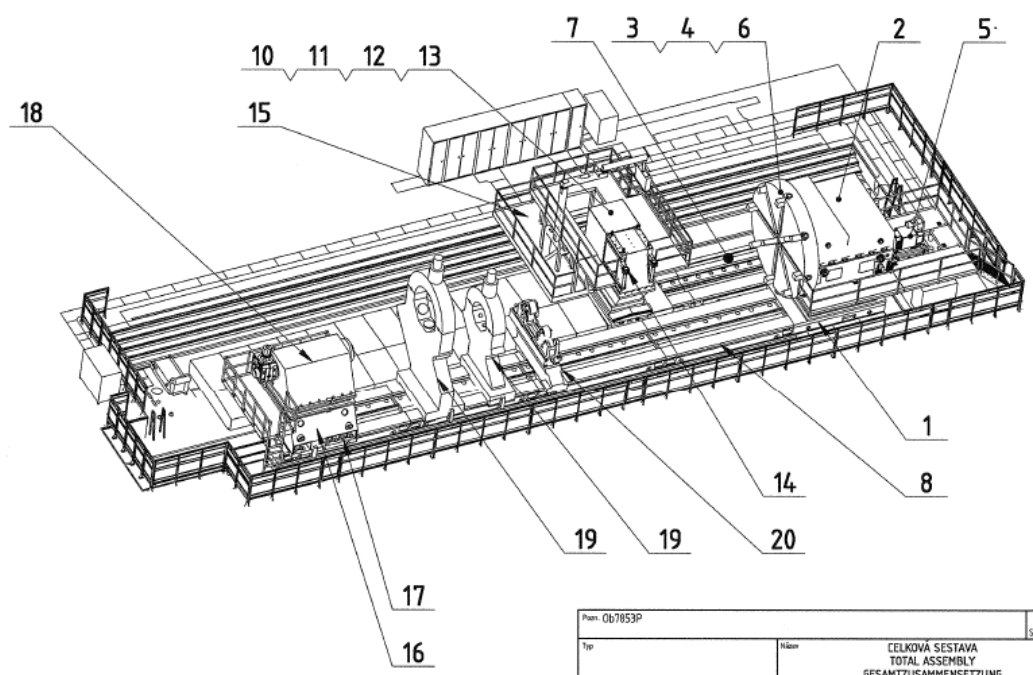
Pro delší posuvy, kde nám již délkou nestačí kuličkový šroub s kuličkovou maticí (kuličkové šrouby s kuličkovou maticí se vyrábějí do délky tří metrů), může být použit mechanismus pastorku s hřebenem. Při předepnutí tohoto mechanismu je docíleno dostatečné přesnosti polohování pro využití na důležité posuvy, jako například posuv supportu soustruhu.

Pokud to aplikace vyžaduje, může být použit mechanismus šneku se šnekovým hřebenem, který vyniká svou tuhostí.

Velkým příslibem do budoucni jsou však přímé posuvy v podobě lineárních elektromotorů. Doufejme, že vývoj elektrotechniky umožní vyrobit lineární elektromotory, které budou schopny vyvodit vyšší posuvové síly. Lineární elektromotory by se tak více rozšířily, což by vedlo i ke snížení ceny, která je dnes, oproti ostatním posuvovým mechanismům, vysoká.

8. Rekonstrukce posuvového mechanismu koníku soustruhu SR5

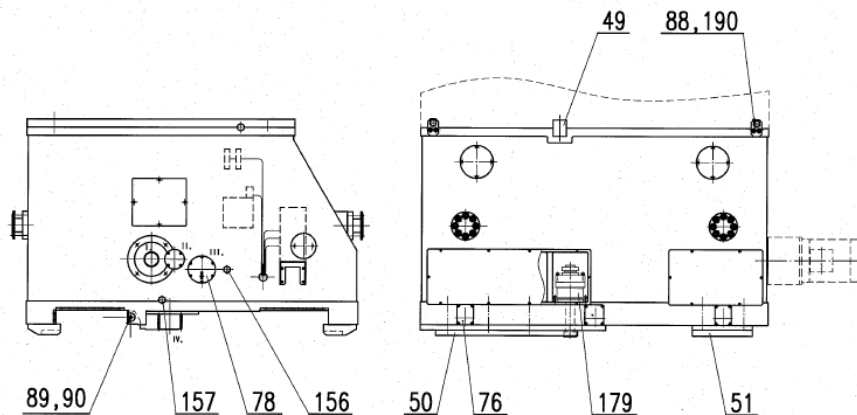
8.1. Analýza stávající konstrukce posuvového mechanismu



Obrázek 18 - Soustruh SR5

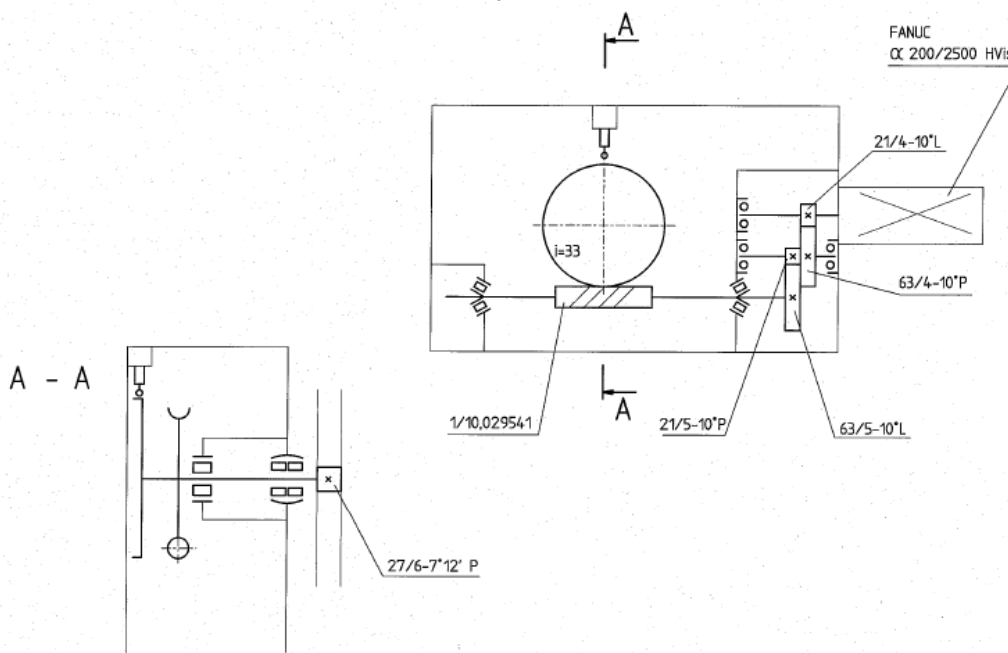
Posuv koníku (16) je zajištěn elektromotorem, který přes převody pohání finální pastorek, zabírající do hřebenu na loži. Do stejného hřebenu se po zastavení koníku automaticky zasouvá hřeben (39), viz. obrázek 22, který zajišťuje koník proti odsunutí vlivem síly od hmotnosti obrobku a jeho předepnutí, působící v ose Z. Zasouvací mechanismus je ovládaný hydraulickým válcem, napájeným z hydraulického agregátu. Správnou polohu koníku, která po jeho zastavení umožní zasunutí hřebenu, zajišťuje elektromechanické zařízení, které za pohybu koníku sleduje rozteče zubů hřebenu.

Spodek koníku je na loži zachycen lištami (50) a (51) s vůlí potřebnou pro posuv. Lišty slouží současně pro zpevnění koníku s ložem, ke kterému jsou přitahovány soustavou upínacích jednotek (179). Boční vůle mezi spodem koníku a vedením lože, potřebná pro posuv po loži, se seřizuje dvěma klínovými lištami (89), (90).

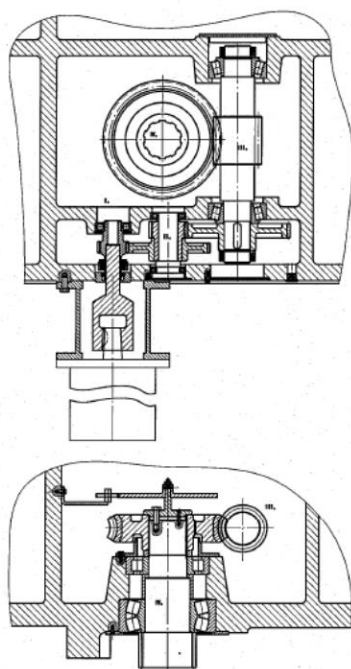


Obrázek 19 - spodek koníka

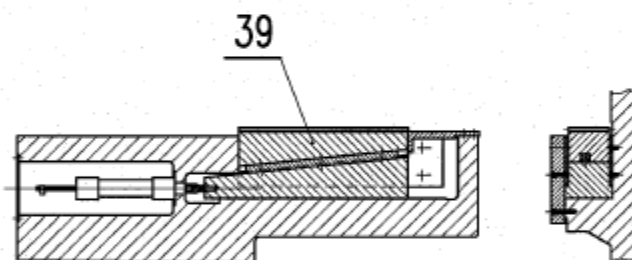
Převody v posuvové skříní jsou mazány olejovou lázní. Olej se plní otvorem po vyšroubování zátky (156) na úroveň rysky na víku z plexiskla (78). Olej se vypouští otvorem pro zátku (157).



Obrázek 20 - kinematické schéma posuvového mechanismu koníku



Obrázek 21- sestava posuvového mechanismu s kotoučem pro odměřování natočení pastorku



Obrázek 22- aretace

8.1.1. Nedostatky stávajícího řešení

Největším nedostatkem stávajícího řešení je nadměrné množství vložených převodů. S tím souvisí velké množství vložených hřídelů a jejich uložení. Obrábění uložení ložisek hřídelů ve skříni je náročné na přesnost. Je zařazen šnek se šnekovým kolem. Tento převod je složitě vyrobitelný a jeho výroba je drahá. Tyto nedostatky budou eliminovány v novém návrhu posuvového mechanismu.

8.2. Návrh posuvového mechanismu

8.2.1. Návrh řešení

Cílem řešení je navrhnout posuvový mechanismus koníka, který stávající nedostatky odstraní.

Jako pohon bude použit asynchronní motor bez regulace otáček. K řešení bude využito převodových motorů značky Bonfiglioli. Vzhledem k nákupu motoru včetně převodovky, eliminujeme vložené převody, kromě finálního převodu pastorku s hřebenem. Systém aretace, kde se hřeben (39) zasunuje do hřebenu na loži, zůstane zachován.

$$F_p * v_s = M_r * \omega_r \rightarrow M_r = \frac{F_p * v_s}{\omega_r} = \frac{F_p * 1}{i_{rs}} = \frac{101533,5 * 1}{12,35} = 8221,34 N * m$$

volba $n_1 = 1000$ ot/min (vstupní otáčky motoru)

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s} = \frac{\frac{2 * \pi * n_1}{60}}{\frac{v_s}{60}} = \frac{2 * \pi * n_1}{v_s} = \frac{2 * \pi * 1000}{2,5} = 2513,27$$

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} \rightarrow i_{1r} = \frac{i_{1s}}{i_{rs}} = \frac{2513,27}{12,35} = 203,5$$

Volba motoru

Pomocí vypočteného momentu a převodu byl zvolen motor:

C 100 4_185,4

$M_2 = 12000$ N*m

$n_1 = 900$ ot/min

$i_{1r} = 185,4$ [-]

Katalog motorů viz příloha[I].

Vzhledem k montáži motoru svisle, hrozí nebezpečí úniku maziva při poruše těsnění výstupní hřídele. Proto byla zvolena varianta s nadstandardním dvojitým těsněním, které nabízí firma Bonfiglioli jako volitelné příslušenství.

Kontrola

$$F_p * v_s = M_r * \omega_r$$

$$F_p = \frac{M_r * \omega_r}{v_s} = M_r * i_{rs} = 12000 * 12,35 = 148200 N \dots \dots \text{vyhovuje}$$

$$i_{1s} = i_{1r} * i_{rs} = 185,4 * 12,35 = 2289,69$$

$$i_{1s} = \frac{\omega_1}{v_s}$$

$$v_s = \frac{\omega_1}{i_{1s}} = \frac{2 * \pi * n_1}{i_{1s}} = \frac{2 * \pi * 900}{2289,69} = 2,47 \text{ m/min} \dots \dots \text{vyhovuje}$$

Výsledná hodnota posuvové rychlosti je nižší než požadovaná hodnota 2,5 m/min. Při zvolení menšího převodu ($i_{1r} = 162,1$ [-]) však vyšla posuvová rychlost 2,82 m/min. To představuje odchylku 12,8 % od požadované hodnoty. Při volbě převodu $i_{1r} = 185,4$ [-] byla odchylka od požadované hodnoty posuvové rychlosti 1,2%. Proto byl zvolen tento převod.

Kontrola parametrů dle výrobce P_{n1} [kW] – vstupní výkon P_{r1} [kW] – požadovaný výkon R_{n2} [N] – dovolená radiální síla na výstupní hřídel převodovky R_{c2} [N] – skutečná radiální síla na výstupní hřídel převodovky M_{r2} [Nm] – požadovaný moment n_2 [min⁻¹] – výstupní otáčky η_d [-] - účinnost převodovky M_1 [Nm] – jmenovitá (max.) hodnota výstupního momentu převodovky K_r [-] - koeficient dle typu převodu d [mm] – roztečný průměr pastorku

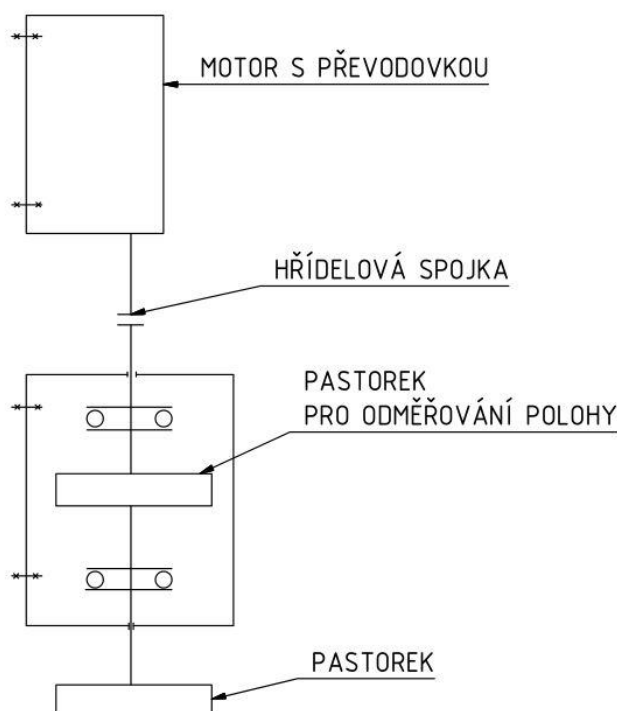
Hodnoty motoru viz. Příloha [I]

$$d = \frac{m * z_1}{\cos(\beta)} = \frac{6 * 27}{\cos(7,0033)} = 163,29mm$$

$$P_{r1} = \frac{M_{r2} * n_2}{9550 * \eta_d} = \frac{8221,34 * 5,6}{9550 * 0,9} = 5,36kW \dots\dots P_{n1} > P_{r1} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

$$R_{c2} = \frac{2000 * M_1 * K_r}{d} = \frac{2000 * 12000 * 1,25}{163,29} = 183722,212N \dots\dots R_{n2} < R_{c2} \\ \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

Radiální síla vyvozená pastorkem je větší než dovolená radiální síla na výstupní hřídel převodovky. Nelze tak připojit pastorek přímo na výstupní hřídel převodovky a je nutné vložit další hřídel.



Obrázek 24 - kinematické schéma pohonu

8.2.3. Návrh rozměrů pastorku.

Návrh pastorku s hřebenem je proveden v programu KISSsoft. V tomto oddílu je uvedeno zadání hodnot do programu a základní výsledky. Detailní zpráva výpočtu programu je přiložena v příloze.(příloha [II])

Geometry			
Normal module	m_n	6.0000 mm	Pinion
Pressure angle at normal section	α_n	20.0000 °	Rack
Pinion helix right hand			Details...
Helix angle at reference circle	β	7.0033 °	Number of teeth
Center distance	a	137.1797 mm	z
			27
			Facewidth
			b
			90.0000
			90.0000 mm
			Profile shift coefficient
			x^*
			0.2618
			Quality (ISO 1328)
			Q
			6
			6

Material and lubrication			
Pinion	18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28		
Rack	16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened, ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28		
Lubrication	Oil: ISO-VG 220		Oil bath lubrication

Strength			
Calculation method	ISO 6336:2006 Method B	Reference gear	Pinion
Calculation method scuffing	according to calculation method	Power	P
Driving gear	Pinion	Torque	T_1
Working flank gear 1	right flank	Speed	n_1
Sense of rotation gear 1	clockwise	Required service life	H
Application factor	K_A		
	1.2500		

Obrázek 25 – základní parametry a zatížení pastorku

Výsledky

Pro modul větší než 2 mm je požadována bezpečnost v ohybu(root safety) 1,4 a bezpečnost na dotyk(flank safety) 1,0. Pro námi zadané hodnoty bylo dosaženo bezpečnosti v ohybu 1,4021 a bezpečnosti na dotyk 1,4657. Tyto hodnoty splňují požadovanou bezpečnost.

