

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky.

Otevřená opěra soustruhu SR5.

Autor: **Karel GLATZ**

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

Akademický rok 2018/2019

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2018/2019

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Karel GLATZ**
Osobní číslo: **S16B0041P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Opěra soustruhu**
Zadávající 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:

Provést rešerši v dané oblasti. Zpracovat tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitných vlastností a aplikací. Konstrukční návrh.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Provést analýzu konstrukcí opěr soustruhů.
2. Zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
3. Použití výpočtových programů KKS a MITcalc

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

LAŠOVÁ, V. Základy stavby obráběcích strojů. Plzeň: ZČU, 2012

HOUŠA, J. Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů. Praha: SNTL, 1985

KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S . Obecné strojní části 2. Plzeň: ZČU, 2011

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

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Zdeněk Hudec, CSc.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Bernardin, PhD.**

Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2019**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 16. října 2018

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

Poděkování

Tímto bych chtěl velice poděkovat panu doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc., který byl vedoucím a zároveň i konzultantem mé bakalářské práce, za poskytnutí cenných informací, materiálů a rad. Nesmírně si také vážím Vaší trpělivosti a vstřícnosti při řešení jakéhokoliv problému.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Glatz	Jméno Karel	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky. Otevřená opěra soustruhu SR5.		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	113	TEXTOVÁ ČÁST	110	GRAFICKÁ ČÁST	3
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Obsahem této bakalářské práce je rešerše opěr a podvalků a následný návrh otevřené opěry s valivými styky pro soustruh SR5. To celé je podloženo potřebnými výpočty včetně MKP analýzy u vybraných součástí.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>rešerše, soustruh, opěra, kladky, hydraulika, pohybový šroub, MKP analýza, výpočty, CAD, SR5, technické výkresy</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Glatz	Name Karel	
FIELD OF STUDY	B2301 “Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
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	Means of clamping rotary parts – steady rests. Open steady rest for lathe SR5		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	113	TEXT PART	110	GRAPHICAL PART	3
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The content of the bachelor’s thesis is research on steady rests and design of the open steady rest with roller contacts for the lathe SR5. The construction is verified by necessary calculations including MKP analysis of the selected parts.
KEY WORDS	research, lathe, steady rest, roller, hydraulics, power screw, MKP analysis, calculation, CAD, SR5, technical drawing

Obsah

ÚVOD.....	10
1 REŠERŠE PODVALKŮ A OPĚR SOUSTRUHU	11
1.1 Univerzální hrotový soustruh.....	11
1.2 Opěry a podvalky obecně.....	12
1.3 Funkce opěr.....	12
1.4 Části opěry	13
1.5 Parametry opěr.....	14
1.5.1 Maximální tíha obrobku	14
1.5.2 Maximální řezná síla	14
1.5.3 Rozsah průměrů obrobků	14
1.5.4 Dovolená obvodová rychlost.....	14
1.5.5 Šířka opěry.....	14
1.6 Členění opěr.....	15
1.6.1 Podle styku s obrobkem.....	15
1.6.2 Podle typu	16
1.6.3 Podle konstrukce rámu	18
1.7 Podvalky	21
1.7.1 Využití podvalků	21
1.7.2 Části podvalku	21
2 OPĚRA SOUSTRUHU SR5	23
2.1 Popis soustruhu SR5 – výška hrotů nad koníkovým ložem 2500 mm	23
2.2 Opěra soustruhu SR5 – dosavadní řešení	24
2.2.1 Obecný popis opěry	24
2.2.2 Technické parametry	26
2.2.3 Montáž a demontáž opěry k loži soustruhu SR5	26
2.2.4 Mazání opěr	27
2.2.5 Mazání dotykových ploch pinol obrobkem.....	27
2.2.6 Ovládání opěry	27
2.2.7 Pojezd opěry po loži	27
2.3 Opěra soustruhu – řešení pro výšku hrotů 2150 mm	27
2.4 Příloha zadání bakalářské práce.....	28
3 NOVÝ KONSTRUKČNÍ NÁVRH A VÝPOČTY	30

3.1	Odlišnosti dosavadní opěry soustruhu SR5 a nového návrhu.....	30
3.2	Všeobecné seznámení s novým konstrukčním řešením opěry.....	30
3.3	Ukázka a popis hlavních částí opěry.....	31
3.3.1	Sestava kladky	31
3.3.2	Sestava pinol.....	32
3.3.3	Pohybový šroub	34
3.3.4	Spodní šroubové víko	35
3.3.5	Spodní hydraulické víko	36
3.3.6	Rám.....	37
3.4	Postup při návrhu a výpočty	37
3.4.1	Postup při návrhu opěry.....	37
3.4.2	Výpočet zatížení jednotlivých pinol	39
3.4.3	Návrh ložisek.....	41
3.4.4	Výpočet velikosti kladky a průměru pinoly	42
3.4.5	Návrh pohybového šroubu	42
3.4.6	Výpočet tlaku působícího na axiální ložisko.....	43
3.4.7	Návrh a kontrola spodního víka pohybového šroubu.....	44
3.4.8	Návrh a kontrola spodního hydraulického víka.....	46
3.4.9	Návrh a kontrola šroubů spodního šroubového víka.....	47
3.4.10	Návrh a kontrola šroubů spodního hydraulického víka.....	48
3.4.11	Kontrola vodících šroubů na stříh	48
3.4.12	Výpočet síly potřebné k vystředění obrobku.....	49
3.4.13	Kontrola spodního čtyřhranu pohybového šroubu	50
3.4.14	Kontrola nalisování závitové vložky pinoly	51
3.4.15	Výpočet potřebného tlaku hydrauliky prostřední pinoly.....	51
3.4.16	Statická únosnost ložiska střední pinoly.....	52
3.4.17	Výpočet šroubů mezi saněmi a opěrou.....	53
3.5	Technickoekonomické hodnocení nové konstrukce	54
	ZÁVĚR.....	56
	KNIŽNÍ PUBLIKACE	57
	PUBLIKACE NA INTERNETU.....	57
	SEZNAM OBRÁZKŮ	57
	SEZNAM PŘÍLOH	60

ÚVOD

Už mnoho měsíců před dokončením středoškolského vzdělání jsem věděl, že moje následné vysokoškolské studium by mělo být technického typu, proto padla volba zcela jednoznačně na Fakultu strojní v Plzni. V průběhu druhého ročníku při výběru budoucího zaměření jsem si podal přihlášku na Katedru konstruování strojů a to hlavně kvůli využití již získaných znalostí konstrukce v CAD softwarech, mechanik a pružnosti a pevnosti. Při samotném výběru práce mě ihned nadchlo téma s názvem „Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky“ a to hlavně kvůli mé osobní zkušenosti s těmito zařízeními a samozřejmě také možnosti realizace mých strojařských dovedností.

Cílem práce je konstrukce opěry pro velký soustruh s označením SR5 s ohledem na zadané parametry.

Samotná práce je rozdělena na 2 oddíly. V první části jsou čtenáři vysvětleny základní informace týkající se hrotových soustruhů, dále pak rešerše opěr a podvalků.

Druhá část obsahuje vlastní řešení zadání - návrh modelu vytvořeného v softwaru Siemens NX 11.0., který je doplněn o výpočty provedené v programech MITCalc, Inventor Autodesk, Mathcad, Siemens NX Nasran a KISSsoft.

1 REŠERŠE PODVALKŮ A OPĚR SOUSTRUHU

1.1 Univerzální hrotový soustruh

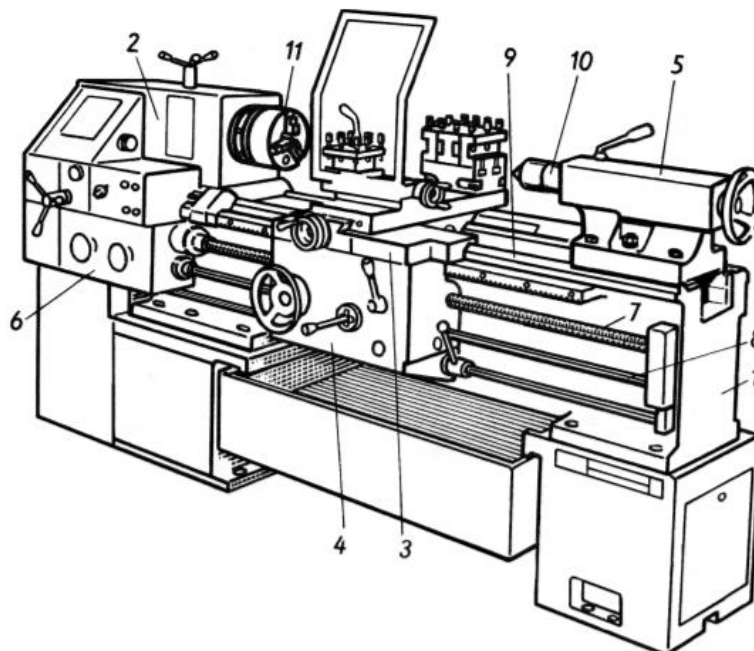
Univerzální hrotový soustruh je stroj, který se používá pro obrábění součástí rotačního tvaru, přičemž je možné opracovávat jak vnitřní, tak i vnější plochy. Konstrukce zařízení umožňuje vysoustružit také obtížnější geometrie jako například kuželový tvar. Při využití jiných nástrojů lze také vrtat, vystružovat, vyvrtávat či řezat vnitřní a vnější závity. Mezi základní parametry patří největší možný oběžný průměr D_0 nad ložem. [6]

Hodnota D_0 dělí soustruhy na:

- malé - D_0 do 320 mm
- střední - D_0 od 400 mm do 800 mm
- velké - D_0 od 1000 mm [6]

Schéma malého až středního hrotového univerzálního soustruhu je zobrazeno na obrázku 1. Obráběný kus je na levé straně upínán do sklíčidla, které je upevněno na vřeteně a to je uloženo ve vřeteníku. Na pravé straně pak lze polotovar podepřít hrotem koníku. Suport s nožovou hlavou se při obrábění válcových ploch pohybuje po loži podélně, většinou od koníku směrem ke sklíčidlu, při čelním soustružení se tento pohyb změní na směr kolmo k ose obrobku. [1]

- | | |
|-------------------------|----------------------|
| 1 – lože | 7 – vodící šroub |
| 2 – vřeteník | 8 – vodící tyč |
| 3 – suport | 9 – vodící plocha |
| 4 – suportová skříň | 10 – hrotová objímka |
| 5 – koník | 11 – sklíčidlo |
| 6 – posuvová převodovka | |



Obrázek 1 Schéma univerzálního soustruhu (Zdroj: [7])

1.2 Opěry a podvalky obecně

Při soustružení je obrobek obvykle upnut na jedné straně do sklíčidla, na druhé pak bývá kvůli potřebné přesnosti obrábění podepřen ve středícím důlku otočným hrotem, který je pevně uložený v koníku stroje.