Results			
Contact ratio (Transverse/Overlap/Total)		1.7067/0.5822/2.2889	
	Pinion	Rack	
Actual tip circle $d_{a,e}$	178.359	60.000	mm
Root safety	1.4021	2.2238	
Flank safety	1.4657	2.1004	
Safety against scuffing (integral temperature)			4.0648
Safety against scuffing (flash temperature)			16.0059

Obrázek 26 – výsledky

8.2.4. Materiály pastorku a hřebenu

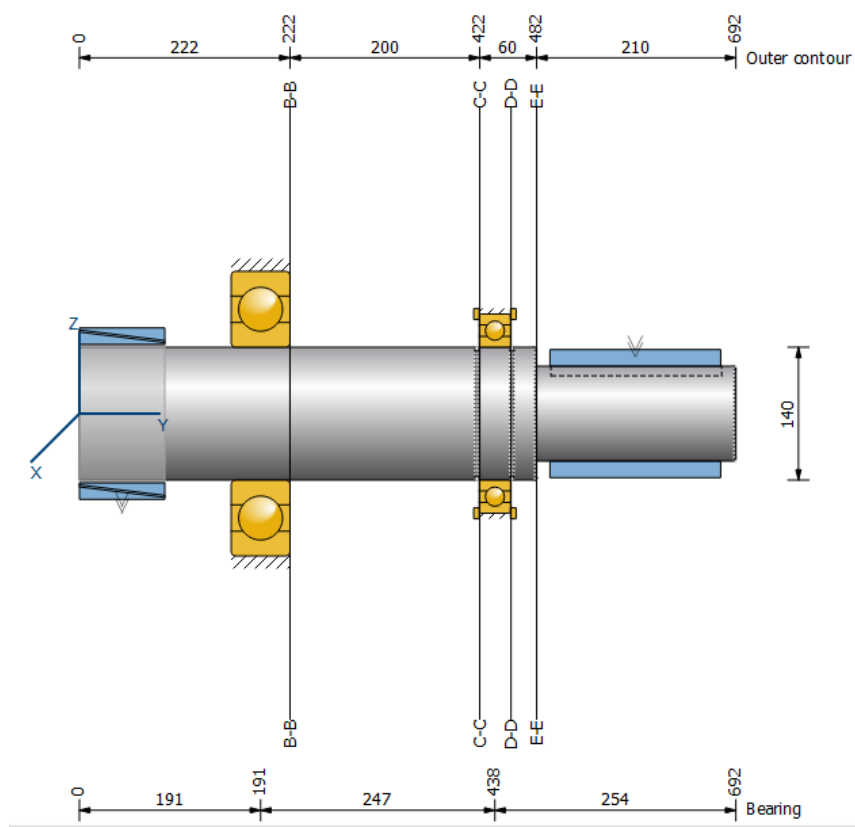
Pastorek byl vyroben z materiálu 18CrNiMo 7-6. Toto označení z evropské normy je ekvivalent oceli značené v české normě 16 326. Tento materiál se hodí pro velmi namáhané strojní součásti. Ocel je vhodná k cementování. Cementovaná vrstva dosahuje na povrchu tvrdosti až 64 HRC při zachování houževnatosti jádra. Přehled vlastností oceli 18CrNiMo 7-6 je přiložen v příloze. (příloha [III])

Hřeben byl vyroben z materiálu 16MnCr 5 dle evropské normy. V české normě je tento materiál označován jako ocel 14 220. Tato ocel je velmi používaná cementační ocel pro středně namáhané díly strojů a motorových vozidel. Přehled vlastností oceli 16MnCr 5 je přiložen v příloze. (příloha [IV])

8.2.5. Návrh hřídele s ložisky

Návrh hřídele s ložisky je proveden v programu KISSsoft. V tomto oddílu je uvedeno zadání hodnot do programu a základní výsledky. Detailní zpráva výpočtu programu je přiložena v příloze. (příloha [V])

Vstupní moment byl zadán na spojce od motoru, výstupní moment byl zadán na pastorku. Moment motoru je 8221 N*m.



Obrázek 27 - Návrh rozměrů hřídele

Výsledky

Zde jsou uvedeny základní výsledky z programu KISSsoft. Detailnější výsledky jsou součástí zprávy o výpočtu, které jsou přiloženy v příloze. [V]

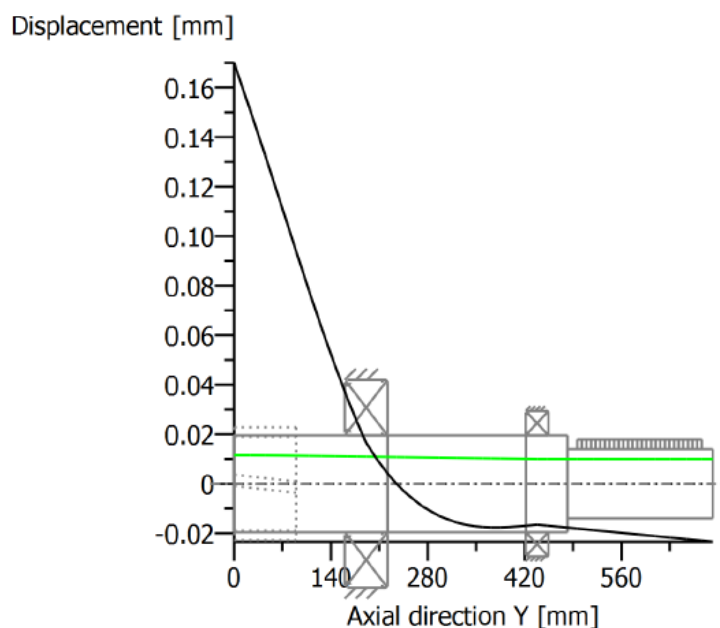
Únavová bezpečnost(fatigue safety) byla požadována 2. Statická bezpečnost 2. Požadovaná životnost ložisek byla 8000 hodin.

Tyto hodnoty bezpečnosti a životnosti byly dosaženy.

maximum deflection					170.02 μm
maximum equivalent stress					72.52 N/mm ²
minimum bearing service life					11073.59 h
minimum static bearing safety					1.45
minimum fatigue safety					3.13
minimum static safety					3.19
Fatigue safety	Fatigue results [%]	Static safety	Static results [%]		
B-B	3.13	261.25	4.17		347.33
C-C	9.06	755.31	8.71		726.25
D-D	12.24	1019.62	8.76		730.21
E-E	4.54	378.07	3.19		266.11
Bearing service life			S0	Ln_h	
lozisko1			1.45		11074 h
Roller bearing			1.74		19393 h
Bearing reaction force	Component	X	Y	Z	R_{xz}
lozisko1	F	-160.281 kN	0.000 kN	-54.687 kN	169.354 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm
Roller bearing	F	59.545 kN	-11.678 kN	17.747 kN	62.133 kN
	M	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm	0.000 Nm

Obrázek 28 – výsledky

Průhyb hřídele pod záběrem ozubení pastorku a hřebenu je 0,170 mm. Dovolena hodnota průhybu pod záběrem je 0,04 mm. Vzhledem k tomu, že naše soustava nepřenáší velký výkon (4,2 kW), je považována hodnota průhybu 0,170 mm za vyhovující.



Obrázek 29 - Průběh deformace podél hřídele

Axiální uložení

Přední ložisko je uloženo volně, nezachycuje tedy axiální sílu. Zadní ložisko je axiálně zajištěno z obou stran pomocí Seegrových pojistných kroužků. Toto zajištění je nevhodné pro mechanismy, které jsou určeny pro přesné polohování, protože vůle v drážkách pro pojistné kroužky dovoluje mikro posuvy v axiálním směru. Vzhledem k naší aplikaci, kde není kladen požadavek na přesnost polohování, lze pojistné kroužky použít.

Axiální síla vyvozená na hřídeli je 12 472,68 N. Pojistné kroužky o jmenovitém průměru 140 mm jsou schopny tuto axiální sílu přenést. Viz. Příloha [VI] (v tabulce síla F_R).

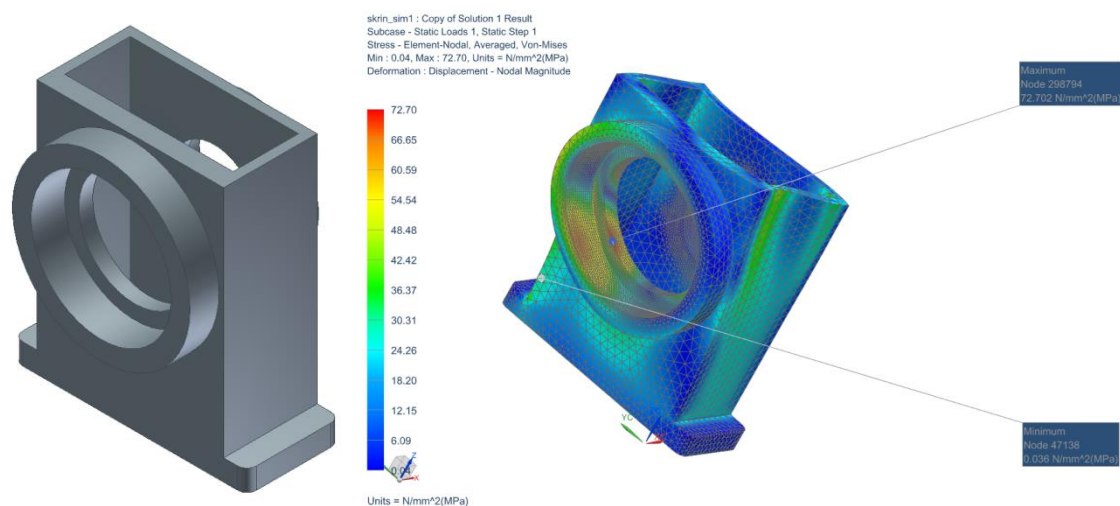
8.2.6. Návrh skříně

Návrh skříně je proveden pomocí programu Siemens NX 9.0. Materiál skříně je zvolena šedá litina ČSN 42 2424. Jedná se o křehký materiál s mezí pevnosti $R_m = 240$ MPa.

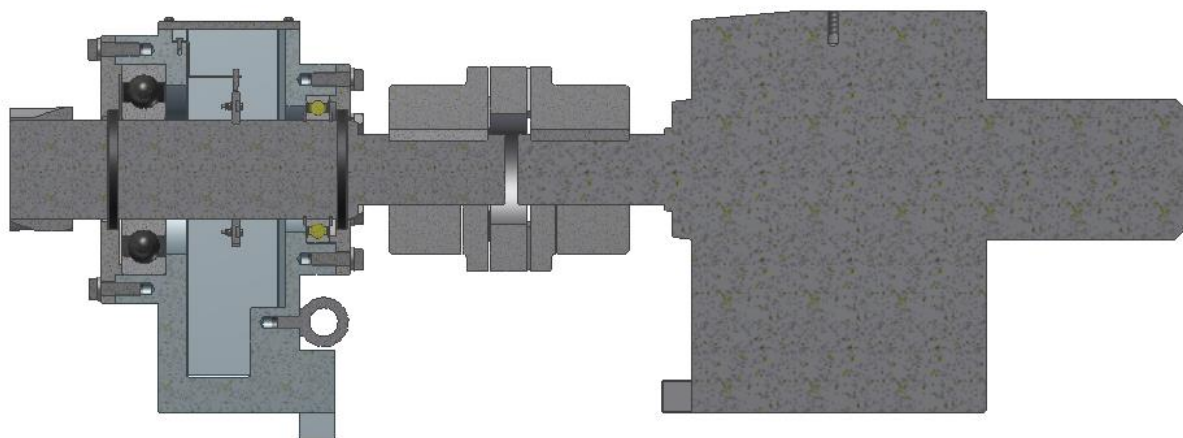
Skříň je zatížena reakcemi v ložiskách, jejichž velikosti jsou patrné z obrázku 28. Pomocí metody konečných prvků bylo zjištěno maximální napětí 72 MPa. Bezpečnost k mezi pevnosti je potom:

$$s = \frac{240}{72} = 3,3$$

Tato hodnota je vyhovující. Na následujících obrázcích je výpočtový model společně s výsledky. Podrobnější informace se nacházejí v příloze. (příloha [VII])



Obrázek 30- výpočtový model a maximální napětí

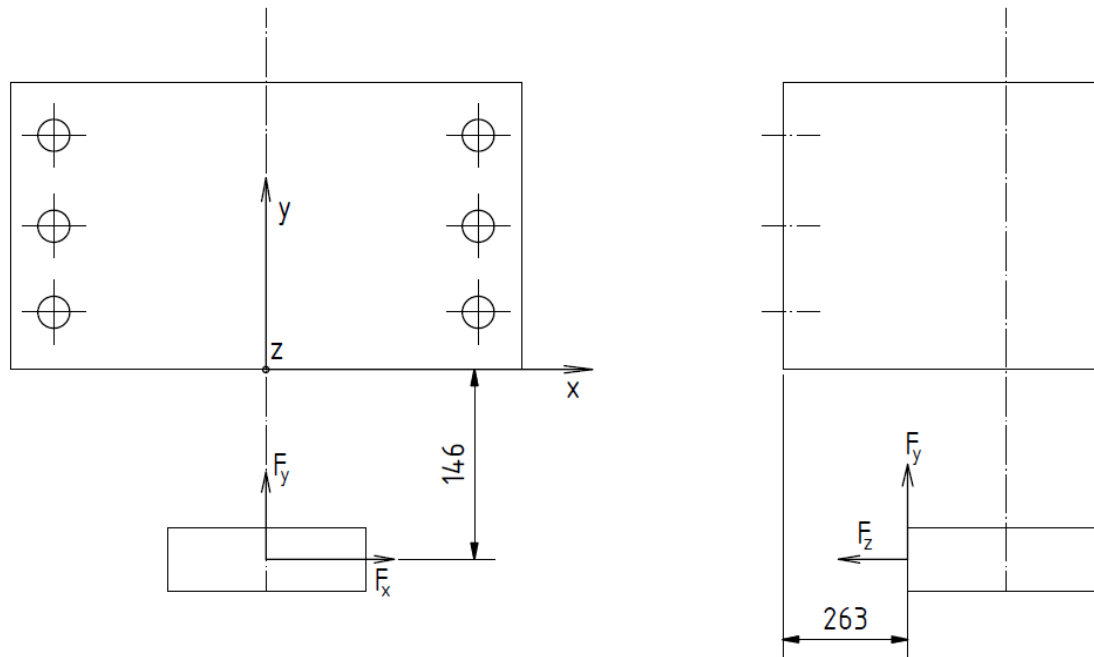


Obrázek 31 - řez sestavou skříně spolu s motorem

8.2.7. Návrh šroubů

Návrh šroubů k upevnění skříně ke spodku koníka je proveden v programu KISSsoft. V tomto oddílu je uvedeno zadání hodnot do programu a základní výsledky. Detailní zpráva výpočtu programu je přiložena v příloze. (příloha [VIII])

Rozklad sil v záběru pastorku s hřebenem



Obrázek 32- rozklad sil v ozubení

$$F_o = 101533,5 \text{ N} = F_x$$

$$F_a = F_o * \tan(\beta) = 101533,5 * \tan(7,0033) = 12\,472,68 \text{ N} = F_y$$

$$F_r = F_o * \tan(\alpha_t) = F_o * \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} = 101533,5 * \frac{\tan(20)}{\cos(7,0033)} = 37232 \text{ N} = F_z$$

$$M_T = F_x * 0,146 = 14823 \text{ N} * m = M_x$$

$$M_y = F_y * 0,263 = 3280 \text{ N} * m$$

Operating data

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

Torque M_T : 14823.0000 Nm Axial force (min/max) F_A : 37232.0000 / 37232.0000 N

Shearing force F_{Qx} : 101533.0000 N Bending moment (min/max) M_{Bx} : 14823.0000 / 14823.0000 Nm

Shearing force F_{Qy} : 12472.0000 N Bending moment (min/max) M_{By} : 3280.0000 / 3280.0000 Nm

Clamping force for sealing F_{cF} : 5000.0000 N Coefficient of... between parts: 0.1000

Bolt data

Bolt type: Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004

Reference diameter d : 36.0000 mm Surface roughness of thread: N8 Rz=16 (Milling) R_z : 16.00 μ m

Bolt length l : 90.0000 mm Surface roughness of bearing: N8 Rz=16 (Milling) R_z : 16.00 μ m

Strength class: 12.9 Define...

Type of bolting: Blind hole Define... Nut Define... Length of engagement Define...

Washer: under bolt head Define... under nut Define...

Tightening technique: Dynamometric key (with guess of coefficient of friction) Minimum Tightening factor α_A : 1.6000

Forces and torques

Required pretension force (min/max): 338481.44 / 541570.30 N

Required tightening torque (min/max): 1650.07 / 2640.11 Nm

Obrázek 33 - zadání údajů a výsledky

Výpočtem jsme získali hodnoty předpětí a utahovací moment šroubů s rozptylem, který je daný přesností klíče, kterým šrouby utahujeme (tightening factor- 1,6 viz. Obrázek). Tyto hodnoty se nacházejí na gaussově křivce ve vzdálenosti udané rozptylem. Vzhledem k tomu, že neznáme přesný průběh pravděpodobnostní křivky, zavedeme zjednodušení:

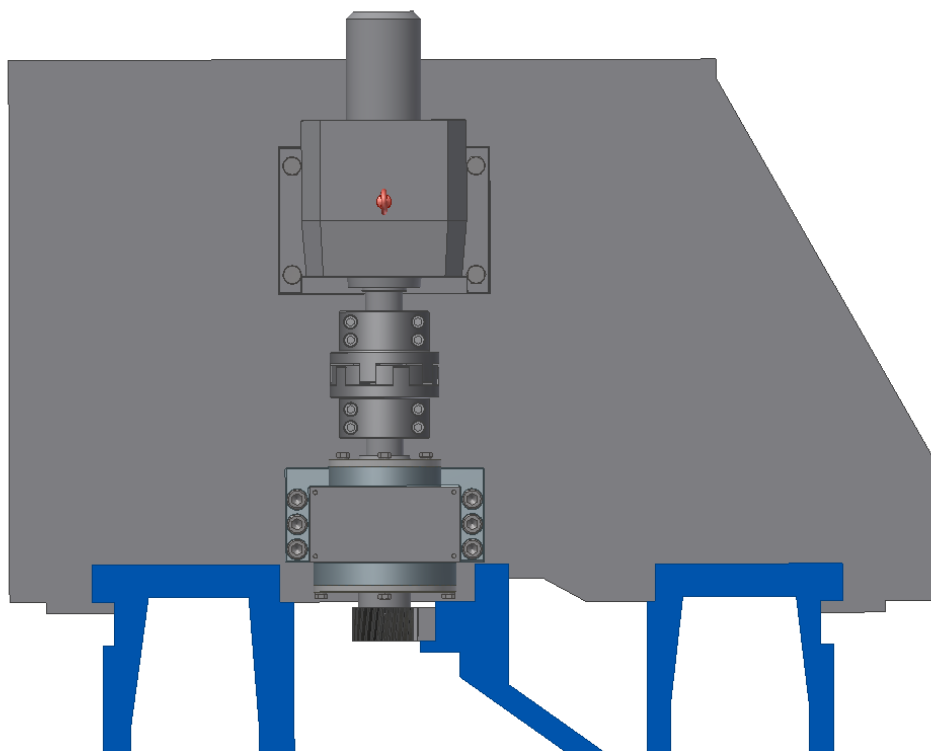
$$\text{Předepínací síla } F_p = \frac{541570,3 + 338481,44}{2} = 440025,87 \text{ N}$$

$$\text{Utahovací moment } M_u = \frac{1650,07 + 2640,11}{2} = 2145,09 \text{ N} \cdot m$$

Tabulka 4- bezpečnosti

Výpočet s maximálním požadovaným předpětím s přesností klíče	1,60
Bezpečnost vůči mezi kluzu	1,59
Bezpečnost vůči tlaku	2,04
Výpočet s maximální dosaženou předepínací silou	
Bezpečnost vůči mezi kluzu	1,15
Bezpečnost vůči tlaku	1,48
Výpočet s minimální dosaženou předepínací silou	
Bezpečnost vůči kluzu	1,46

Pomocí výpočtu bylo navrženo upevnění skříně ke koníku pomocí šesti šroubů o průměru 36 mm s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem.



Obrázek 34 - upevnění sestavy skříně s motorem ke spodku koníku

8.2.8. Odměrování polohy

Aretace je zprostředkována pomocí hřebenu, který se zasunuje do hřebenu na loži (viz. Obrázek 22). Tento aretační hřeben se zasune pouze tehdy, pokud je koník ve správné poloze. Snímání polohy je zajištěno pomocí indukčního senzoru firmy Balluff. Tento senzor snímá natočení hřídele pomocí zjednodušeného ozubeného kola, které má stejný počet zubů jako pastorek.



Obrázek 35- kotouč pro odměrování polohy

9. Závěr

Posuvové mechanismy jsou nedílnou součástí téměř každého obráběcího stroje. Ideální volba posuvového mechanismu je důležitá pro správné fungování navrhovaného zařízení.