Opěry se využívají tehdy, je-li poměr délky ku průměru větší než 10 a umisťují se mezi vřeteno a koník. Dalšími případy, kdy je zapotřebí použít tento způsob upnutí, je například soustružení čela, vnitřní obrábění nebo vrtání, přičemž opěra nahrazuje funkci koníku. V případě, že je potřeba podepřít těžký polotovar s průměrem větším než dovoluje parametr opěry, lze využít podvalek. [2]



Obrázek 2 Uzavřená opěra (Zdroj: <http://cuehurb.com>)

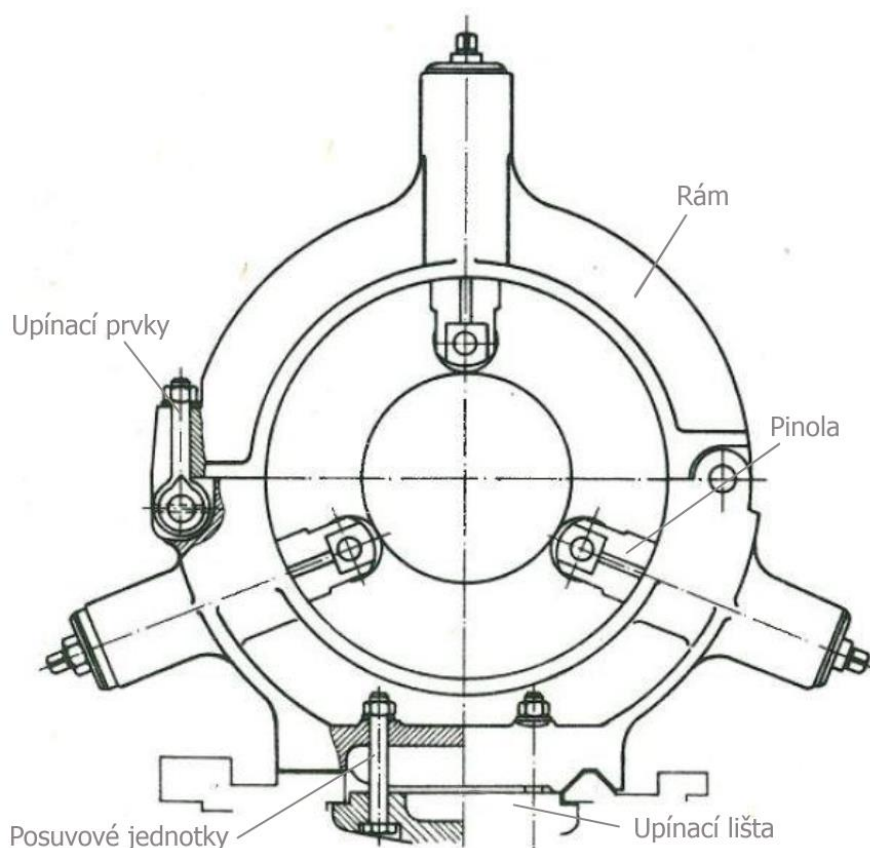
1.3 Funkce opěr

Mezi hlavní funkce opěr patří zachycení vlastní tíhy obrobku a také řezných sil, způsobené nástrojem při řezání. Opracovávaný kus se nesmí při samotném obrábění prohýbat hlavně kvůli dodržení požadované přesnosti hotového výrobku. Opěra ho podepře a zvýší tak jeho tuhost. Pokud je prováděna operace, která neumožňuje podepření polotovaru koníkem jako je například vrtání, plní především funkci středící a to přibližně s přesností 0,01 – 0,1 mm. [1]

1.4 Části opěry

Opěru lze rozdělit na několik částí:

- upínací lišta
- pinoly
- rám
- upínací prvky
- posuvové jednotky



Obrázek 3 Jednotlivé části opěry (Zdroj: [8])

Základním prvkem je rám, se kterým jsou spojené všechny ostatní části opěry. Jedná se o odlitek či svařenec většinou z litiny. Podle typu konstrukce může být složen z horní a dolní části. V takovém případě jde o uzavřenou opěru. Je-li rám tvořen pouze spodní částí, jedná se o opěru otevřenou. Zatížení je přeneseno do rámu pomocí šroubem nastavitelných pinol, jejichž vrcholy jsou zakončeny kluznými vložkami nebo valivými kladkami, které jsou v přímém kontaktu s obrobkem. Díky upínací liště a posuvovým jednotkám lze celek jednoduše pevně upnout k loži nebo k vlastním saním soustruhu. [1]

1.5 Parametry opěr

1.5.1 Maximální tíha obrobku

Maximální tíha obrobku je parametrem udávajícím maximální hmotnost obrobku, která je přípustná pro zachování přesnosti obrábění. Při překročení hodnoty lze počítat s deformací opěry, což způsobí odchylku od požadovaných rozměrů výrobku.

1.5.2 Maximální řezná síla

Dalším zatěžujícím faktorem je řezná síla (F_{OM}) vyvolána obráběcím nástrojem, která by neměla překročit povolenou mez opěry, aby zůstala zachována přesnost obrábění. Výhodou je však to, že tuto řeznou sílu lze ve velké míře regulovat řeznými podmínkami.

1.5.3 Rozsah průměrů obrobků

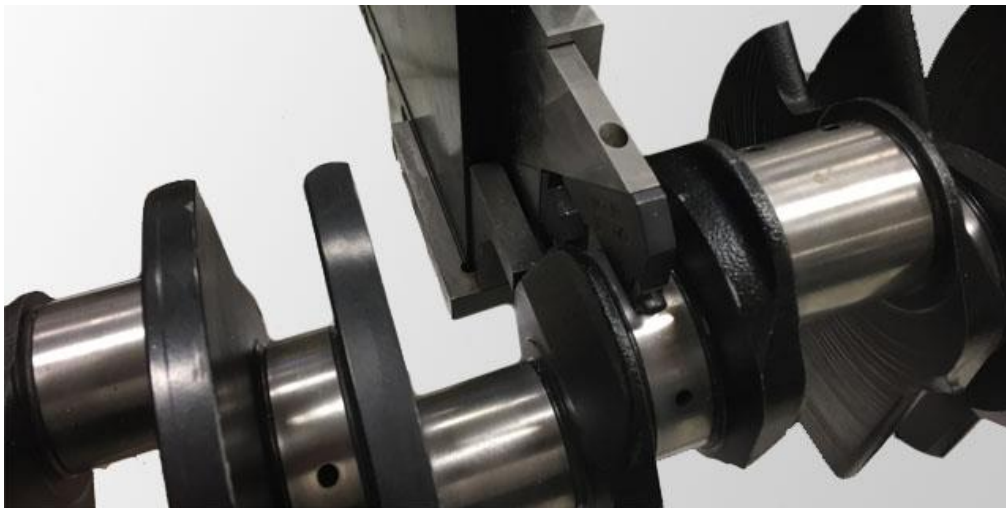
Výrobce je předepsán minimální (d_{min}) a maximální (D_{max}) průměr obrobku, který lze do opěry bezpečně upnout. Jakýkoliv jiný polotovar s rotační plochou, jehož průměr je v intervalu mezi nejmenší a největší přípustnou hodnotou, lze upnout díky pohyblivým pinolám, které je možné přesně nastavit většinou pomocí šroubového mechanismu.

1.5.4 Dovolená obvodová rychlost

Dalším důležitým parametrem je obvodová rychlost, která je ovlivněna druhem styku mezi obrobkem a pinolou. V případě, že kontakt mezi obrobkem a pinolou je kluzného typu, může mít dovolená obvodová rychlost (v_D) hodnotu až 12 m/min. V případě valivého a hydrostatického styku je v_D mnohem vyšší, a to 200 m/min. [1]

1.5.5 Šířka opěry

Při obrábění složitějších tvarů je v některých případech potřeba použití tenkých opěr a jejich styků, protože použití širších by nebylo možné. Jeden konkrétní příklad je znázorněn na Obrázku 4.



Obrázek 4 Úzká opěra (Zdroj: <http://www.arobotech.com>)

1.6 Členění opěr

1.6.1 Podle styku s obrobkem

Dnes je na trhu velké množství opěr s několika typy nástavků pinol, jejichž kontakt s obrobkem může být:

- valivý
- kluzný
- hydrostatický

Kluzný styk

Používají se hlavně při operacích, u kterých je vyžadována vysoká přesnost, protože mezi předností kluzných styků patří dobré středění obrobku. Lze je ale využít pouze při malých obvodových rychlostech, a to do 12 m/min. Abychom zachovali správnou funkci styku, je potřeba použít materiály s dobrými kluznými vlastnostmi, jako je například bronz, teflon nebo vhodná kompozice. [1]



Obrázek 5 Čelist s kluzným stykem (Zdroj: <http://www.palmgren.com>)

Valivý styk

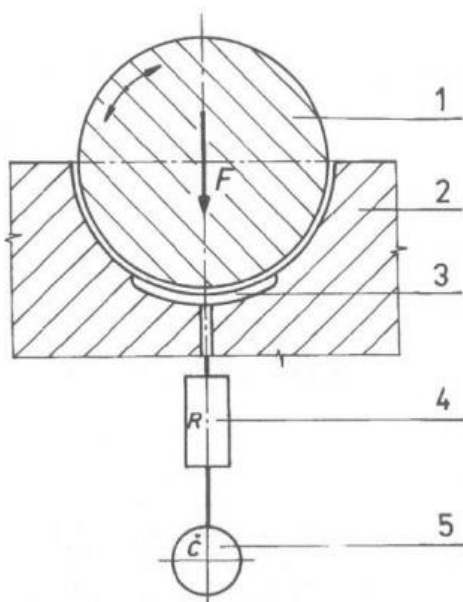
V případě, že je pro příslušnou operaci potřeba použít vyšší obvodovou rychlost (do 200 m/min), je vhodné využít valivý styk. Obrobek je podepřen pomocí kladek uložených na valivých ložiskách. Mezi určité nevýhody patří nebezpečí chvění, životnost ložisek a oproti kluznému styku mají menší přesnost. [1]



Obrázek 6 Pinoly s valivým stykem (Zdroj: <http://www.ebay.com>)

Hydrostatický styk

Základem pro tento typ styku je tvarová vložka, která má rádius totožný s obrobkem a na jejím dně se nachází hydrostatická komora, do níž je vháněna mazací olejová vrstva. Tlak je vytvořen vnějším zdrojem, což bývá nejčastěji zubové čerpadlo. S výhodou lze tento způsob opření využít u velkých a těžkých obrobků tam, kde mají ostatní styky problémy s přípustným tlakem. Zároveň se eliminuje poškození na povrchu hřídele, což snižuje náklady na následné přepracování. [3]



- 1 - otáčející se obrobek
- 2 - pánev
- 3 - hydrostatická komora
- 4 - reduktor tlaku
- 5 - čerpadlo

Obrázek 7 Hydrostatické ložisko (Zdroj: [3])

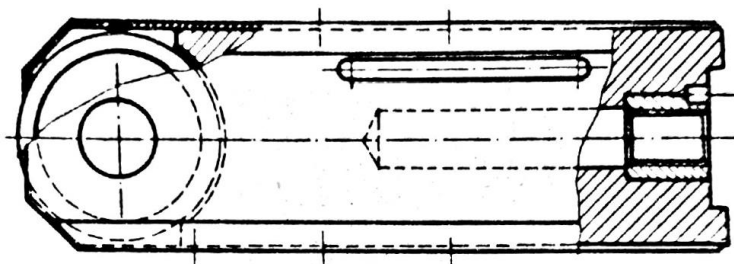
1.6.2 Podle typu

Opěry můžeme rozdělit podle jejich typu na pevné a unášivé (pohyblivé).