Cílem této bakalářské práce bylo seznámit čtenáře s v dnešní době nejpoužívanějšími posuvovými mechanismy. V první části byl seznámen s jejich základními parametry, jejich vlastnostmi a užitím.

Druhá část bakalářské práce byla věnována rekonstrukci posuvového mechanismu koníku soustruhu SR5, kde byl jako posuvový mechanismus použit převod pastorek-hřeben. Nedostatkem stávajícího řešení bylo zejména velké množství vložených převodů. Tento nedostatek byl odstraněn díky výměně stávajícího pohonu za převodový motor, který byl nakoupen s požadovaným převodem přímo od výrobce.

10. Seznam obrázků

Obrázek 1- varianta 1 [2]

Obrázek 2- varianta 2 [2]

Obrázek 3- varianta 3 [2]

Obrázek 4- varianta 4 [2]

Obrázek 5- trapézový závit (vlevo) , pilový závit(vpravo)[4]

Obrázek 6 - charakteristické rozměry závitu [2]

Obrázek 7- soustava kuličkového šroubu a matice [8]

Obrázek 8- typy předepnutí matic dle KS Kuřim [6]

Obrázek 9 - převody kuliček v maticové jednotce [6]

Obrázek 10 -Stoupání závitu a jeho úchylky(vlevo), Znáornění jednotlivých úchylek stoupání ve vztahu k celkové délce závitu L(vpravo) [2]

Obrázek 11- poddajnostní model jednotlivých typů uložení [10]

Obrázek 12 - typy uložení kul. šroubů [6]

Obrázek 13 - Závislost účinnosti šroubu na úhlu stoupání[10]

Obrázek 14 - Zátěžové spektrum kuličkového šroubu a matice s procentuálním součinitelem dle katalogu KS Kuřim[10]

Obrázek 15 - pastorek a hřeben [11]

Obrázek 16 - Šnek a šnekový hřeben [1]

Obrázek 17 - Stavební struktura lineárního motoru [12]

Obrázek 18 - Soustruh SR5

Obrázek 19 - spodek koníka

Obrázek 20 - kinematické schéma posuvového mechanismu koníku

Obrázek 21- sestava posuvového mechanismu s kotoučem pro odměřování natočení pastorku

Obrázek 22- aretace

Obrázek 23 - kinematické schéma mechanismu

Obrázek 24 - kinematické schéma pohonu

Obrázek 25 – základní parametry a zatížení pastorku

Obrázek 26 – výsledky

Obrázek 27 - Návrh rozměrů hřídele

Obrázek 28 – výsledky

Obrázek 29 - Průběh deformace podél hřídele

Obrázek 30- výpočtový model a maximální napětí

Obrázek 31 - řez sestavou skříně spolu s motorem

Obrázek 32- rozklad sil v ozubení

Obrázek 33 - zadání údajů a výsledky

Obrázek 34 - upevnění sestavy skříně s motorem ke spodku koníku

Obrázek 35- kotouč pro odměřování polohy

11. Seznam použité literatury

- [1] LAŠOVÁ, V. *Základy stavby obráběcích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0
- [2] KRÁTKÝ, J. *Obecné strojní části 2*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9
- [3] HUDEC, Z. *Posuvové mechanismy- příklady*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, 2014. ISBN 978-80-261-0388-2
- [4] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní součásti*. Vyd. 1. Praha: Computer Press, 2000, viii, 198 s. Edice strojaře. ISBN 80-722-6202-
- [5] KS Kuřim [online]. *Pohybové kluzné šrouby*. 2014. [cit. 6.6.2015]. Dostupné z: http://www.ks-ku-rim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/kluzne_srouby_CZ.pdf
- [6] KS Kuřim [online]. *Produktový katalog*. 2012. [cit. 6.6.2015]. Dostupné z: http://www.ks-ku-rim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Produktovy_katalog_2012_CZE.pdf
- [7] Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 1. *MM Průmyslové spektrum*. Praha: Vogel Publishing, 2015, (3): s. 46. ISSN 1212-2572.
- [8] Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 2. *MM Průmyslové spektrum*. Praha: Vogel Publishing, 2015, (4): s. 50. ISSN 1212-2572.
- [9] Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 3. *MM Průmyslové spektrum*. Praha: Vogel Publishing, 2015, (5): s. 72. ISSN 1212-2572.
- [10] Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 4. *MM Průmyslové spektrum*. Praha: Vogel Publishing, 2015, (6): s. 70. ISSN 1212-2572.
- [11] Hřebeny a pastorky- Průmyslová a domovní automatizace. *REM- Technik s.r.o.* [online]. 17.6.2015 [cit. 2015-06-17]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/hrebeny-a-pastorky/hrebeny-a-pastorky-58.html>
- [12] Lineární motory. *VUES Brno s.r.o.* [online]. 17.6.2015 [cit. 2015-06-17]. Dostupné z: http://www.vues.cz/file/424/CZ_LIN-OBECNE_020909.PDF

12. Software

- (1) Autodesk Inventor Professional 2015
- (2) Siemens NX 9.0
- (3) KISSsoft

13. Přílohy

Elektronické přílohy na CD: BP-BÍLEK-PŘÍLOHY-2015

Příloha I – Katalog motorů Bonfiglioli

Příloha II – Zpráva o výpočtu pastorku s hřebenem

Příloha III – Vlastnosti oceli 18 CrNiMo 7-6

Příloha IV – Vlastnosti oceli 16 MnCr 5

Příloha V – Zpráva o výpočtu hřídele s ložisky

Příloha VI – Dovolená síla působící na Seeger kroužky

Příloha VII – Výsledky analýzy skříně metodou konečných prvků

Příloha VIII – Zpráva o výpočtu šroubů

Volně vložené přílohy:

BP-K-01

BP-K-02

BP-H-01

BP-S-01

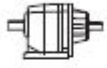

PŘÍLOHA I

Katalog motorů Bonfiglioli



C 100

12000 Nm

	i	$n_1 = 900 \text{ min}^{-1}$					$n_1 = 500 \text{ min}^{-1}$					
		n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	R_{n1} N	R_{n2} N	
C 100 2_4.9	4.9	183	7800	157	5310	28800	102	9300	104	6720	34400	164
C 100 2_5.3	5.3	169	7950	148	6680	29500	94	9450	98	9740	35200	
C 100 2_6.5	6.5	138	8600	131	5670	31000	77	10250	87	7540	37000	
C 100 2_7.1	7.1	127	8750	123	7050	31800	71	10450	81	10100	37800	
C 100 2_8.4	8.4	108	9350	111	5670	32600	60	10950	72	8530	40100	
C 100 2_9.0	9.0	99	9500	104	7080	33600	55	11350	69	10100	39900	
C 100 2_10.1	10.1	89	10000	98	5540	33600	50	10900	60	10600	44500	
C 100 2_10.9	10.9	82	10150	92	6980	34700	46	11500	58	11300	44300	
C 100 2_12.5	12.5	72	10700	85	3910	35400	40	10850	48	11700	49600	
C 100 2_13.5	13.5	67	10850	80	6440	36700	37	11450	47	12300	49500	
C 100 2_15.2	15.2	59	10800	70	5940	40800	33	10800	39	13000	54700	
C 100 2_16.5	16.5	55	11500	69	6320	39100	30	11500	38	13400	54500	
C 100 2_18.7	18.7	48	10900	58	6310	45100	26.8	10900	32	13400	59800	
C 100 2_20.2	20.2	45	11500	56	6890	45000	24.7	11500	31	14000	60100	
C 100 2_22.2	22.2	40	9850	44	9170	52200	22.5	9850	24	15000	67800	
C 100 2_24.1	24.1	37	10800	44	8930	51200	20.7	10800	25	15000	67200	
C 100 2_29.6	29.6	30	9100	31	12600	61400	16.9	9100	17.0	15000	78300	
C 100 3_34.3	34.3	26.2	11700	35	15000	57800	14.6	11700	19.2	15000	75500	
C 100 3_36.9	36.9	24.4	11800	32	15000	59600	13.5	11800	18.0	15000	77700	
C 100 3_42.9	42.9	21.0	12000	28	15000	63400	11.6	12000	15.7	15000	82300	
C 100 3_46.2	46.2	19.5	12000	26	15000	65600	10.8	12000	14.6	15000	84900	
C 100 3_53.3	53.3	16.9	12000	23	15000	69900	9.4	12000	12.7	15000	85000	
C 100 3_57.4	57.4	15.7	12000	21	15000	72300	8.7	12000	11.8	15000	85000	
C 100 3_64.5	64.5	14.0	12000	18.6	15000	76100	7.8	12000	10.5	15000	85000	
C 100 3_69.4	69.4	13.0	12000	17.5	15000	78600	7.2	12000	9.7	15000	85000	
C 100 3_79.4	79.4	11.3	12000	15.3	15000	83300	6.3	12000	8.5	15000	85000	
C 100 3_85.6	85.6	10.5	12000	14.2	15000	85000	5.8	12000	7.9	15000	85000	
C 100 3_92.7	92.7	9.7	12000	13.1	15000	85000	5.4	12000	7.3	15000	85000	
C 100 3_99.8	99.8	9.0	12000	12.2	15000	85000	5.0	12000	6.8	15000	85000	
C 100 3_111.9	111.9	8.0	12000	10.9	15000	85000	4.5	12000	6.0	15000	85000	
C 100 3_120.5	120.5	7.5	12000	10.1	15000	85000	4.1	12000	5.6	15000	85000	
C 100 3_139.7	139.7	6.4	11500	8.0	15000	85000	3.6	11050	4.5	15000	85000	
C 100 3_150.4	150.4	6.0	12000	8.1	15000	85000	3.3	12000	4.5	15000	85000	
C 100 4_162.1	162.1	5.6	12000	7.7	—	85000	3.1	12000	4.3	—	85000	
C 100 4_185.4	185.4	4.9	12000	6.7	—	85000	2.7	12000	3.7	920	85000	
C 100 4_199.6	199.6	4.5	12000	6.2	—	85000	2.5	12000	3.5	1430	85000	
C 100 4_244.2	244.2	3.7	12000	5.1	—	85000	2.0	12000	2.8	1490	85000	
C 100 4_263.0	263.0	3.4	12000	4.7	—	85000	1.9	12000	2.6	1950	85000	
C 100 4_300.5	300.5	3.0	12000	4.1	—	85000	1.7	12000	2.3	1840	85000	
C 100 4_323.6	323.6	2.8	12000	3.8	850	85000	1.5	12000	2.1	2280	85000	
C 100 4_380.5	380.5	2.4	12000	3.3	700	85000	1.3	12000	1.8	2130	85000	
C 100 4_409.8	409.8	2.2	12000	3.0	1120	85000	1.2	12000	1.7	2550	85000	
C 100 4_466.7	466.7	1.9	12000	2.7	910	85000	1.1	12000	1.5	2340	85000	
C 100 4_502.6	502.6	1.8	12000	2.5	1320	85000	1.0	12000	1.4	2740	85000	
C 100 4_582.6	582.6	1.5	12000	2.1	1100	85000	0.90	12000	1.2	2520	85000	
C 100 4_627.4	627.4	1.4	12000	2.0	1490	85000	0.80	12000	1.1	2910	85000	
C 100 4_720.3	720.3	1.2	12000	1.7	1270	85000	0.70	12000	1.0	2700	85000	
C 100 4_775.7	775.7	1.2	12000	1.6	1650	85000	0.60	12000	0.90	3070	85000	
C 100 4_843.3	843.3	1.1	12000	1.5	1360	85000	0.60	12000	0.80	2790	85000	
C 100 4_908.2	908.2	1.0	12000	1.4	1730	85000	0.60	12000	0.80	3160	85000	
C 100 4_1004	1004	0.90	12000	1.2	1400	85000	0.50	12000	0.70	2830	85000	
C 100 4_1081	1081	0.90	12000	1.1	1770	85000	0.50	12000	0.60	3170	85000	

(—) Contact our technical service department advising radial load data (rotation direction, orientation, position)

PŘÍLOHA II

Zpráva o výpočtu pastorku s hřebenem

Name : Unnamed
 Changed by: bilek3 on: 10.06.2015 at: 11:05:24

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Calculation of scuffing:

The entered gear pair data is outside the boundary of the calculation method!

The application of ISO/TR 13989-2 has following limitations:

1.0 m/s <= v(=0.0 m/s) <= 50.0 m/s

2-> Notice concerning gear 1:

Dimension over rollers is probably not measurable (facewidth is a bit too short)!

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

---- Pinion ----- Rack -

Power (kW)	[P]	4.22	
Speed (UpM)	[n]	4.9	
Torque (Nm)	[T]	8221.0	
Application factor	[KA]	1.25	
Required service life	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to

DIN 3960:1987)

---- Pinion ----- Rack -

Running centre distance (mm)	[a]	137.180	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Rack height (mm)	[Hz]	60.000	
Normal module (mm)	[mn]	6.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	7.0033	
Number of teeth	[z]	27	
Facewidth (mm)	[b]	90.00	90.00
Hand of gear	right left		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 18CrNiMo7-6, Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28
Gear 2: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened
ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), core strength $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm<HRC28

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness		HRC 61	HRC 59
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[sigFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1000.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp]	850.00	695.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ny]	0.300	0.300
Mean roughness, Ra, tooth flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height factor	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000

not topping

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53.2:1997 Profil A		
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.380
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height factor	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Reference profile	[rofp*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height factor	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:

none (only running-in)

Tip relief (μm)	[Ca]	2.0	2.0
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type oil bath lubrication
Type of oil Oil: ISO-VG 220

Lubricant base		Mineral-oil base			
Kinem. viscosity	oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]			220.00
Kinem. viscosity	oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]			17.50
FZG test A/8.3/90 (ISO 14635-1:2006)	[FZGtestA]	12		
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)		[roOil]			0.895
Oil temperature (°C)		[TS]			70.000
---- Pinion ----- Rack -					
Transverse module (mm)		[mt]			6.045
Pressure angle at pitch circle (°)		[alfit]			20.138
Working transverse pressure angle (°)		[alfwt]			20.138
Working pressure angle at normal section (°)		[alfwn]			20.000
Helix angle at operating pitch circle (°)		[betaw]			7.003
Base helix angle (°)		[betab]			6.579
Sum of profile shift coefficients		[Summexi]			0.2618
Profile shift coefficient		[x]	0.2618	0.0000	
Tooth thickness (Arc) (module) (module)		[sn*]	1.7614	1.5708	
Tip alteration (mm)		[k*mn]	0.000	0.000	
Reference diameter (mm)		[d]	163.218	54.000	
Base diameter (mm)		[db]	153.239		
Tip diameter (mm)		[da,HZ]	178.359	60.000	
(mm)		[da,HZ.e/i]	178.359 / 178.349	60.000 / 59.995	
Tip diameter allowances (mm)		[Ada,AHz.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.005	
Tip form diameter (mm)		[dFa]	178.359	60.000	
(mm)		[dFa.e/i]	178.359 / 178.349	60.000 / 59.995	
Active tip diameter (mm)		[dNa.e/i]	178.359 / 178.349	60.000 / 59.995	
Operating pitch diameter (mm)		[dw]	163.218	55.588	
Root diameter (mm)		[df]	151.359	46.500	
Generating Profile shift coefficient		[xE.e/i]	0.2400 / 0.2286	-0.0218 / -0.0332	
Manufactured root diameter with xE (mm)		[df.e/i]	151.098 / 150.961	46.369 / 46.301	
Theoretical tip clearance (mm)		[c]	1.501	1.501	
Effective tip clearance (mm)		[c.e/i]	1.725 / 1.612	1.725 / 1.612	
Active root diameter (mm)		[dNf]	156.222	49.526	
(mm)		[dNf.e/i]	156.250 / 156.199	49.550 / 49.506	
Root form diameter (mm)		[dFf]	156.238	48.509	
(mm)		[dFf.e/i]	156.092 / 156.017	48.377 / 48.308	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)		[cF.e/i]	0.117 / 0.054	1.241 / 1.129	
Addendum (mm)		[ha = mn * (haP*+x)]		7.571	6.000
(mm)		[ha.e/i]	7.571 / 7.566	6.000 / 5.995	
Dedendum (mm)		[hf = mn * (hfP*-x)]		5.929	7.500
(mm)		[hf.e/i]	6.060 / 6.128	7.631 / 7.699	
Roll angle at dFa (°)		[xsi_dFa.e/i]	34.125 / 34.117		
Roll angle to dNa (°)		[xsi_dNa.e/i]	34.125 / 34.117		
Roll angle to dNf (°)		[xsi_dNf.e/i]	11.414 / 11.316		
Roll angle at dFf (°)		[xsi_dFf.e/i]	11.107 / 10.958		
Tooth height (mm)		[H]	13.500	13.500	
Virtual gear no. of teeth		[zn]	27.565		
Normal tooth thickness at tip cylinder (mm)		[san]	3.897	5.057	
(mm)		[san.e/i]	3.799 / 3.738	4.966 / 4.912	
Normal spacewidth at root cylinder (mm)		[efn]	0.000	3.965	
(mm)		[efn.e/i]	0.000 / 0.000	3.949 / 3.941	
Max. sliding velocity at tip (m/s)		[vga]	0.009	0.007	
Specific sliding at the tip		[zetaa]	0.381	0.456	
Specific sliding at the root		[zetaf]	-0.838	-0.617	
Sliding factor on tip		[Kga]	0.213	0.156	
Sliding factor on root		[Kgf]	-0.156	-0.213	

Pitch on reference circle (mm)	[pt]	18.991	
Base pitch (mm)	[pbt]	17.830	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	17.830	
Lead height (mm)	[pz]	4174.137	417413.744
Axial pitch (mm)	[px]		154.598
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	30.443 (30.501/ 30.361)
Length T1-A (mm)	[T1A]	15.191 (15.132/ 15.263)
Length T1-B (mm)	[T1B]	27.804 (27.804/ 27.794)
Length T1-C (mm)	[T1C]	28.051 (28.051/ 28.050)
Length T1-D (mm)	[T1D]	33.021 (32.963/ 33.094)
Length T1-E (mm)	[T1E]	45.634 (45.634/ 45.624)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	163.017 (163.017/ 163.010)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	166.865 (166.819/ 166.922)
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.707
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/i]	1.711 /	1.703
Overlap ratio	[eps_b]		0.582
Total contact ratio	[eps_g]		2.290
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/i]	2.293 /	2.285

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		---- Pinion -----	Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		100736.6
Axial force (N)	[Fa]		12374.8
Radial force (N)	[Fr]		36940.7
Normal force (N)	[Fnorm]		108007.5
Tangent.load at p.c.d.per mm (N/mm) (N/mm)	[w]		1119.30
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		100736.6
Axial force (N)	[Faw]		12374.8
Radial force (N)	[Frw]		36940.7
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		0.04
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		0.04
Running-in value (µm)	[yp]		0.7
Running-in value (µm)	[yf]		0.9
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Reference profile coefficient	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		15.341
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalf]		23.480
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]		19.958
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.09672
Resonance speed (min-1)	[nE1]		5510
Resonance ratio (-)	[N]		0.001
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.7
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		180.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		18.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		90.000
Load in accordance with Figure 13,			

ISO 6336-1:2006 [-]

4

0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)

Coefficient K' according to Figure 13,

	ISO 6336-1:2006 [K']	-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	5.95	
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	8.96	
(fsh (μm) = 8.96, fHb5 (μm) = 17.00)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	16.97	
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]	7.00	
Running-in value (μm)	[yb]	1.05	
Dynamic factor			
	[KV]	1.000	
Face load factor - flank			
	[KHb]	1.042	
- Tooth root	[KFb]	1.036	
- Scuffing	[Kbb]	1.042	
Transverse load factor - flank			
	[KHα]	1.000	
- Tooth root	[KFα]	1.000	
- Scuffing	[Kβα]	1.000	
Helical load factor scuffing			
	[Kβg]	1.177	
Number of load cycles (in mio.)			
	[NL]	5.880	0.059

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B
(Calculate tooth shape coefficient YF with addendum mod. x)
Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to

ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter (z0= 50, x0= 0.000, roF* = 0.380)

---- Pinion ----- Rack -

Tooth form factor	[YF]	1.08	1.12
Stress correction factor	[YS]	2.27	2.49
Working angle (°)	[alfFn]	19.82	20.00
Bending lever arm (mm)	[hF]	5.02	6.45
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	12.94	14.39
Tooth root radius (mm)	[roF]	2.85	2.28
(hF* = 0.837/ 1.075 sFn* = 2.157/ 2.398 roF* = 0.475/ 0.380 dsFn = 153.533/ 0.000 alfsFn = 30.00/ 30.00)			

Contact ratio factor	[Yeps]	1.000	
Helix angle factor	[Ybet]	0.966	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.000	1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]	90.00	90.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[sigF0]	441.56	502.75
Tooth root stress (N/mm²)	[sigF]	571.91	651.16

Permissible bending stress at root of Test-gear

Support factor	[YdrelT]	0.998	1.104
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.978
size factor (Tooth root)	[YX]	0.990	0.995
Finite life factor	[YNT]	0.987	1.568

	[YdreIT*YRrelIT*YX*YNT]	0.932	1.684
Alternating bending coefficient	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	572.78	1034.34
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	801.89	1448.07
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for Tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.40	2.22
Transmittable power (kW)	[kWRating]	4.22	6.70

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		---- Pinion ----- Rack -	
Zone factor	[ZH]		2.481
Elasticity coefficient (N ^{.5} /mm)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.813
Helix angle factor	[Zbet]		1.004
Effective facewidth (mm)	[beff]		90.00
Nominal flank pressure (N/mm ²)	[sigH0]		1000.91
Surface pressure at operating pitch circle (N/mm ²)			
	[sigHw]		1142.63
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Flank pressure (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1144.77	1142.63
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.013	1.000
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.957	1.000
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.981	1.000
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.176	1.600
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.119	1.600
Small amount of pitting permissible (0=no, 1=yes)		0	0
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1677.94	2400.00
Limit strength pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1677.94	2400.00
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety for surface pressure at operating pitch circle			
	[SHw]	1.47	2.10
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.47	2.10
(Safety regarding nominal torque)	[(SHBD)^2]	2.15	4.41
Transmittable power (kW)	[kWRating]	9.06	18.61

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO TR 15144-1:2010

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. STRENGTH AGAINST SCUFFING

Calculation method according to
ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000
--	------	-------

Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWrelT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	2.00	2.00
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	59.59	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	90.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	1458.713	
(Kbg = 1.177, wBt*Kbg = 1717.166)			
Pressure angle factor (eps1: 0.986, eps2: 0.721)	[Xalfbet]	0.978	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.830	
Tooth mass temperature (°C)	[theMi]	72.94	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theM	[theM]	6.26	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	348.80	
Coordinate gamma (point of highest temp.)	[Gamma]	-0.458	
[Gamma.A]=-0.458 [Gamma.E]=0.627			
Highest contact temp. (°C)	[theB]	87.42	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.087	
Load sharing factor	[XGam]	0.688	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	41.90 (70.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.172	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash-temp)	[SB]	16.006	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C)	[theM-C]	75.97	
theM-C = theoil + XS*0.70*theM	[theM-C]	8.53	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	360.78	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.226	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	41.90 (70.0 °C)	
Averaged coefficient of friction	[mym]	0.144	
Geometry factor	[XBE]	0.386	
Meshing factor	[XQ]	1.000	
Tip relief factor	[XCa]	1.107	
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	88.76	
Required safety	[SSmin]	1.800	
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.065	
Safety referring to transferred torque	[SSL]	15.504	

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		--- Pinion -----	Rack -
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.095 / -0.145
Number of teeth spanned	[k]	4.000	
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	65.387	

Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	65.298 / 65.251	
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	166.394	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	10.768	11.666
Eff. Diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	11.000	12.000
Theor. dim. centre to ball (mm)	[MrK]	91.166	64.596
Actual dimension centre to ball (mm)	[MrK.e/i]	91.065 / 91.012	64.465 / 64.396
Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	166.507	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	182.042	
Actual dimension over balls (mm)	[MdK.e/i]	181.841 / 181.734	
Diametral measurement over rolls without clearance (mm)	[MdR]	182.332	
Actual dimension over rolls (mm)	[MdR.e/i]	182.130 / 182.024	
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sn]	10.561	9.425
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sn.e/i]	10.466 / 10.416	9.330 / 9.280
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	7.737	5.996
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	10.568	9.425
(mm)	[sn.e/i]	10.473 / 10.423	9.330 / 9.280
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	136.918 / 136.781	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.261 / -0.399	
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.020 / -0.020	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.015 / -0.015	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.419 / 0.241	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.307 / 0.177	
Torsional angle for fixed gear 1 (°)		0.0022 / 0.0012	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.286 / 0.165	

7. GEAR ACCURACY

---- Pinion ----- Rack -

According to ISO 1328:1995

One or several gear data (mn, b or d) lay beyond the limits covered by the standard.

The tolerances are calculated on the basis of the formulae in the standard.

However, their values are outside the official range of validity!

Accuracy grade	[Q-ISO1328]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	10.00	10.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	9.40	9.40
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	17.00	17.00
Profile deviation (µm)	[ffaT]	12.00	12.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	9.50	9.50
Total profile deviation (µm)	[FaT]	15.00	15.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	12.00	12.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	12.00	12.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	17.00	17.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	36.00	36.00
Runout (µm)	[FrT]	29.00	29.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	53.00	53.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	17.00	17.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	51.00	51.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	22.00	22.00

(Tolerances of rack following

DIN 3961:1978 mit der Zähnezah und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. ISO TR 10064:1992, Quality
6)

Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	33.00 (Fb=33.00)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	66.00

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.083
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.705
Power loss from gear load (kW)	[PVZ]	0.032
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	99.244

9. DETERMINATION OF TOOTHFORM

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
The calculation is done for the Operating pitch circle..
- Calculation of Zbet according Corrigendum 1 ISO 6336-2:2008 with $Z_{bet} = 1/(\cos(\beta))^{0.5}$
- Details of calculation method:
cg according to method B
KV according to method B
KHb, KFb according method C
fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
KHa, KFa according to method B

End of Report

lines: 475

PŘÍLOHA III

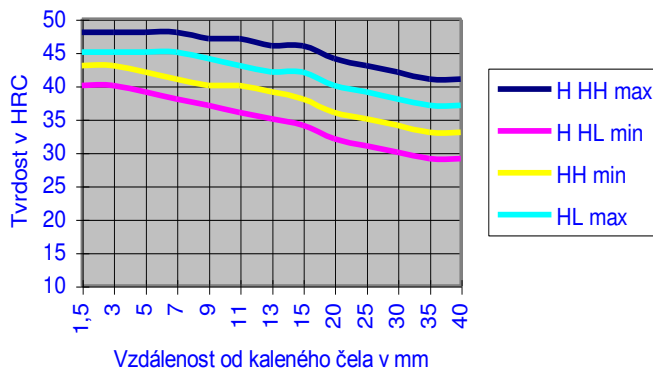
Vlastnosti oceli 18CrNiMo 7-6

Přehled vlastností oceli 18CrNiMo7-6

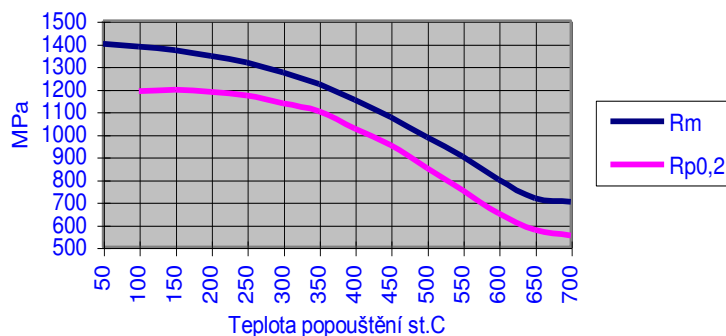
1.6587

Druh oceli	Středně legovaná ušlechtilá chrom-nikl-molybdenová ocel k cementování														
TDP	ČSN EN 10084														
Dřívější označení	17CrNiMo6 podle DIN 17210														
Charakteristika	Velmi namáhané strojní součásti s cementovaným povrchem. Cementovaná vrstva po tepelném zpracování dosahuje na povrchu tvrdosti 62 až 64 HRC, zatímco jádro cementované součásti je i při relativně vysoké pevnosti značně houževnaté. Přísada Mo zvyšuje prokalitelnost, Ocel prokaluje do hloubky přibližně 60 mm. Je vhodná pro dynamicky namáhané součásti.														
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S max.	Cr	Mo	Ni	Al						
	0,15 - 0,21	0,40	0,50 - 0,90	0,035	0,035	1,50 - 1,80	0,25 - 0,35	1,40 - 1,70	Při kontrolované velikosti austenitického zrna 0,015-0,050 (informativně, není uvedeno v normě).						
Dovolená odchylka ve výrobku od rozboru tavby ⁵⁾	± 0,02	+ 0,03	± 0,04	+ 0,005	+ 0,005	± 0,05	± 0,03 ⁵⁾	± 0,05							
Mechanické vlastnosti v jádře referenčního vzorku po kalení a popuštění při 150-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) ¹⁾	Průměr mm		Rp0,2 min MPa		Rm MPa		A min %		Z min %		KCU min. J.cm ⁻²				
	d ≤ 11		980		1230 - 1520		9		-		30				
	11 < d ≤ 25		735		980 - 1320		9		-		35				
	25 < d ≤ 50		640		885 - 1080		10		-		35				
50 < d ≤ 100		490		685 - 980		11		-		35					
Hodnoty tvrdosti HB pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost (stav S)			Žháno na měkko (A)			Zpracováno na rozmezí tvrdosti (TH)			Zpracováno na feriticko-perlitickou strukturu (FP)					
	max. 255			max. 229			179 - 229			159 - 207					
	Stav po válcování			Stav po normalizaci			Žháno na globulární cementit (vhodné pro tváření za studena)								
	ca 270 ⁴⁾			ca 260 ⁴⁾			max. 180 ⁴⁾								
Prokalitelnost ²⁾	Druh	Meze	Vzdálenost od plochy kaleného čela v mm												
			Tvrdost v HRC												
	H	max.	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41
		min.	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29
	HH	max.	48	48	48	48	47	47	46	46	44	43	42	41	41
		min.	43	43	42	41	40	40	39	38	36	35	34	33	33
HL	max.	45	45	45	45	44	43	42	42	40	39	38	37	37	
	min.	40	40	39	38	37	36	35	34	32	31	30	29	29	

Pásky prokalitelnosti



Popouštěcí křivka (referenční vzorek průměr 10 mm)



Technologické vlastnosti

Tváření za tepla	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1100 až 900 °C							
Tepelné zpracování	Normalizační žhání °C	Žhání na měkko °C	Isotermické žhání °C	Teplota cementace °C ^{a)}	Teplota kalení na jádro °C ^{b)}	Teplota kalení na vrstvu °C ^{b)}	Teplota popouštění °C ^{c)}	Teplota kalení pro Jominyho zkoušku °C
	850	600 až 680	850 až 950 640 - 3 hod.	880 až 980	830 - 870 olej	780 až 820 olej	150 až 200	860 (prodleva ca 0,5 h)
	Body přeměny : Ac ₁ ~ 735°C, Ac ₃ ~ 810°C, Ms (základní materiál) ~ 360°C, Ms (cementovaná vrstva) ~ 180°C							
	Uvedené podmínky jsou doporučené. a) při jednoduchém kalení se ocel kalí z teploty cementace nebo nižší (závisí na tvaru výrobku). b) mimo oleje přichází v úvahu i teplá lázeň 160 až 250° C. Způsob ochlazování závisí na tvaru výrobku s ohledem na možné deformace po kalení. c) doba popouštění minimálně 1 hod.							
Obrobitelnost	Pro dobrou obrobitelnost je výhodný stav FP po případě stav A							
Stříhatelnost	Ocel je stříhatelná za studena ve stavu žháném							

¹⁾ Slouží k průkazku dosažitelnosti mechanických hodnot v jádře odpovídajícího průřezu referenčního vzorku po kalení a popuštění.
Rp0,2 - mez 0,2; Rm - pevnost v tahu; A - tažnost (počáteční délka L₀ = 5,65√S₀); KCU - nárazová práce, zkušební těleso KCU s U-vrubem.
²⁾ Pro ocel objednanou bez požadavku na prokalitelnost jsou hodnoty prokalitelnosti pouze informativní.
³⁾ ± znamená, že u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí rozboru tavby, ale nikoli obě současně.
⁴⁾ Uvedené údaje jsou informativní a nejsou součástí EN 10084.
⁵⁾ Pro Mo > 0,30% je odchylka ± 0,04%

PŘÍLOHA IV

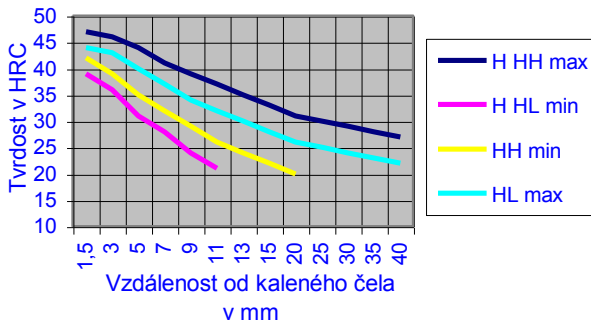
Vlastnosti oceli 16MnCr 5

Přehled vlastností oceli 16MnCr5 (16MnCrS5)

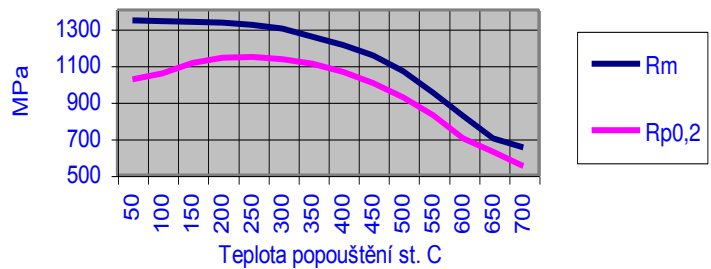
1.7131 (1.7139)

Druh oceli	Nízkolegovaná ušlechtilá mangan-chromová ocel k cementování																																																																																																																																															
TDP	ČSN EN 10084																																																																																																																																															
Dřívější označení	16MnCr5 (16MnCrS5) podle DIN 17210, 14 220 podle ČSN																																																																																																																																															
Charakteristika	Nejčastěji používaná cementační ocel pro středně namáhané díly strojů a motorových vozidel. Prokaluje do hloubky ca 30 mm. Ve stavu kaleném a popuštěném je použitelná pro průměry do ca 35 mm. Je svařitelná a vhodně tepelně zpracovaná též dobře tvařitelná za studena. Přísadou bóru (0,0008 až 0,0050%) se docílí zvýšené houževnatosti cementované vrstvy.																																																																																																																																															
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S ¹⁾ max.	Cr	Mo	Ni	Al																																																																																																																																							
	0,14-0,19	0,40	1,00 – 1,30	0,035	0,035	0,80 – 1,10	-	-	Při kontrolované velikosti austenitického zrna 0,015-0,050 (informativně; není uvedeno v normě).																																																																																																																																							
Dovolené odchylky od složení tavby ve výrobku ⁴⁾	± 0,02	+ 0,03	± 0,04	+ 0,005	+ 0,005	± 0,05	-	-																																																																																																																																								
Mechanické vlastnosti v jádře referenčního vzorku po kalení a popuštění při 150-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) ²⁾	Průměr v mm	Re min. MPa			Rm MPa		A min %	Z min %	KCU min. J.cm ⁻²																																																																																																																																							
	d ≤ 11	735			1030 – 1375		8	-	25																																																																																																																																							
	11 < d ≤ 25	540			785 – 1080		9	-	30																																																																																																																																							
	25 < d ≤ 40	490			685 - 930		10	-	30																																																																																																																																							
Hodnoty tvrdosti HB pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost (S)		Žiháno na měkko (A)			Zpracováno na rozmezí tvrdosti (TH)		Zpracováno na feriticko-perlitickou strukturu (FP)																																																																																																																																								
	max. 255		max. 207			156 - 207		140 - 187																																																																																																																																								
	Stav po válcování		Stav po normalizaci			Žiháno na globulární cementit (vhodné pro tváření za studena)																																																																																																																																										
	ca 250 ⁵⁾		ca 220 ⁵⁾			max. 178 ⁵⁾																																																																																																																																										
Prokalitelnost	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Druh</th> <th rowspan="2">Meze</th> <th colspan="13">Vzdálenost od plochy kaleného čela v mm</th> </tr> <tr> <th colspan="13">Tvrdost v HRC</th> </tr> <tr> <th></th> <th></th> <th>1,5</th> <th>3</th> <th>5</th> <th>7</th> <th>9</th> <th>11</th> <th>13</th> <th>15</th> <th>20</th> <th>25</th> <th>30</th> <th>35</th> <th>40</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="2">H</td> <td>max.</td> <td>47</td> <td>46</td> <td>44</td> <td>41</td> <td>39</td> <td>37</td> <td>35</td> <td>33</td> <td>31</td> <td>30</td> <td>29</td> <td>28</td> <td>27</td> </tr> <tr> <td>min.</td> <td>39</td> <td>36</td> <td>31</td> <td>28</td> <td>24</td> <td>21</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">HH</td> <td>max.</td> <td>47</td> <td>46</td> <td>44</td> <td>41</td> <td>39</td> <td>37</td> <td>35</td> <td>33</td> <td>31</td> <td>30</td> <td>29</td> <td>28</td> <td>27</td> </tr> <tr> <td>min.</td> <td>42</td> <td>39</td> <td>35</td> <td>32</td> <td>29</td> <td>26</td> <td>24</td> <td>22</td> <td>20</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">HL</td> <td>max.</td> <td>44</td> <td>43</td> <td>40</td> <td>37</td> <td>34</td> <td>32</td> <td>30</td> <td>28</td> <td>26</td> <td>25</td> <td>24</td> <td>23</td> <td>22</td> </tr> <tr> <td>min.</td> <td>39</td> <td>36</td> <td>31</td> <td>28</td> <td>24</td> <td>21</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table>														Druh	Meze	Vzdálenost od plochy kaleného čela v mm													Tvrdost v HRC															1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	H	max.	47	46	44	41	39	37	35	33	31	30	29	28	27	min.	39	36	31	28	24	21	-	-	-	-	-	-	-	HH	max.	47	46	44	41	39	37	35	33	31	30	29	28	27	min.	42	39	35	32	29	26	24	22	20	-	-	-	-	HL	max.	44	43	40	37	34	32	30	28	26	25	24	23	22	min.	39	36	31	28	24	21	-	-	-	-	-	-	-
Druh	Meze	Vzdálenost od plochy kaleného čela v mm																																																																																																																																														
		Tvrdost v HRC																																																																																																																																														
		1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40																																																																																																																																		
H	max.	47	46	44	41	39	37	35	33	31	30	29	28	27																																																																																																																																		
	min.	39	36	31	28	24	21	-	-	-	-	-	-	-																																																																																																																																		
HH	max.	47	46	44	41	39	37	35	33	31	30	29	28	27																																																																																																																																		
	min.	42	39	35	32	29	26	24	22	20	-	-	-	-																																																																																																																																		
HL	max.	44	43	40	37	34	32	30	28	26	25	24	23	22																																																																																																																																		
	min.	39	36	31	28	24	21	-	-	-	-	-	-	-																																																																																																																																		

Pásky prokalitelnosti



Popouštěcí křivka (referenční vzorek pr.10 mm)



Technologické vlastnosti

Tváření za tepla	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1100 až 900 °C							
Tepelné zpracování	Normalizační žihání °C	Žihání na měkko °C	Isotermické žihání	Teplota cementace °C ^{a)}	Teplota kalení na jádro °C ^{b)}	Teplota kalení na povrch °C ^{b)}	Teplota popouštění °C ^{c)}	Teplota kalení pro Jominyho zkoušku °C
	880	650 až 700	850 až 950 650 1 hod.	880 až 980	860 – 900 olej, (voda)	780 až 820 olej, (voda)	150 až 200	870 (prodleva ca 0,5 h)
Uvedené podmínky jsou doporučené. ^{a)} při jednoduchém kalení se ocel kalí z teploty cementace nebo nižší (závisí na tvaru výrobku) ^{b)} druh ochlazovacího prostředku závisí na př. na tvaru výrobku a na podmínkách ochlazování. ^{c)} doba popouštění minimálně 1 hod.								
Obrobitelnost	Pro dobrou obrobitelnost je výhodný stav FP. Zlepšenou obrobitelnost vykazuje ocel 16MnCrS5 se zvýšeným obsahem S.							
Stříhatelnost	Ocel 16MnCr5 je stříhatelná za studena i ve stavu po válcování.							