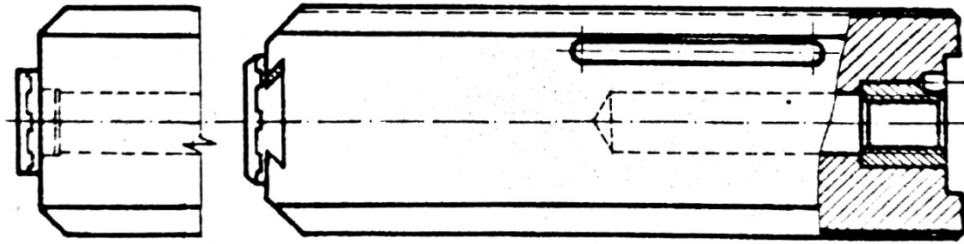
Pevné opěry

Pevná opěra je charakteristická tím, že je usazena na stejném vedení jako koník soustruhu. Zachování přesné polohy zajišťuje třmen, šroub a matice, které se pevně přitáhnou k vedení koníku. Opěrné styky mohou být kluzné nebo valivé. [2]

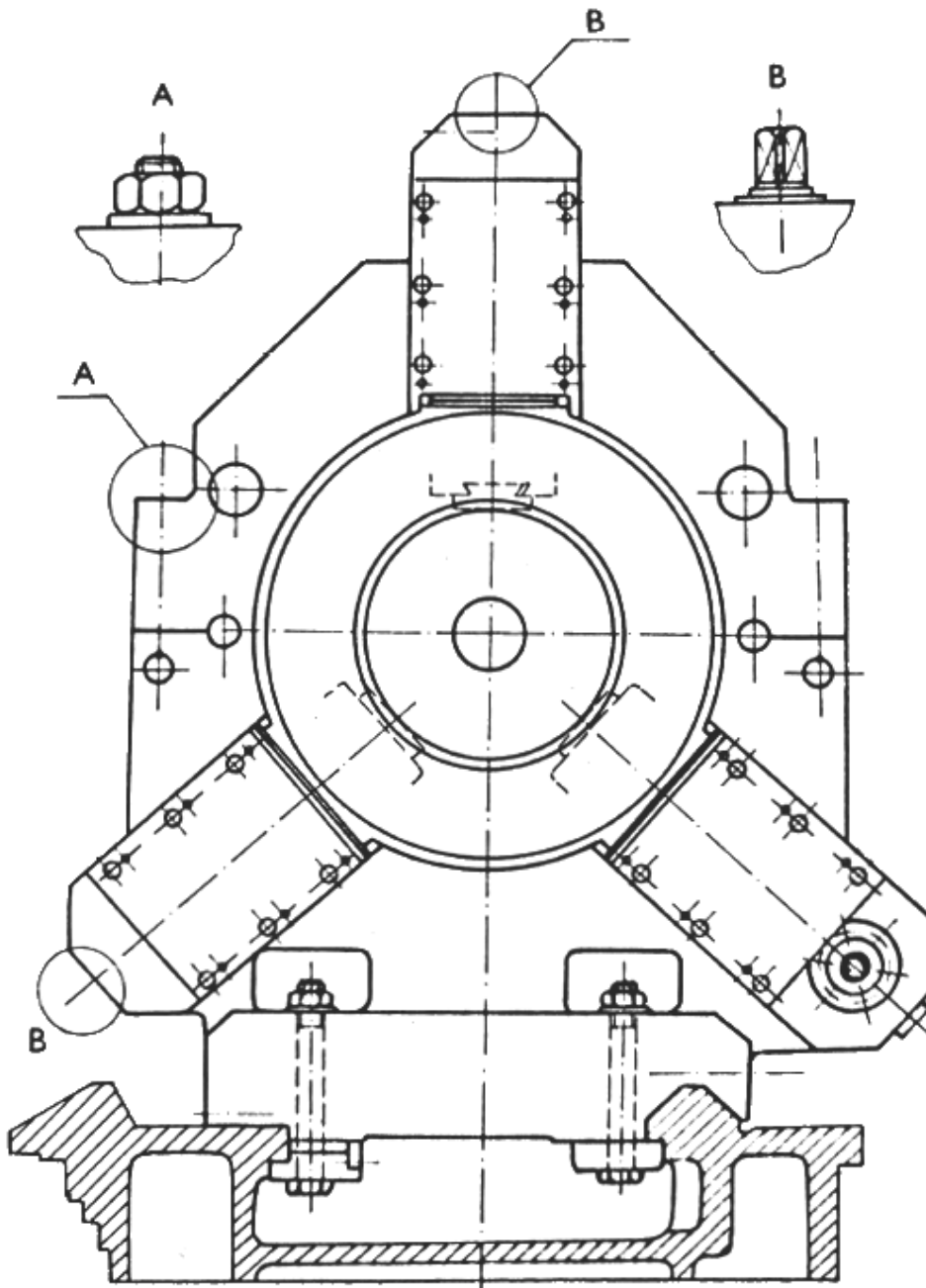
Některé konstrukce umožňují kombinovat již zmíněné kluzné a valivé styky. V případě, že je zapotřebí zaměnit jeden druh styku za druhý, lze jednotlivé pinoly (v některé literatuře též uváděno jako čelisti) jednoduše vyjmout a zaměnit je za ty s požadovanými styky (Obrázek 8 a Obrázek 9). Konstrukční řešení opěry velkého soustruhu s oddělitelnou horní částí umožňující záměnu jednotlivých typů pinol je zobrazeno na Obrázku 10, na kterém je znázorněn i kluzný styk. Připevnění k loži je provedeno upínkami a šrouby. [2]



Obrázek 8 Výsuvná čelist s opěrným valivým stykem (Zdroj: [2])



Obrázek 10 Výsuvná čelist s opěrným kluzným stykem (Zdroj: [2])



Obrázek 9 Pevná kluzná opěra velkého soustruhu s opěrnými styky kluznými, které lze zaměnit za styky valivé (Zdroj: [2])

Unášivé opěry

Unášivé (pohyblivé) opěry se používají při obrábění k podepření dlouhých štíhlých obrobků. Konstrukce je připevněna k podélným saním suportu. To má za následek, že se opěra pohybuje společně s nožem a udržuje tak nastavenou polohu vůči obráběcímu nástroji při podélném posuvu. Podepření je na obrobené ploše v bezprostřední blízkosti nástroje. [2]



Obrázek 11 Malá unášivá opěra (Zdroj: <http://www.mini-lathe.com>)

1.6.3 Podle konstrukce rámu

Podle konstrukce rámu lze opěry dělit na:

- zavřené s oddělitelnou horní částí
- zavřené tvaru C
- otevřené
- samostředící pro CNC soustruhy a obráběcí centra

Opěry zavřené s oddělitelnou horní částí

Konstrukce je rozdělena na horní a dolní díl. Jednotlivé části jsou od sebe odnímatelné nebo odklápěcí. Jedná-li se o mohutnější rám, je sejmutí horního dílu prováděno pomocí jeřábu. Tento typ konstrukce má zpravidla tři nebo čtyři pinoly. Podle celkového počtu jsou pak dvě či tři umístěny ve spodní části rámu, na které je pak vložen obrobek. V horním dílu se nachází vždy jen jedna pinola a zajišťuje přitlačení obráběného kusu ve svislém směru. [1]

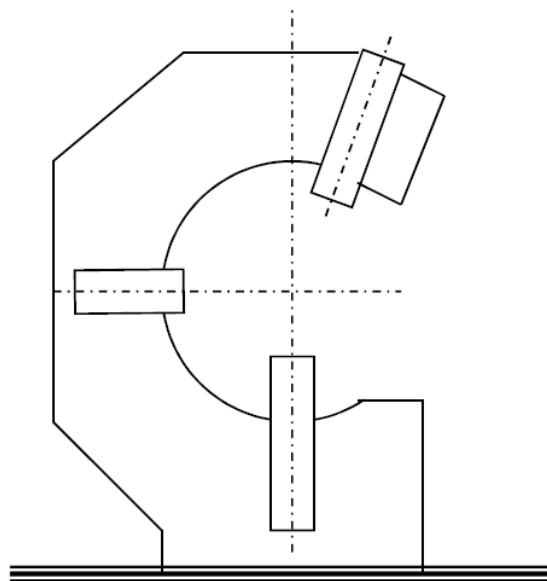


Obrázek 12 Zavřená opěra s odklopnou horní částí (Zdroj: <https://www.luenetten.de>)

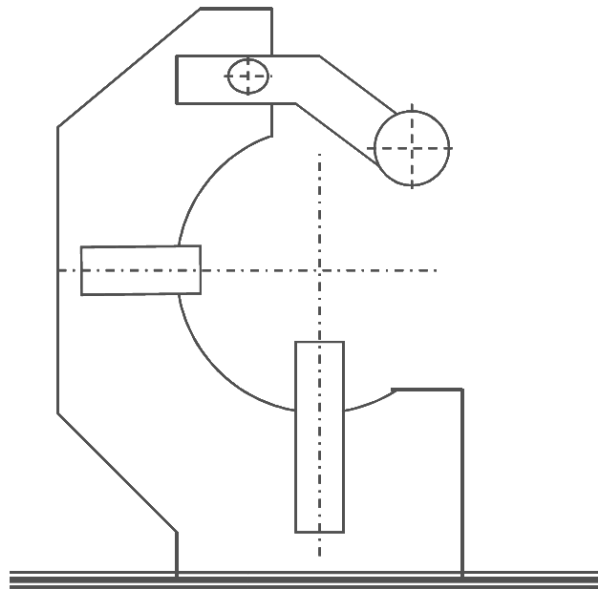
Opěry zavřené tvaru C

Uzavřené opěry tvaru C nachází své využití hlavně v případech, požadujeme-li, aby rám opěry méně překážel jezdicímu suportu. Nevýhodou této konstrukce oproti uzavřenému typu s oddělitelnou horní částí je menší tuhost rámu. [1]

Uzavřené opěry tvaru C lze dále dělit na typ s horním ramenem nebo s horní pinolou. Hlavním rozdílem mezi jednotlivými variantami je tvar rámu. [1]



Obrázek 13 Schéma rámu tvaru C s horní pinolou (Zdroj: [1])



Obrázek 14 Schéma rámu tvaru C s horním ramenem (Zdroj: [1])

Opěry otevřené

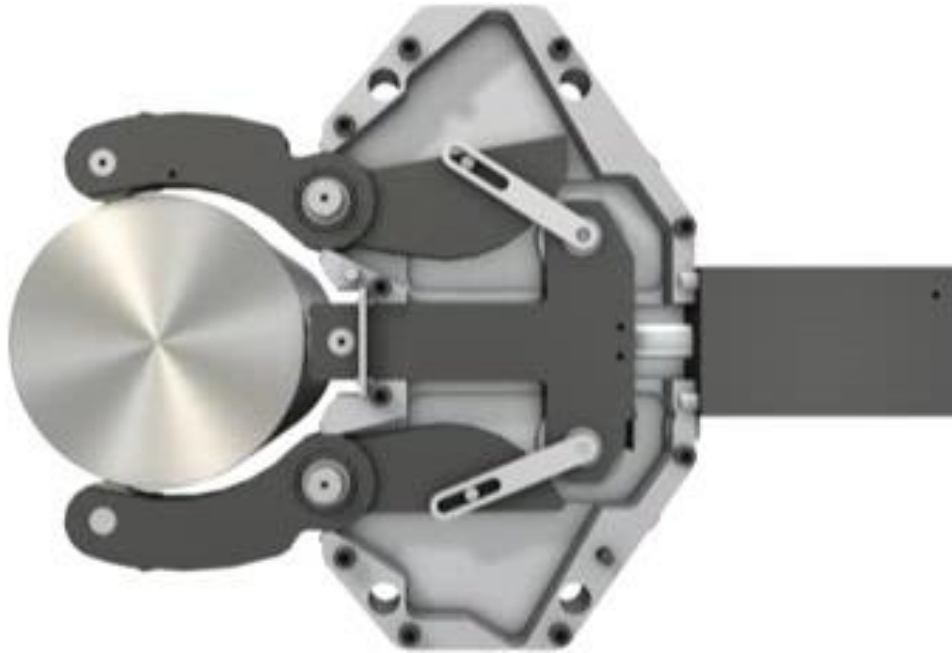
Rozdíl mezi již zmíněnými uzavřenými a otevřenými opěrami je patrný hned na první pohled. Jedná se o absenci horní části rámu. Využití nachází v případech, kdy obrobek má velkou vlastní tíhovou sílu, která pokryje působení řezných sil bez nutnosti dalšího opření z horní strany. Tento typ konstrukce podpírá zpravidla obrobek radiálně třemi pinolami. Prostřední z nich je uložena vertikálně, po stranách vedle ní pak lze najít pinoly boční. [1]