¹⁾ Obsah síry u oceli 16MnCrS5 je 0,020 až 0,040% s dovolenou odchylkou v hotovém výrobku ± 0,005 %.

²⁾ Prokazují se na referenčním vzorku uvedených průměrů. Slouží k průkazu dosažitelnosti mechanických hodnot v jádře po kalení a popuštění. Údaje jsou převzaty z literatury.

Re – mez kluzu, Rm – pevnost v tahu, A – tažnost (počáteční měřená délka Lo = 5,65√So), Z – kontrakce, KCU – nárazová práce, zkušební těleso s U – vrubem (průměr ze tří zjištěných hodnot, z nichž žádná nesmí být menší než 70% střední hodnoty).

³⁾ pro ocel objednanou bez požadavku na prokalitelnost jsou hodnoty prokalitelnosti pouze informativní.

⁴⁾ ± znamená, že u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí rozboru tavby, ale nikoli obě současně.

⁵⁾ Uvedené údaje jsou informativní a nejsou součástí EN 10084

PŘÍLOHA V

Zpráva o výpočtu hřídele s ložisky

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : hridel_skolnikiss
 Changed by: bilek3 on: 10.06.2015 at: 14:16:13

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> The static margin of safety of bearing 'Shaft 'Shaft 1', Rolling bearing 'lozisko1" is low (in range 0.5 - 2.0).

Please check whether these values are acceptable or not.

2-> The static margin of safety of bearing 'Shaft 'Shaft 1', Rolling bearing 'Roller bearing" is low (in range 0.5 - 2.0).

Please check whether these values are acceptable or not.

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	692.000
Speed (1/min)	4.90
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Specific weight (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (kg)	71.011
Mass moment of inertia (kg*m ²)	0.158
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	6.219
Position in space (°)	90.000
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Reference temperature (°C)	20.000

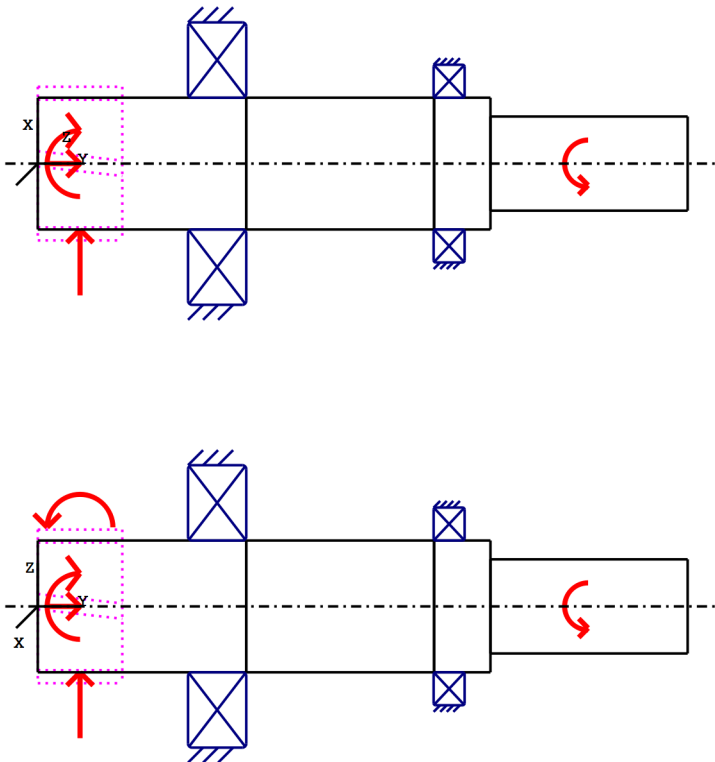


Figure: Load applications

SHAFT DEFINITION (

Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder) 0.000mm ... 222.000mm

Diameter (mm)	[d]	140.0000
Length (mm)	[l]	222.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Cylinder (Cylinder) 222.000mm ... 422.000mm

Diameter (mm)	[d]	140.0000
Length (mm)	[l]	200.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Square groove (Square groove)
b=4.15 (mm), t=4.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0

Cylinder (Cylinder) 422.000mm ... 482.000mm

Diameter (mm)	[d]	140.0000
Length (mm)	[l]	60.0000
Surface roughness (μm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 ($^{\circ}$)

Square groove (Square groove)
b=4.15 (mm), t=4.00 (mm), r=0.10 (mm), Rz=8.0

Cylinder (Cylinder) 482.000mm ... 692.000mm

Diameter (mm)	[d]	100.0000
Length (mm)	[l]	210.0000
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000

Chamfer right (Chamfer right)
l=2.00 (mm), alpha=45.00 (°)

Key way (Key way) 497.000mm ... 677.000mm
l=180.00 (mm), Rz=8.0

Forces

Cylindrical gear (Cylindrical gear) y= 45.000mm

Operating pitch diameter (mm)	163.2180
Helix angle (°)	7.0033 right
Working pressure angle at normal section (°)	20.0000
Position of contact (°)	-90.0000
Length of load application (mm)	90.0000
Power (kW)	4.2184 driving (Output)
Torque (Nm)	-8221.0000
Axial force (N)	12374.7689
Shearing force X (N)	100736.4384
Shearing force Z (N)	36940.6746
Bending moment C (Nm)	1009.8925
Bending moment H (Nm)	0.0000

Coupling (Coupling / Motor) y= 586.000mm

Effective diameter (mm)	0.0000
Radial force factor (-)	0.0000
Direction of the radial force (°)	0.0000
Axial force factor (-)	0.0000
Length of load application (mm)	180.0000
Power (kW)	4.2184 driven (Input)
Torque (Nm)	8221.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	0.0000
Bending moment C (Nm)	0.0000
Bending moment H (Nm)	0.0000
Mass (kg)	0.0000

Bearing

Deep groove ball bearing (single row) SKF 6328 M (lozisko1) 191.000mm

Free bearing
d = 140.000 (mm), D = 300.000 (mm), b = 62.000 (mm), r = 4.000 (mm)
C = 251.000 (kN), C0 = 245.000 (kN), Cu = 7.100 (kN)

Deep groove ball bearing (single row) SKF 6028 (Roller bearing) 438.000mm

Fixed bearing
d = 140.000 (mm), D = 210.000 (mm), b = 33.000 (mm), r = 2.000 (mm)
C = 111.000 (kN), C0 = 108.000 (kN), Cu = 3.450 (kN)

Maximum deflection 0.170 (Shaft 1 pos= 0.000)

Mass center of gravity

Shaft 1 (mm) 303.924

Total axial load

Shaft 1 (N) 12374.769

Torsion under torque

Shaft 1 (°) 0.132

Probability of failure [n] 10.00 %
 Axial clearance [u_A] 10.00 μm
 Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'lozisko1'

Position (Y-coordinate) [y] 191.00 mm
 Equivalent load [P] 169.35 kN
 Equivalent load [P₀] 169.35 kN
 Life modification factor for reliability[α₁] 1.000
 Service life [L_{nh}] 11073.59 h
 Operating viscosity [ν] 48.88 mm²/s
 Reference viscosity [ν₁] 0.00 mm²/s
 static safety factor [S₀] 1.45
 Bearing reaction force [F_x] -160.281 kN
 Bearing reaction force [F_y] 0.000 kN
 Bearing reaction force [F_z] -54.687 kN
 Bearing reaction force [F_r] 169.354 kN (-161.16°)
 Oil level [H] 0.000 mm
 Torque of friction [M_{loss}] 0.478 Nm
 Power loss [P_{loss}] 0.245 W
 Displacement of bearing [u_x] 15.688 μm
 Displacement of bearing [u_y] 10.935 μm
 Displacement of bearing [u_z] 5.283 μm
 Displacement of bearing [u_r] 16.553 μm (18.61°)
 Misalignment of bearing [r_x] -0.152 mrad (-0.52')
 Misalignment of bearing [r_y] 0.402 mrad (1.38')
 Misalignment of bearing [r_z] 0.492 mrad (1.69')
 Misalignment of bearing [r_r] 0.515 mrad (1.77')

Shaft 'Shaft 1' Rolling bearing 'Roller bearing'

Position (Y-coordinate) [y] 438.00 mm
 Equivalent load [P] 62.13 kN
 Equivalent load [P₀] 62.13 kN
 Life modification factor for reliability[α₁] 1.000
 Service life [L_{nh}] 19393.44 h
 Operating viscosity [ν] 48.88 mm²/s
 Reference viscosity [ν₁] 0.00 mm²/s
 static safety factor [S₀] 1.74
 Bearing reaction force [F_x] 59.545 kN
 Bearing reaction force [F_y] -11.678 kN

Bearing reaction force	[Fz]	17.747	kN
Bearing reaction force	[Fr]	62.133	kN (16.6°)
Oil level	[H]	0.000	mm
Torque of friction	[M _{loss}]	0.249	Nm
Power loss	[P _{loss}]	0.128	W
Displacement of bearing	[u _x]	-15.612	μm
Displacement of bearing	[u _y]	10.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	-5.401	μm
Displacement of bearing	[u _r]	16.520	μm (-160.92°)
Misalignment of bearing	[r _x]	-0.013	mrad (-0.04')
Misalignment of bearing	[r _y]	1.081	mrad (3.72')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.025	mrad (0.08')
Misalignment of bearing	[r _r]	0.028	mrad (0.1')

Displacement [mm]

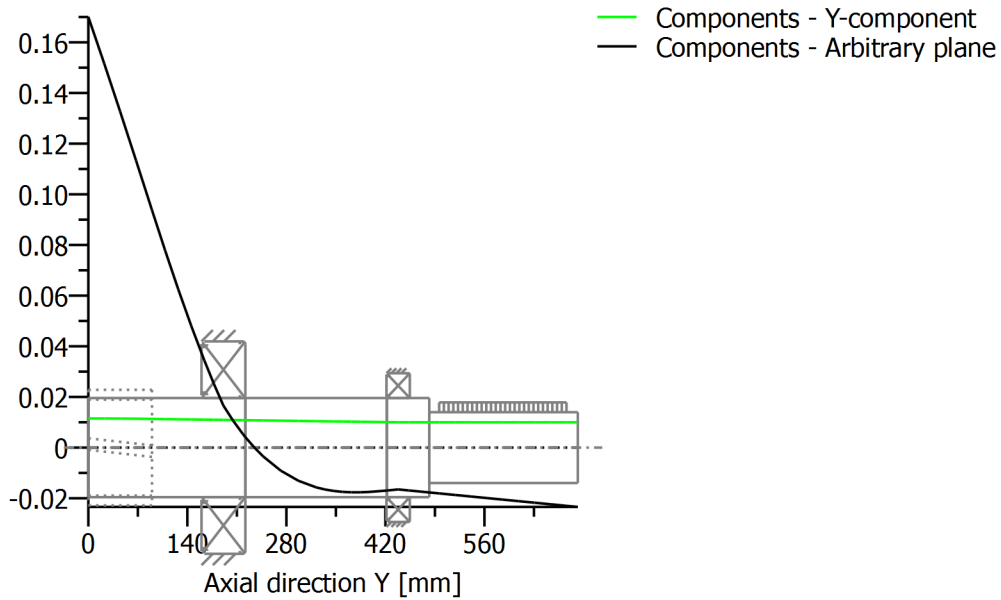
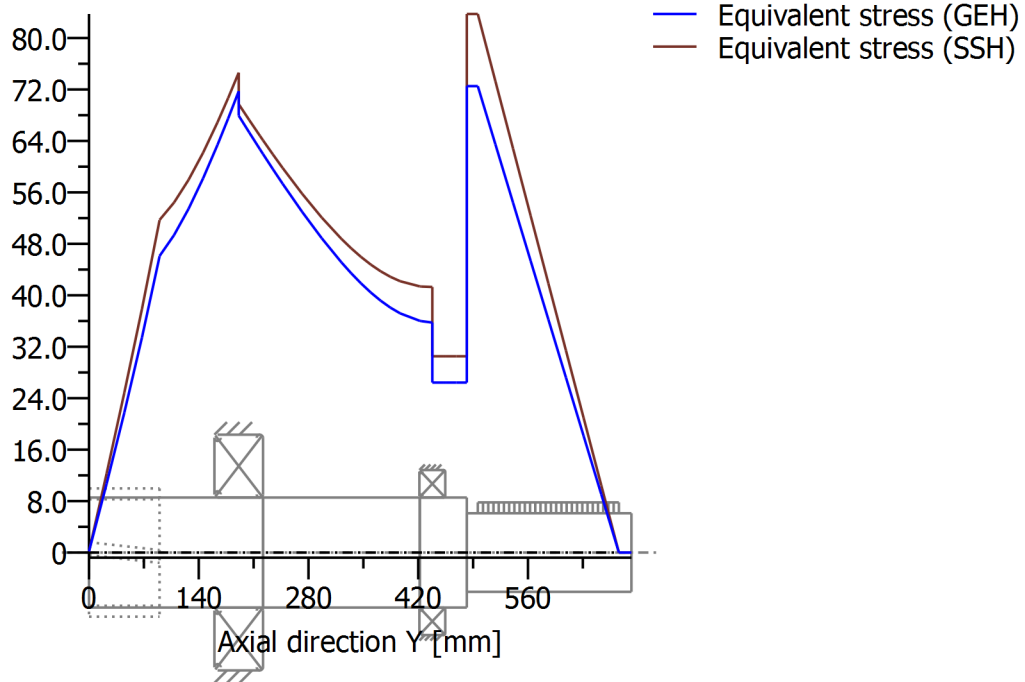


Figure: Displacement (bending etc.) (Arbitrary plane 16.89139363 °)

Stress [N/mm²]



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, D)^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation as specified in

DIN 743:2012

Summary

Label	Shaft 1
Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
B-B	222.00	Own Input
C-C	422.00	Own Input
D-D	455.00	Own Input
E-E	482.00	Own Input

Results:

Cross section	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
B-B	1.00	0.92	0.80	3.13	4.17
C-C	1.00	0.92	0.80	9.06	8.71
D-D	1.00	0.92	0.80	12.24	8.76
E-E	1.00	0.92	0.83	4.54	3.19

Required safeties: 1.20 1.20

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending

Kfsig: Surface factor

K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

The requirements of the safety proof of the shaft are:

satisfied not satisfied

Design engineer:.....

Date:.....

Signature:.....

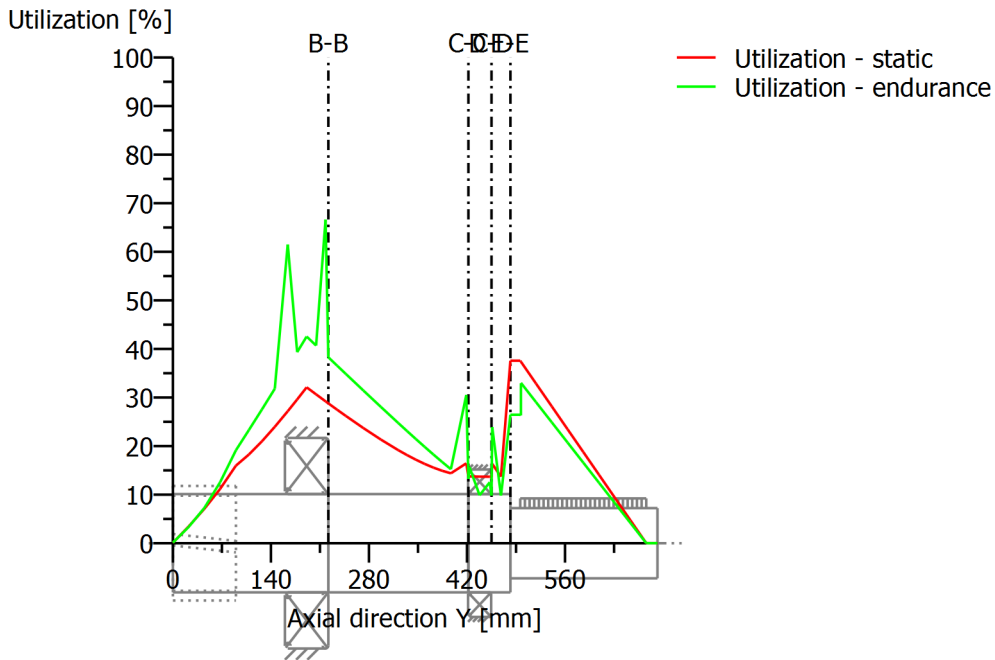


Figure: Strength

Calculation details:

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		692.00
Speed (1/min)	[n]		4.90

Material	C45 (1)		
Material type	Through hardened steel		
Material treatment	unalloyed, through hardened		
Surface treatment	No		

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000

Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00
sigB according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigB]	700.00
sigS according DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[sigS]	490.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)		280.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)		350.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)		210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	150.00
Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)		
Material strength calculated from size of raw material		
Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter		
[sigBeff] (N/mm ²)		523.10

[sigSeff] (N/mm ²)	328.07
[sigbF] (N/mm ²)	393.68
[tautF] (N/mm ²)	227.29
[sigBRand] (N/mm ²)	628.00
[sigzdW] (N/mm ²)	209.24
[sigbW] (N/mm ²)	261.55
[tautW] (N/mm ²)	156.93

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 (sig.av/sig.mv = const)

Cross section 'B-B' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	222.00
External diameter (mm)	[da]	140.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Own Input	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)

Mean value	-6057.3	0.0	4110.5	0.0
Amplitude	6057.3	13420.7	4110.5	62133.0
Maximum value	-20594.9	22815.2	13975.7	105626.1
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	15393.8	269391.6	538783.1	15393.8

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	-0.393	0.000	7.629	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.393	49.819	7.629	5.382
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	-1.338	84.692	25.939	9.149

Technological size influence

[K1(sigB)]	0.747
[K1(sigS)]	0.670

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta(dB)]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) =	0.0			
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[beta]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.805	0.805
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.917	0.917	0.952
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.090	1.333	1.293

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]	13.208
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]	7.626

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	191.882	196.167	121.375
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[PsisigK]	0.225	0.231	0.131
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	9.491	184.856	107.299
Safety against fatigue	[S]		3.135	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		261.2	

Present margin of safety

for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	328.070	393.684	227.293
Margin of safety yield stress	[S]		4.168	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		347.3	

Cross section 'C-C' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	422.00		
External diameter (mm)	[da]	140.000		
Inner diameter (mm)	[di]	0.000		
Notch effect	Own Input			
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000		

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-5945.3	0.0	4110.5	0.0
Amplitude		5945.3	994.1	4110.5	62133.0
Maximum value		-20214.1	1690.0	13975.7	105626.1
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		15393.8	269391.6	538783.1	15393.8

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)		-0.386	0.000	7.629	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		0.386	3.690	7.629	5.382
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-1.313	6.273	25.939	9.149

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.747		
	[K1(sigS)]	0.670		

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta(dB)]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) =		0.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[beta]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.805	0.805
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	0.917	0.917	0.952
Influence coefficient surface strengthening				

	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.090	1.333	1.293

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		13.209	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		7.626	

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	191.882	196.167	121.375
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				

	[PsigK]	0.225	0.231	0.131
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	9.320	85.970	107.299
Safety against fatigue	[S]		9.064	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		755.3	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	328.070	393.684	227.293
Margin of safety yield stress	[S]		8.715	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		726.2	

Cross section 'D-D' Own Input

Comment				
Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]		455.00	
External diameter (mm)	[da]		140.000	
Inner diameter (mm)	[di]		0.000	
Notch effect	Own Input			
Mean roughness (µm)	[Rz]		8.000	

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)					
Mean value		-80.0	0.0	4110.5	0.0
Amplitude		80.0	0.0	4110.5	0.0
Maximum value		-272.1	0.0	13975.7	0.0
Cross section, moment of resistance: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		15393.8	269391.6	538783.1	15393.8

Stresses: (N/mm ²)					
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)		-0.005	0.000	7.629	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		0.005	0.000	7.629	0.000
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-0.018	0.000	25.939	0.000

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.747		
	[K1(sigS)]	0.670		

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[beta(dB)]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) =		0.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000

Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[beta]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.805	0.805
Influence coefficient surface roughness				
	[KF]	0.917	0.917	0.952
Influence coefficient surface strengthening				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.090	1.333	1.293

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		13.214	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		7.629	

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	191.882	196.167	121.375
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[PsigK]	0.225	0.231	0.131
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	0.129	0.030	107.294
Safety against fatigue	[S]		12.235	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1019.6	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	328.070	393.684	227.293
Margin of safety yield stress	[S]		8.762	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		730.2	

Cross section 'E-E' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	482.00
External diameter (mm)	[da]	100.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Own Input	
Mean roughness (µm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Stress: (N) (Nm)				
Mean value	-67.3	0.0	4110.5	0.0
Amplitude	67.3	0.0	4110.5	0.0
Maximum value	-228.9	0.0	13975.7	0.0
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	7854.0	98174.8	196349.5	7854.0

Stresses: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	-0.009	0.000	20.935	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.009	0.000	20.935	0.000
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	-0.029	0.000	71.178	0.000

Technological size influence	[K1(sigB)]	0.747
	[K1(sigS)]	0.670

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient [dB] (mm) = 0.0	[beta(dB)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[beta]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.827	0.827
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.917	0.917	0.952
Influence coefficient surface strengthening	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.090	1.300	1.259

Present margin of safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[sigmV]		36.260	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[taumV]		20.935	

Fatigue limit of part (N/mm ²)	[sigWK]	191.882	201.262	124.629
Influence coefficient of mean stress sensitivity.	[PsigK]	0.225	0.238	0.135
Permissible amplitude (N/mm ²)	[sigADK]	0.078	0.011	109.783
Safety against fatigue	[S]		4.537	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		378.1	

Present margin of safety
for proof against exceed of yield point:

Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[gammaF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[sigFK]	328.070	393.684	227.293
Margin of safety yield stress	[S]		3.193	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		266.1	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

End of Report

lines: 557

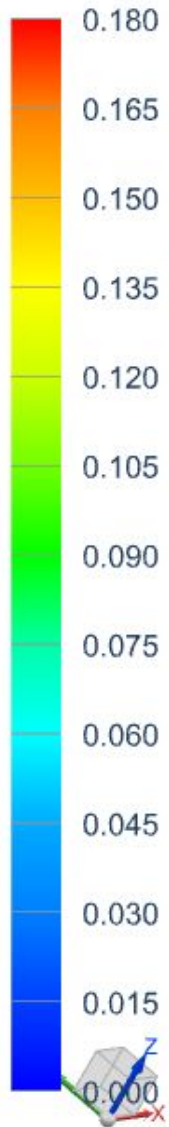
PŘÍLOHA VI

Dovolená síla působící na Seeger kroužky

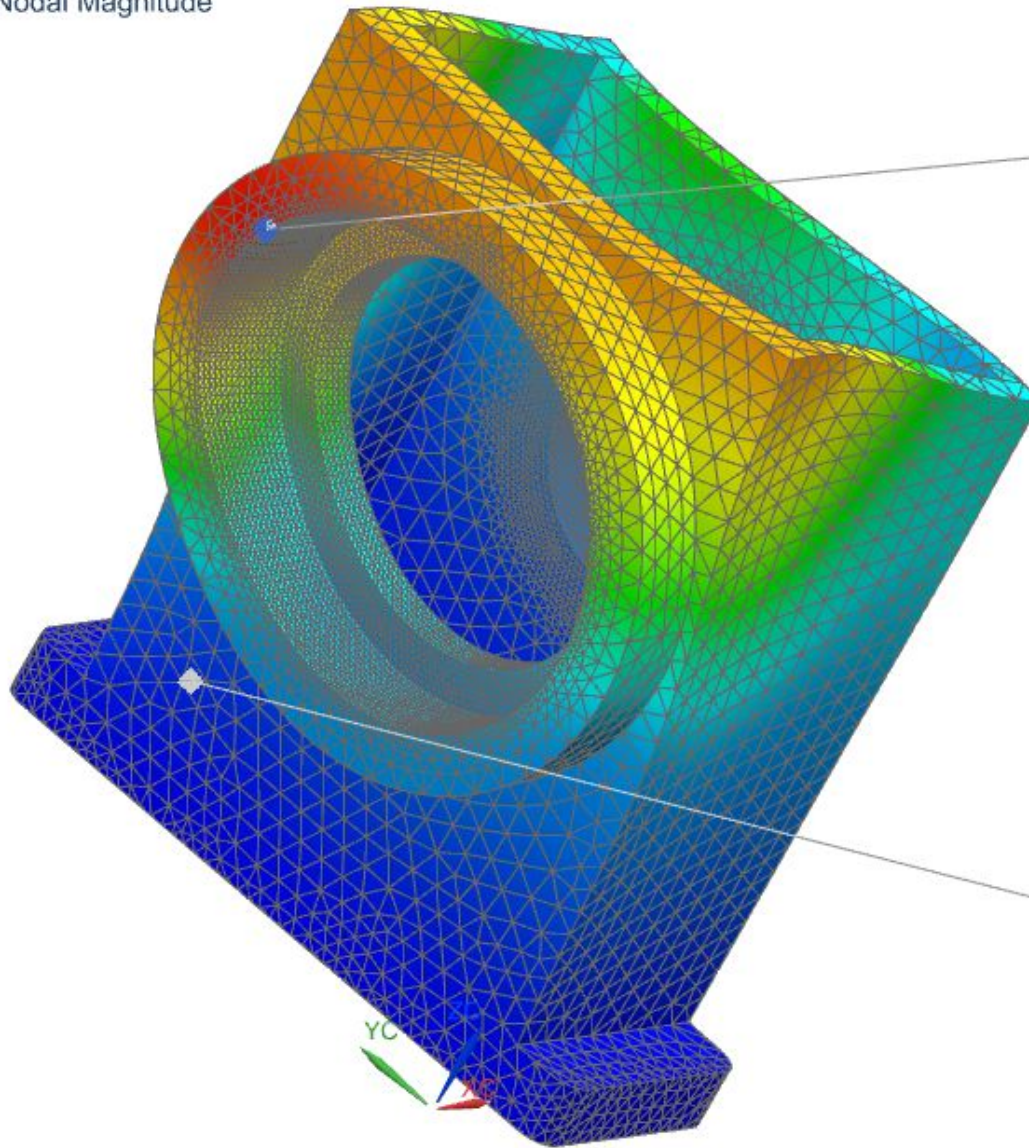
PŘÍLOHA VII

Výsledky analýzy skříně metodou konečných prvků

skrin_sim1 : Copy of Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Magnitude
Min : 0.000, Max : 0.180, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



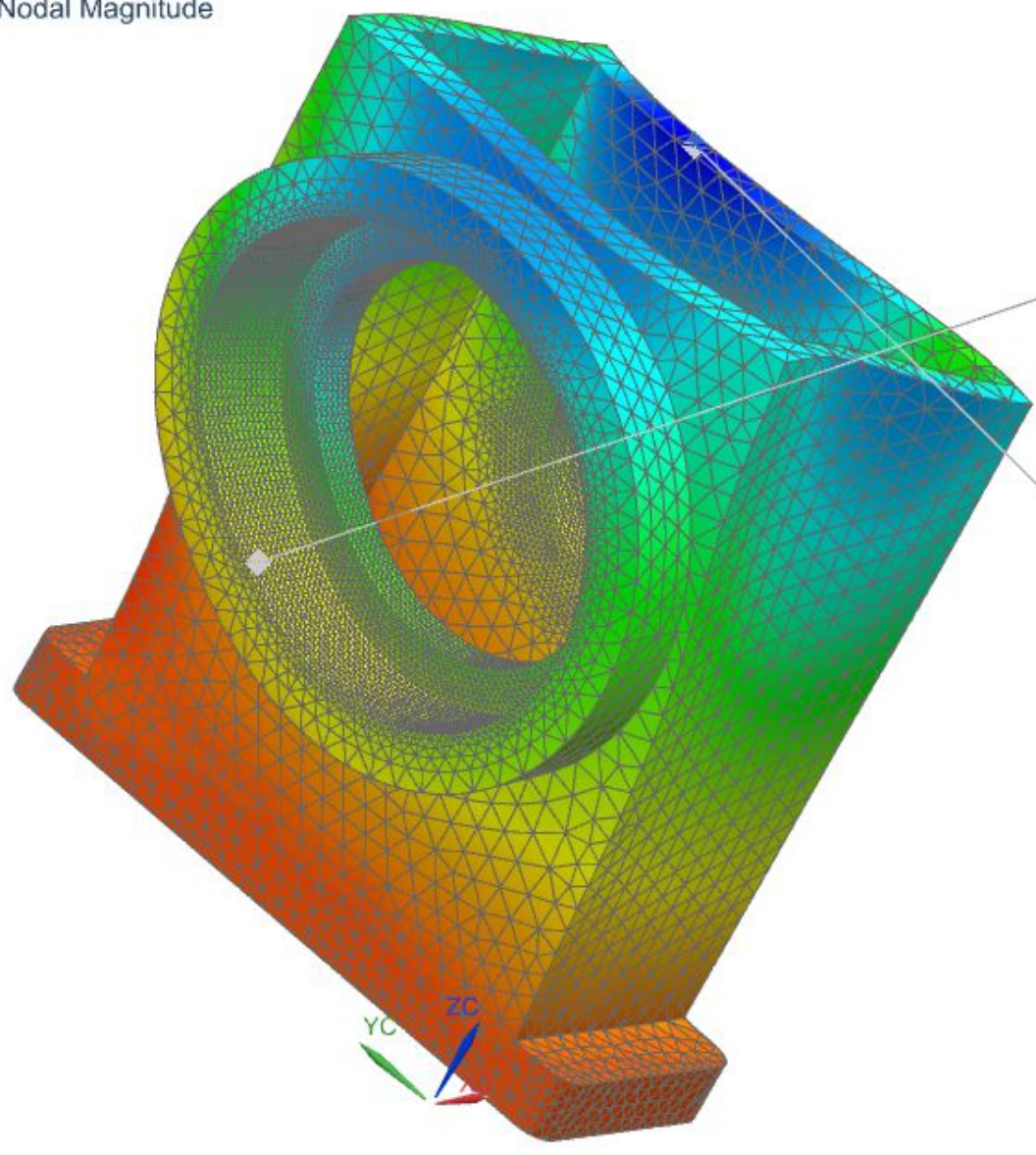
Units = mm



Maximum
Node 299253
0.180 mm

Minimum
Node 48328
0.0 mm

skrin_sim1 : Copy of Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, X
Min : -0.0924, Max : 0.0045, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

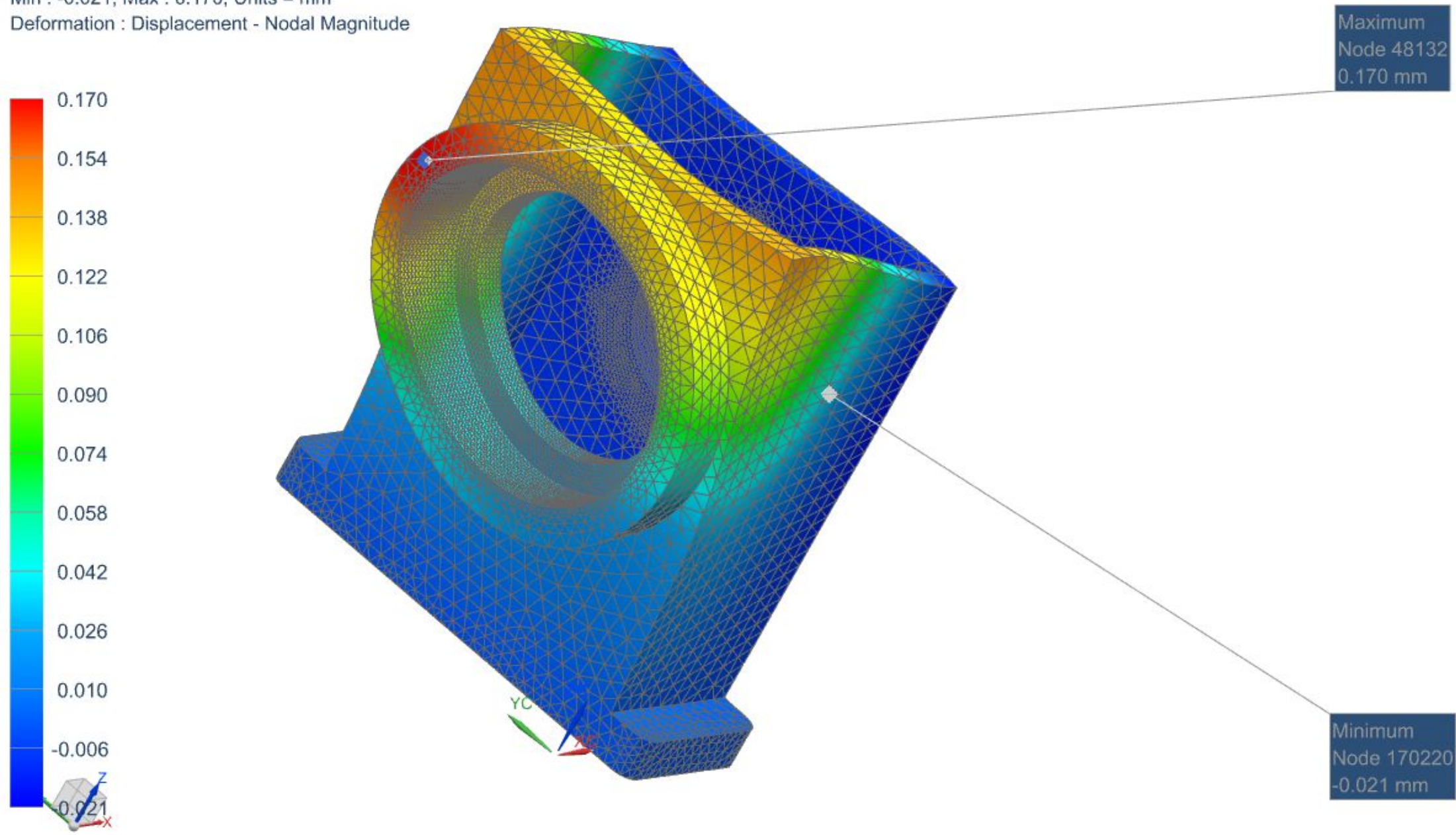


Maximum
Node 23659
0.005 mm

Minimum
Node 19917
-0.092 mm

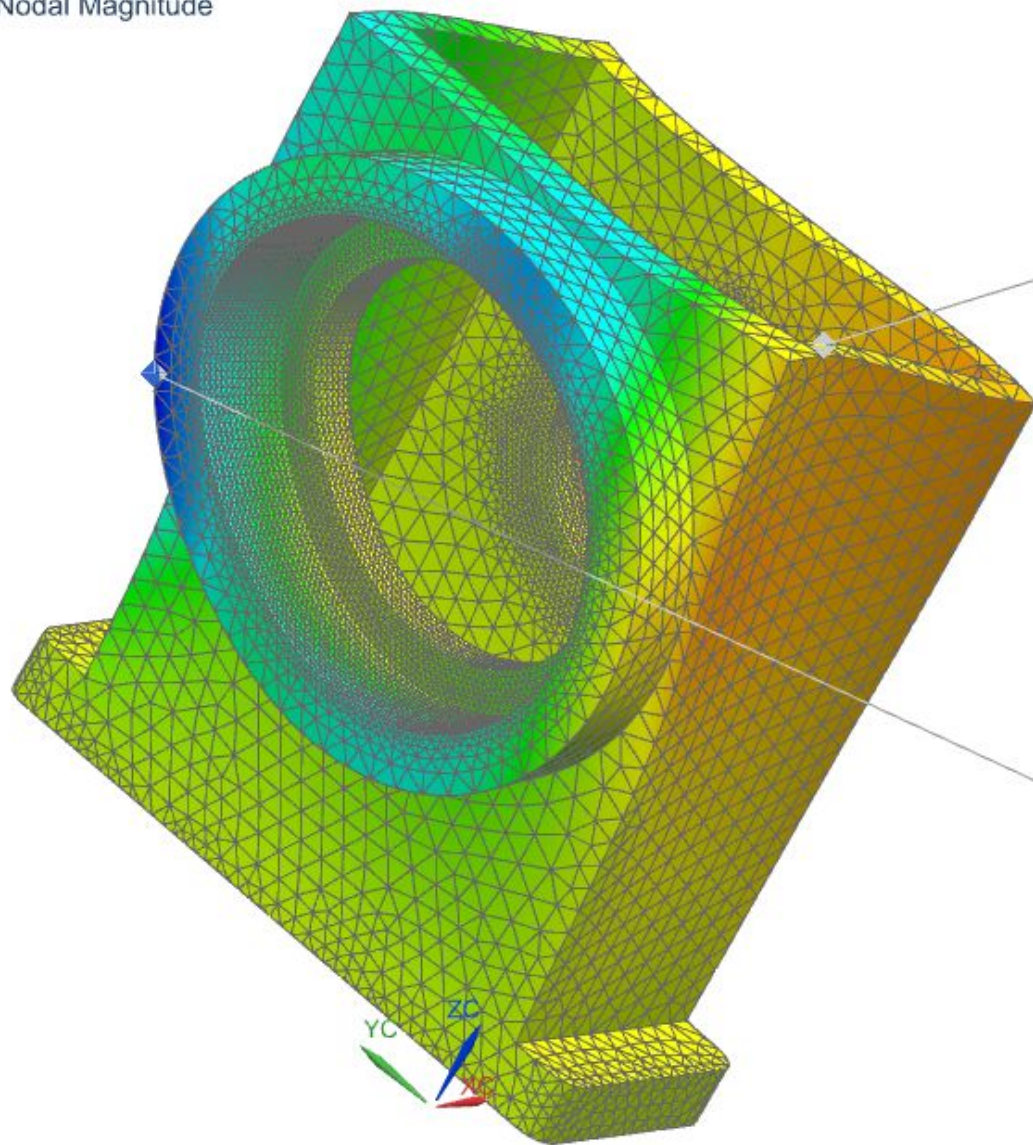
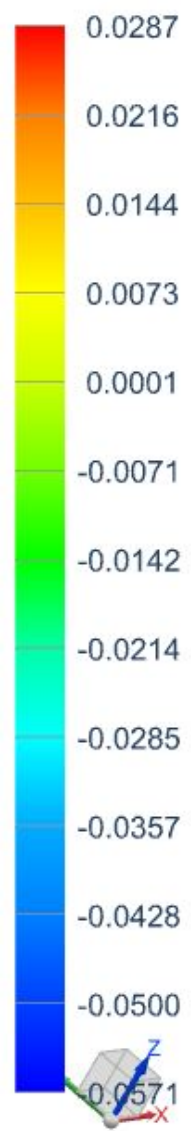
Units = mm