Obrázek 15 Otevřená opěra (Zdroj: <https://www.skodamt.com>)

Opěry samostředící pro CNC soustruhy a obráběcí centra

Konstrukčně odlišnou, ale dnes již nepostradatelnou skupinou jsou opěry pro CNC soustruhy a obráběcí centra se schopností samostředění obrobku. Hlavním požadavkem tohoto typu opěry je plná automatizace. O přesné sevření ramen se stará vnitřní, převážně hydraulicky poháněná konstrukce. Pod tlakem přivedená kapalina posune pístem, ten je spojen s vnitřním mechanismem, který má za úkol vysunout prostřední pinolu a zároveň i sevřít obě boční ramena. V závislosti na velikosti konstrukce jsou dnes samostředící opěry schopné upnout obrobky s průměrem od tří milimetrů až do řádově stovek milimetrů.



Obrázek 16 Samostředící opěra pro CNC soustruhy a obráběcí centra (Zdroj: <http://www.ladner.fr>)

1.7 Podvalky

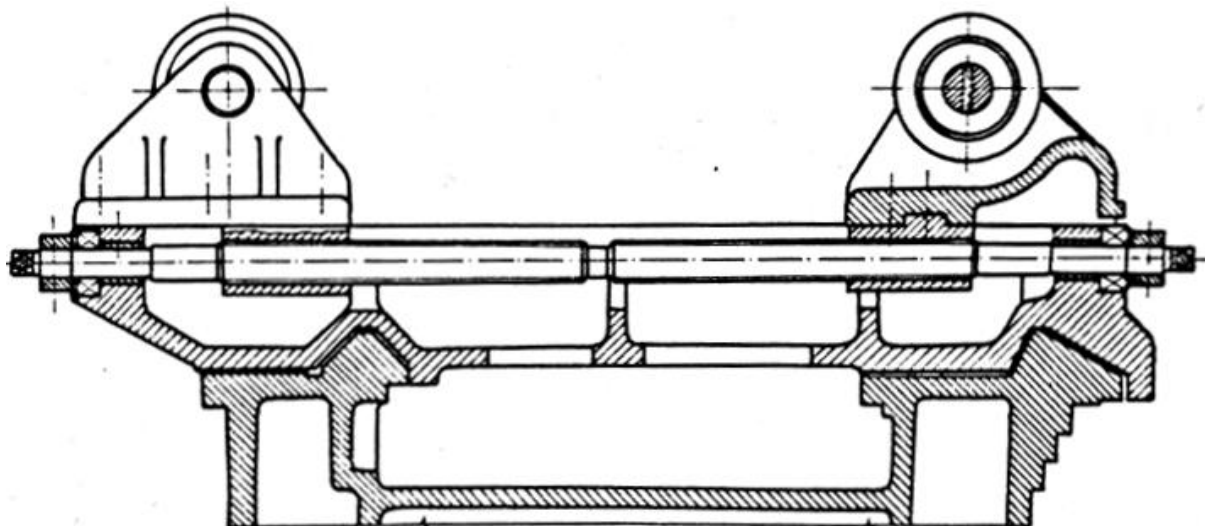
1.7.1 Využití podvalků

Využití podvalků je zejména při obrábění rozměrově velkých a těžkých obrobků, kde jejich průměr přesahuje největší možný průchozí průměr jednotlivých opěr. [2]

Používají se především ke středění obráběných polotovarů, popřípadě je lze využít i na podepření obrobků upnutých letmo. [1]

1.7.2 Části podvalku

Podvalek je složen z lože podvalku a dvou konzol. Lože podvalku tvoří celou spodní část, která je uložena na loži soustruhu. Jednotlivé konzole mají možnost soustředného posuvu po loži podvalku, jejichž polohu lze nastavit pomocí pohybového šroubu. Na vrcholu konzolí jsou opěrné valivé kladky, jež zajišťují kontakt mezi obrobkem a podvalkem. [1]



Obrázek 17 Podvalek v řezu (Zdroj: [2])