skrin_sim1 : Copy of Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Y
Min : -0.021, Max : 0.170, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Units = mm

skrin_sim1 : Copy of Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Displacement - Nodal, Z
Min : -0.0571, Max : 0.0287, Units = mm
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

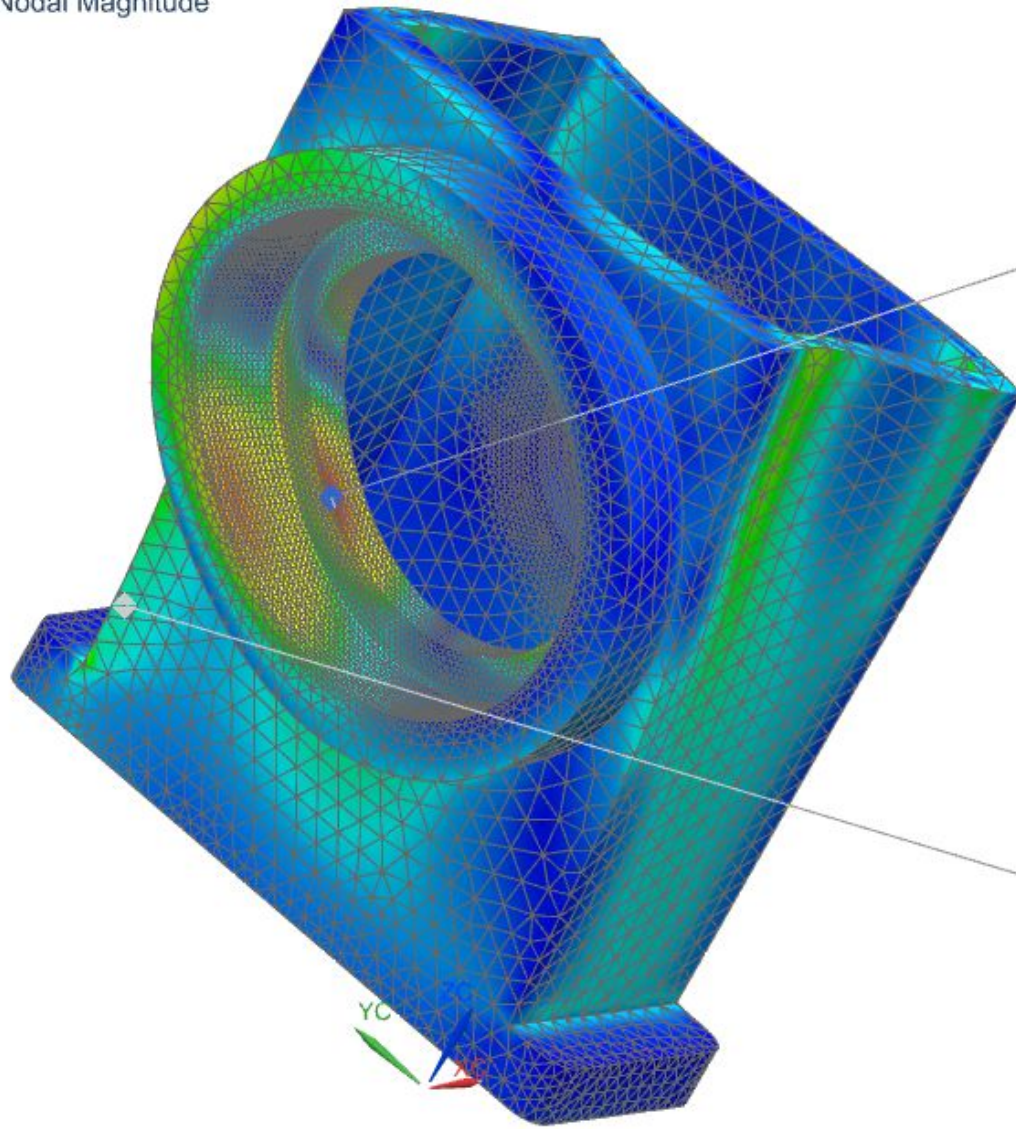
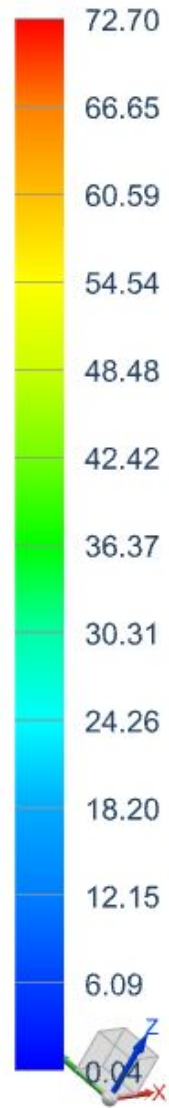


Maximum
Node 170390
0.029 mm

Minimum
Node 46345
-0.057 mm

Units = mm

skrin_sim1 : Copy of Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 0.04, Max : 72.70, Units = N/mm^2(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Maximum
Node 298794
72.702 N/mm^2(MPa)

Minimum
Node 47138
0.036 N/mm^2(MPa)

Units = N/mm^2(MPa)

PŘÍLOHA VIII

Zpráva o výpočtu šroubů

Name : srouby
 Changed by: bilek3 on: 10.06.2015 at: 14:01:04

Important hint: At least one warning has occurred during the calculation:

1-> Washer for high-strength screws:
 The standard washer are too soft
 for screws of the strength-class 8.8.
 Use hardened washers!

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

Configuration: Multi-bolted joint with arbitrary position of the screw

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

The validity of this assumption has to be checked by the user..

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00	
Thread standard	Standard thread		
Label	M36		
Pitch (mm)	[P]	4.00	
Flank angle (°)	[beta]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40	
Core diameter (mm)	[d3]	31.09	
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	31.67	
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	33.40	
Nominal cross section of thread (mm²)	[AN]	1017.88	
Core cross section of the thread (mm²)	[Ad3]	759.28	
Thread manufacturing	Final heat treated		
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	37232.00 /	37232.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	101533.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	12472.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	14823.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	14823.00 /	14823.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	3280.00 /	3280.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	5000.00	
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100	
Number of screws	[n]	6	
Chosen screw	[no.]	4	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	45634.30 /	45634.30
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	278250.91	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[KerfD]	5000.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	225.00	25.00	1.00	-33223.63	-33223.63	278250.91
2	225.00	175.00	1.00	40775.04	40775.04	278250.91
3	-225.00	25.00	1.00	-28364.37	-28364.37	278250.91
4	-225.00	175.00	1.00	45634.30	45634.30	278250.91
5	225.00	100.00	1.00	3775.70	3775.70	272721.16
6	-225.00	100.00	1.00	8634.96	8634.96	272721.16

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	100.000	100.000	100.000

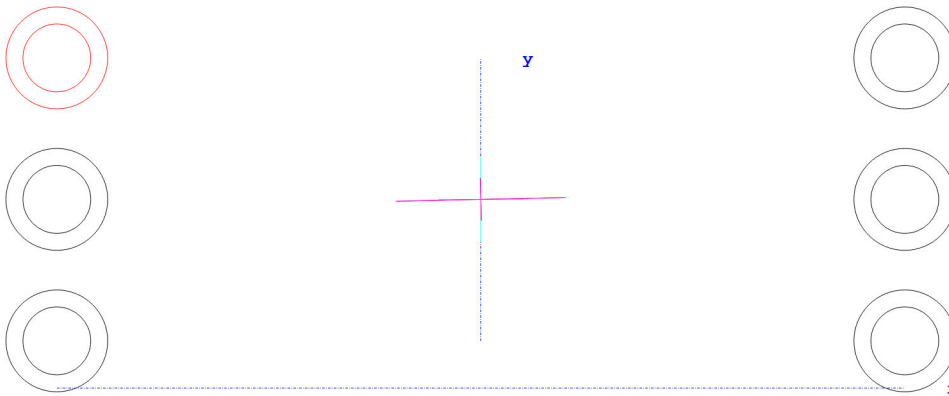


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)	
Tightening factor	[alphaA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[alphamin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Force application height (mm)	[lk]	38.50
Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/0.100
Bolt type:	Cylindrical screw with socket head bolt DIN EN ISO 4762:2004	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Bolt length (mm)	[l]	90.00
Shank diameter (mm)	[d1]	36.00
Shank length (mm)	[l1]	12.00

Thread length (mm)	[b]	78.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	52.54
Inner diameter of head support (mm)	[da]	39.40
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00

Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	816.72
Height of bolt head (mm)	[k]	36.00
Diameter of screw head (mm)	[dk]	54.00
Free thread length (mm)	[l3]	43.00
Width across flats (mm)	[s]	27.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50

Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00

Clamped parts:	Plates		
Number of parts	[iP]	1	

Part	A		
Material		C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	50.00	
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00	
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	630.00	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00	

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	50.00
Effective Clamping length (mm) (washer and depression depth included)	[lkeff]	55.00

Through hole standard		ISO 273:1979 (DIN 273) fine
Diameter through hole (mm)	[dh]	37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

Washer bellow screw head:		
Standard		DIN EN ISO 7089:2000
External diameter (mm)	[d2]	64.80
Inner diameter (mm)	[d1]	37.62
Thickness (mm)	[h]	5.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	205000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	1250.00

Blind hole		
Material		C45 (1)
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	105.73
Diameter (mm)	[DA]	105.73
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	105.73
Cone angle (°)	[phi]	25.81
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	8.822627e-008
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	5.750750e-007
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0931
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0125
Preload loss (N)	[Fz]	18845.13
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	338481.44
-maximum (N)	[FMmax]	541570.30
Pretension force according table (N)	[FMtab]	750000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	900000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	747242.34
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Pretension force (N)	[FV]	728397.21
Additional bolt load (N)	[FSA]	4248.90
Additional plate load (N)	[FPA]	41385.40
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.19465
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.31144
at FM (mm)	[fS]	0.42972
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.02986
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.04778
at FM (mm)	[fT]	0.06593

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	747242.34
Pretension force (N)	[FV]	728397.21
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	128545.02
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	954.04
Tightening torque (Nm)	[MA]	3642.75
Loose torque (Nm)	[ML]	2611.07
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK]	792.02
(below washer) (N/mm ²)	[p]	425.29

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	338481.44
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	448.44
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	434.90
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	1650.07
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	1145.79
Surface pressure		
(below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	361.21
(below washer) (N/mm ²)	[p]	193.96

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	541570.30
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	128545.02

Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	717.51
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	692.83
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	2640.11
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	1873.80
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	575.25
(below washer) (N/mm ²)	[p]	308.89
Remaining clamping force (N)	[FKR]	278250.91
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	948.83
(below washer) (mm ²)	[Ap]	1767.01
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pKzul]	1250
(below washer) (N/mm ²)	[pzul]	630.00

SUMMARY:

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.60

Safety against yield point	[SF]	1.59
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	2.04

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.48

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	1.46
------------------------	------	------

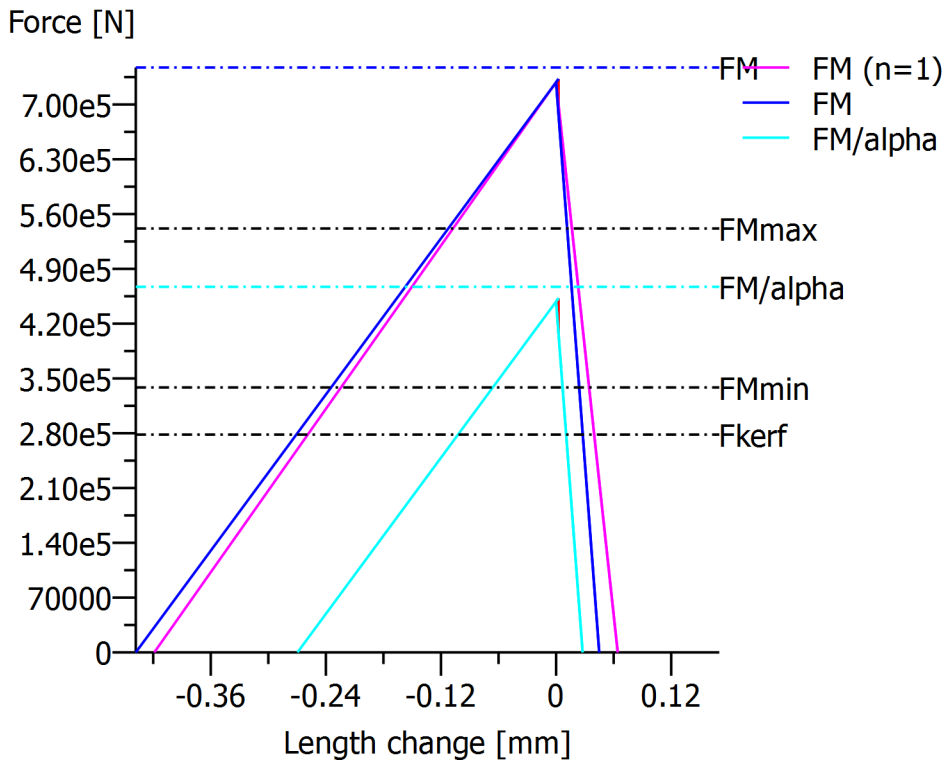


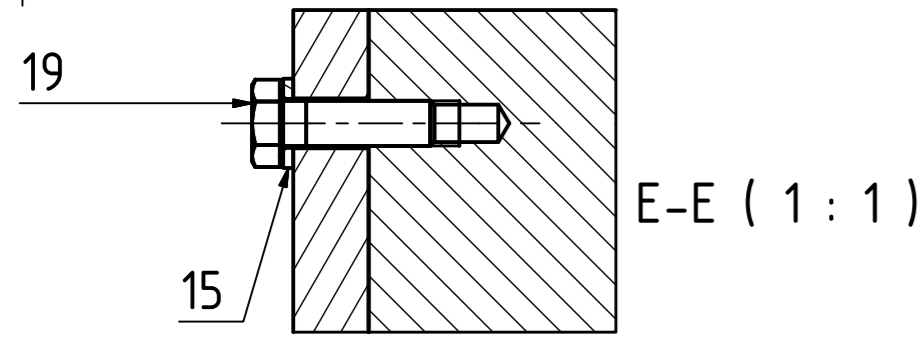
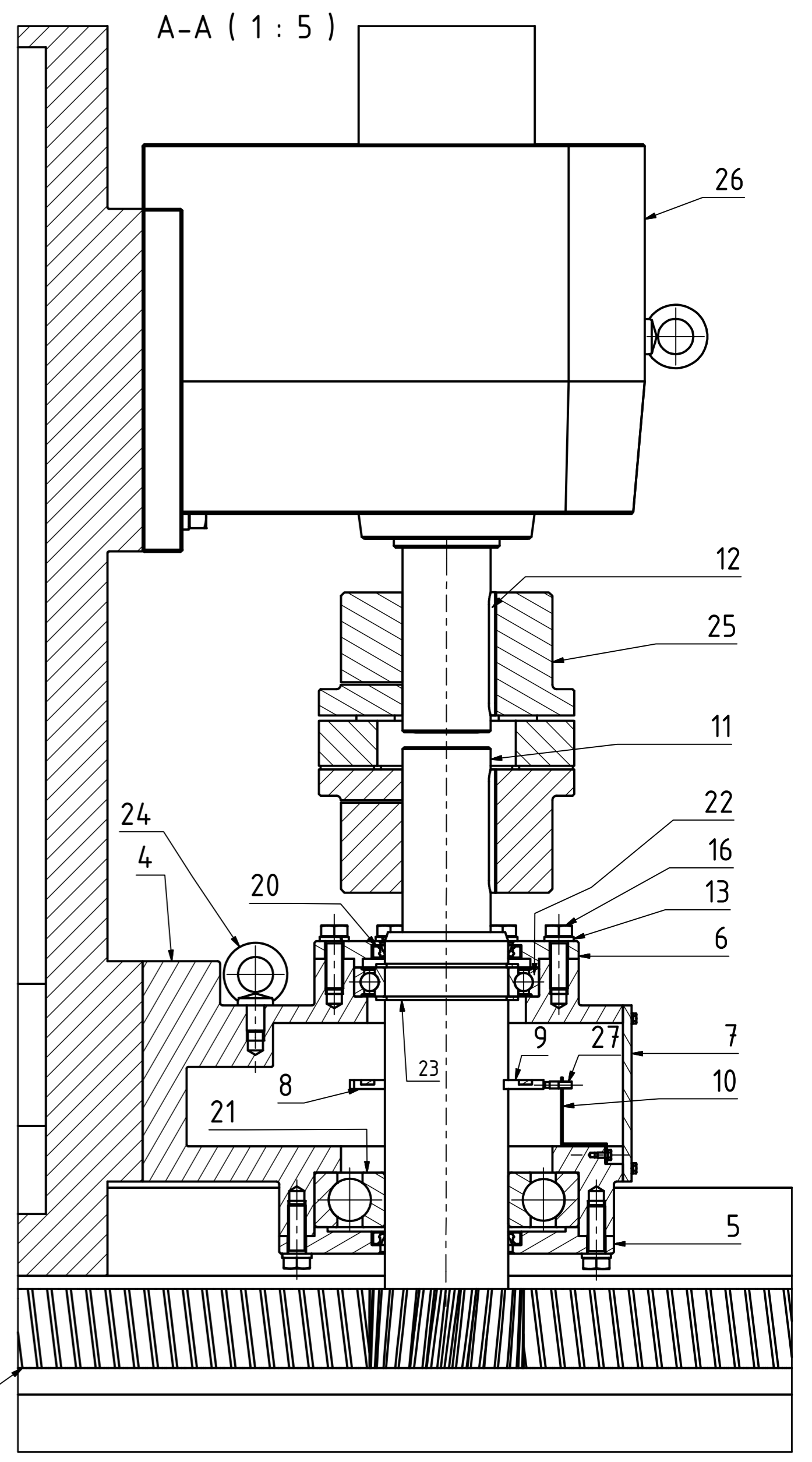
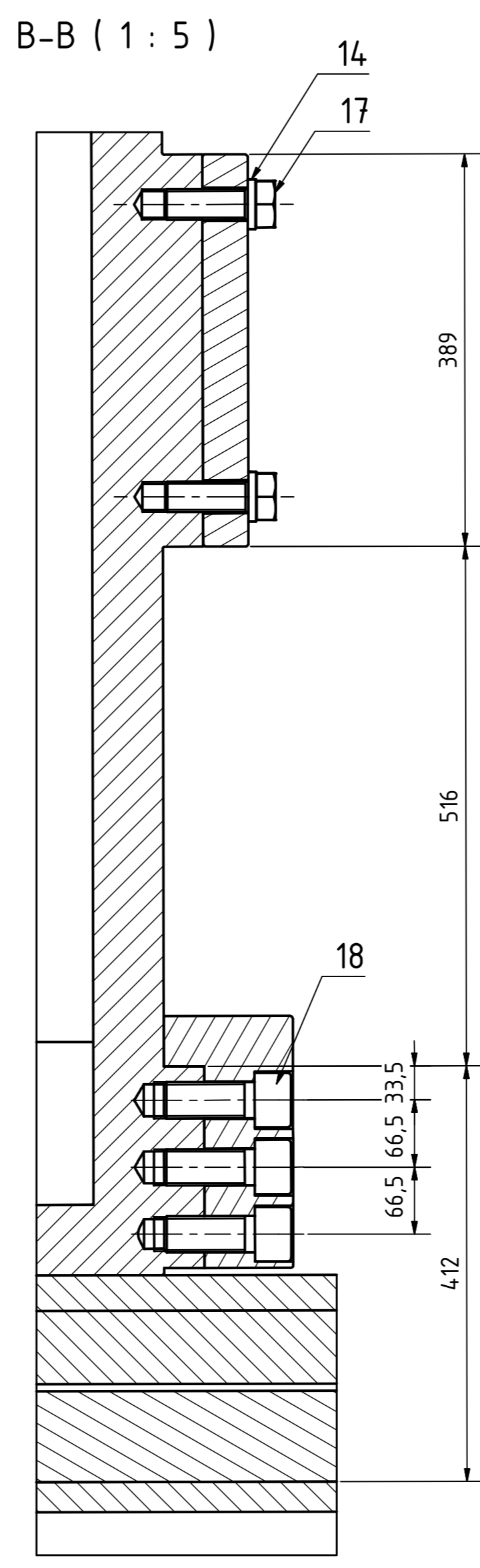
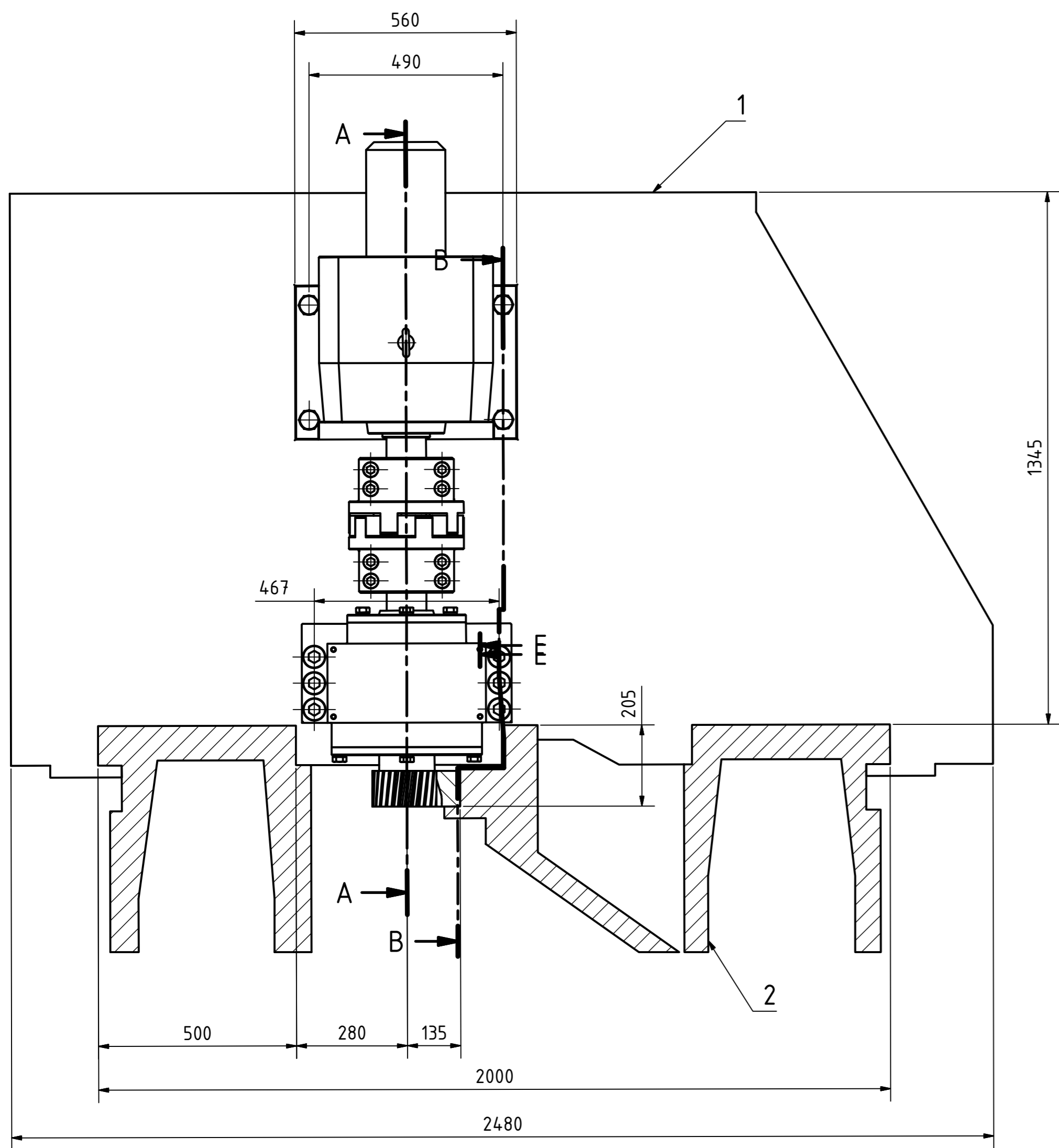
Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / α , $FKerf = KerfN + KerfD$
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Surface pressure under washers: Maximum external diameter for the calculation of the support area is $d_w + 1.6 \cdot h_s$ (VDI 2230:2003, 5.5/41a).
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = \text{Maxi}(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$

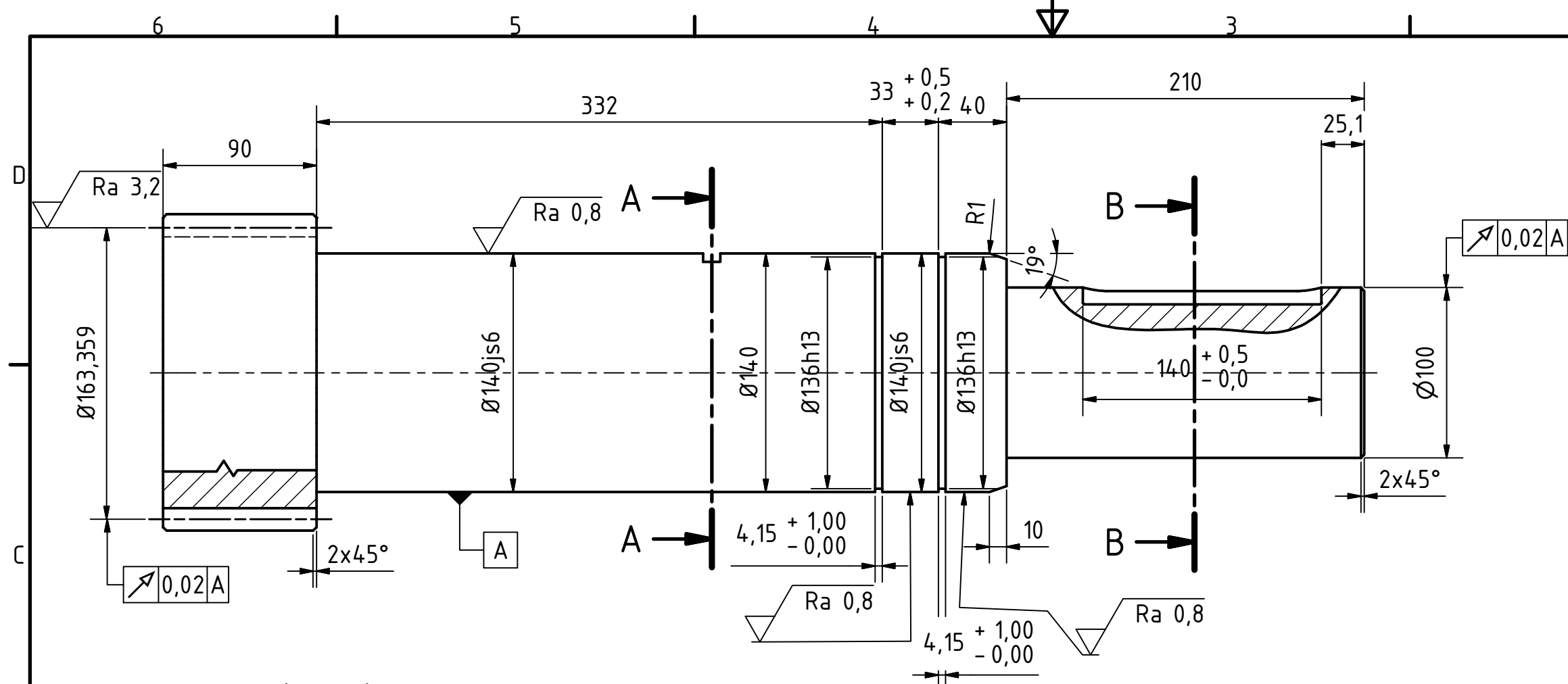
End of Report

lines: 242

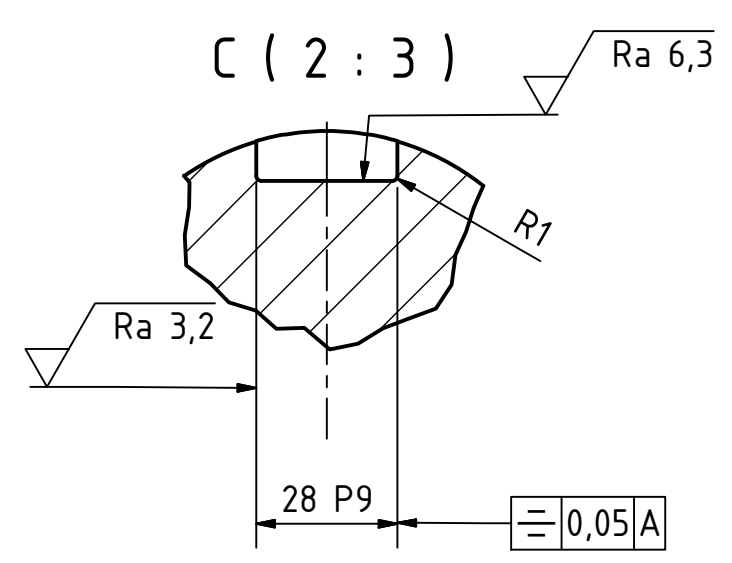
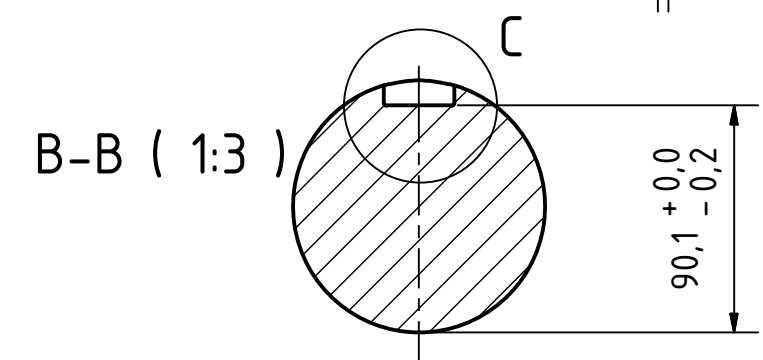
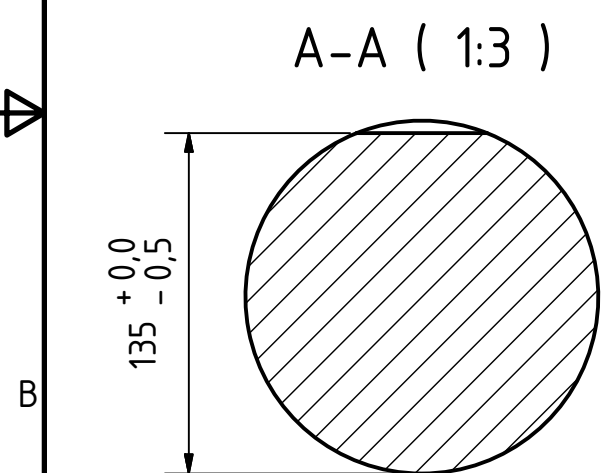


ŠROUBY (POZICE 18) UTÁHNOUT UTAHOVACÍM MOMENTEM 2145,09 Nm

Měřítko 1:10	Hmotnost (kg) 28354,37	Promítání ☐	Formát A2
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil TOMÁŠ BÍLEK	Název SESTAVENÍ	
	Datum 14.6.2015	Číslo dokumentu BP-S-01	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY	
	Datum	List 1 List 1	




TABULKA OZUBENÍ		
-	-	-
modul normálový	mn	6 mm
normální základní profil	-	ČSN 01 4607
úhel sklonu boční křivky zubů	β	7°12''
smysl stoupání boční křivky zubů	-	PRAVÝ
jednotkové posunutí	-	0,2618 mm
modul tečný	mt	6,045 mm
průměr základní kružnice	db	153,218 mm
průměr roztečné kružnice	d	163,359 mm
průměr patní kružnice	df	151,359 mm
průměr hlavové kružnice	da	178,359 mm



BOKY ZUBŮ KALIT NA HRC 55±2

Textura povrchu	Hrany ISO 13715	Měřítko	Přesnost
		1:3	ISO 2768 - mK
Materiál - Polotovár		Hmotnost (kg)	Tolerování
16 326 - KR180-700 ČSN 42 5510		75,375	ISO 8015
			Promitání
		Formát	
		A3	
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil	Název	
	Datum	HŘÍDEL	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu	
	Datum	BP-H-01	
	Druh dokumentu	VÝROBNÍ VÝKRES	

Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
1	SPODEK KONÍKU	ODLITEK	11500	ks	1
		42 2420.1			
2	LOŽE	ODLITEK	15997		1
		42 2420.1			
3	HŘEBEN	4HR 100-3000 ČSN 42 5520.11	112		1
		14 220			
4	SKŘÍŇ	ODLITEK	196		1
		42 2424			
5	VÍČKO PŘEDNÍ	ODLITEK	16		1
		42 2424			
6	VÍČKO ZADNÍ	ODLITEK	7,8		1
		42 2424			
7	VÍČKO HORNÍ	ODLITEK	13		1
		42 2424			
8	KOTOUČ LEVÝ	P10-Ø280 ČSN 42 5301.11	0,813		1
		11 300			
9	KOTOUČ PRAVÝ	P10-Ø280 ČSN 42 5301.11	0,813		1
		11 300			
10	KONZOLE	P2-100X20 ČSN 42 5301.11	0,16		1
		11 300			
11	HŘÍDEL	KR180-700 ČSN 42 5510	75,38		1
		16 326			
12	PERO 28e7 x 16 x 140		0,468		2
	ČSN 02 2562	11 600			
13	PODLOŽKA 20		0,017		10
	ČSN 02 1740.11	14 260			
14	PODLOŽKA 30		0,02		4
	ČSN 02 1740.11	14 260			
15	PODLOŽKA 6		0,001		5
	ČSN 02 1740.11	14 260			
16	ŠROUB M20x60		0,25		10
	ISO 4017 - 8.8	11 110			
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Kreslil TOMÁŠ BÍLEK	KUSOVNÍK		
		Datum 14.6.2015			
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Schválil	BP-K-01		
		Datum			
		Druh dokumentu SEZNAM POLOŽEK	Číslo dokumentu		

Číslo polož.	Název - označení	Polotovar	Hmotn. (kg)	J.	Množ.
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál			
17	ŠROUB M30x90	11 110	0,321	ks	4
	ISO 4017-8.8				
18	ŠROUB M36x90	14 240	0,358		6
	ISO 4762-12.9				
19	ŠROUB M6x20	11 110	0,008		5
	ISO 4017-8.8				
20	GUFERO GP 140-170-15	NBR	0,038		2
	ČSN 02 9401				
21	LOŽISKO SKF EXPLORER 6328 M		22		1
22	LOŽISKO SKF EXPLORER 6028		3,35		1
23	POJISTNÝ KROUŽEK 140		0,151		2
	ČSN 02 2930				
24	ZÁVĚSNÉ OKO M20 - 40	C15E	0,412		1
	DIN 580				
25	HŘÍDELOVÁ SPOJKA EKH 9500-B		53		1
26	MOTOR BONFIGLIOLI C 100 4_185,4		348		1
27	SNÍMAČ BALLUFF GLOBAL M8x60		0,038		1



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

KKS

KATEDRA
KONSTRUOVÁNÍ
STROJŮ

Kreslil

TOMÁŠ BÍLEK

Datum

14.6.2015

Schválil

Datum

Druh dokumentu

SEZNAM POLOŽEK

Název

KUSOVNÍK

Číslo dokumentu

BP-K-02