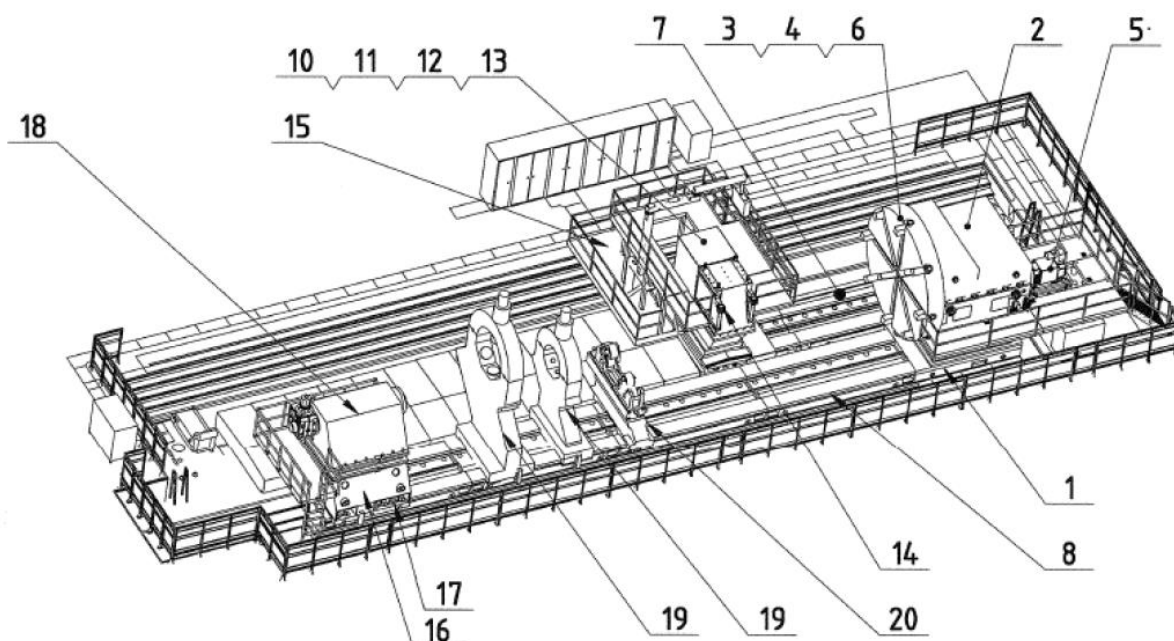
2 OPĚRA SOUSTRUHU SR5

2.1 Popis soustruhu SR5 – výška hrotů nad koníkovým ložem 2500 mm

Soustruh s názvem ŠKODA SR5-420 NC je obráběcím strojem určeným pro hrubovací operace a soustružení načisto. Stroj se skládá ze suportového a koníkového lože, které jsou pak spojeny se základem pomocí kotevnic šroubů. Spodek vřeteníku nesoucí vřeteník je připevněn k levému čelu koníkového lože. [4]

Supportové lože umožňuje pojezd suportu, který se skládá z příčných a podélných saní a také je k němu připevněna plošina obsluhy a lamelový suport. Koník jezdí po koníkovém loži a skládá se ze skupin: svršek, spodek a upínací jednotka koníka. Na stejném loži pojíždí čtyři opěry a dva podvalky. [4]

- | | |
|----------------------|------------------------------|
| 1 - spodek vřeteníku | 11 - příčné saně |
| 2 - svršek vřeteníku | 12 - posuv X |
| 3 - uložení vřetená | 13 - lamelový suport |
| 4 - upínací deska | 14 - řídicí jednotka |
| 5 - hlavní pohon | 15 - plošina obsluhy |
| 6 - zpevnění vřetená | 16 - spodek koníka |
| 7 - suportové lože | 17 - upínací jednotka koníka |
| 8 - koníkové lože | 18 - svršek koníka |
| 9 - suport | 19 - opěry |
| 10 - posuv Z | 20 - dva podvalky |



Obrázek 18 Schéma soustruhu SR5 (Zdroj: [4])

Tabulka 1 Technické parametry stroje (Zdroj: [4])

Pracovní rozsah		
Oběžný průměr nad suportem	4200	[mm]
Oběžný průměr nad ložem	4200	[mm]
Výška hrotů nad koníkovým ložem	2500	[mm]
Výška hrotů nad suportovým ložem	3000	[mm]
Maximální točná délka	16000	[mm]
Hmotnost obrobku mezi hroty	350	[t]
Lože		
Šířka suportového vedení	2400	[mm]
Šířka koníkového vedení	2000	[mm]
Výška loží	800	[mm]
Vřeteník		
Maximální moment na vřetenu	275	[kNm]
Rozsah otáček	0,3-120	[mm]

2.2 Opěra soustruhu SR5 – dosavadní řešení

2.2.1 Obecný popis opěry

Opěry všeobecně slouží k podepření a vyrovnání obrobku, což je zapotřebí i u soustruhu SR5, který je vybaven dokonce čtyřmi opěrami. [4]

Jednotlivé opěry lze rozdělit na tři základní části: saně, spodek a svršek opěry. Spodek a saně jsou spolu spojeny pomocí šroubů. Mechanismus pro motorický posuv po loži je umístěn na saních a skládá se z páru ozubených kuželových kol a motoru s převodovkou. Finální člen je pastorek, který zabírá do hřebenu na loži. [4]

Boční zpevnění je uskutečněno prostřednictvím lišty, která zpevní boční upínací jednotky proti loži. Následně čtyři upínací jednotky v rozích saní upnout pomocí lišt saně do požadované polohy. [4]

Saně a spodek opěry jsou spojeny pomocí šroubů. V tělese spodku opěry jsou umístěny tři pinoly, které mají za úkol podpírat obrobek. Výsuv středové pinoly zajišťuje tlak oleje. Úhel natočení mezi bočními pinolami a středovou je 45°. Vytažení bočních pinol je prováděno ručně pomocí pohybového šroubu se čtyřhranem. [4]

Spodek a svršek opěry je spojen šrouby. Zakládání obrobku vždy vyžaduje sejmutí vrchní části a odložení stranou, po vykonání potřebné operace je nutné ji zpět namontovat. V horní části se také vyskytuje jedna pinola, kterou lze vysouvat ručně přes pohybový šroub se čtyřhranem. [4]

Všechny z již zmíněných pinol jsou v požadované poloze zajištěny pomocí hydraulických upínek. Pro hladký chod jsou vodící plochy pinol mazány maznicemi. [4]

Tlakový olej využívaný pro uvolňování upínacích jednotek a výsuv střední pinoly je dodáván agregátem, který je umístěn na saních. [4]

Jednotlivé části dosavadní opěry:

I – saně opěry

II – spodek opěry

III – svršek opěry

1 – motor a převodovka

2 – pastorek umožňující pohyb po loži

3 – páka pro výsuv pastorku

4 – boční upínací jednotky

5 – lišta rohová

6 – lišta boční

7 – upínací jednotky

8 – šroubový spoj saní a spodní části

9 – hydraulické upínky

10 – střední pinola

11 – boční pinoly

12 – pohybový šroub

13 – maznice

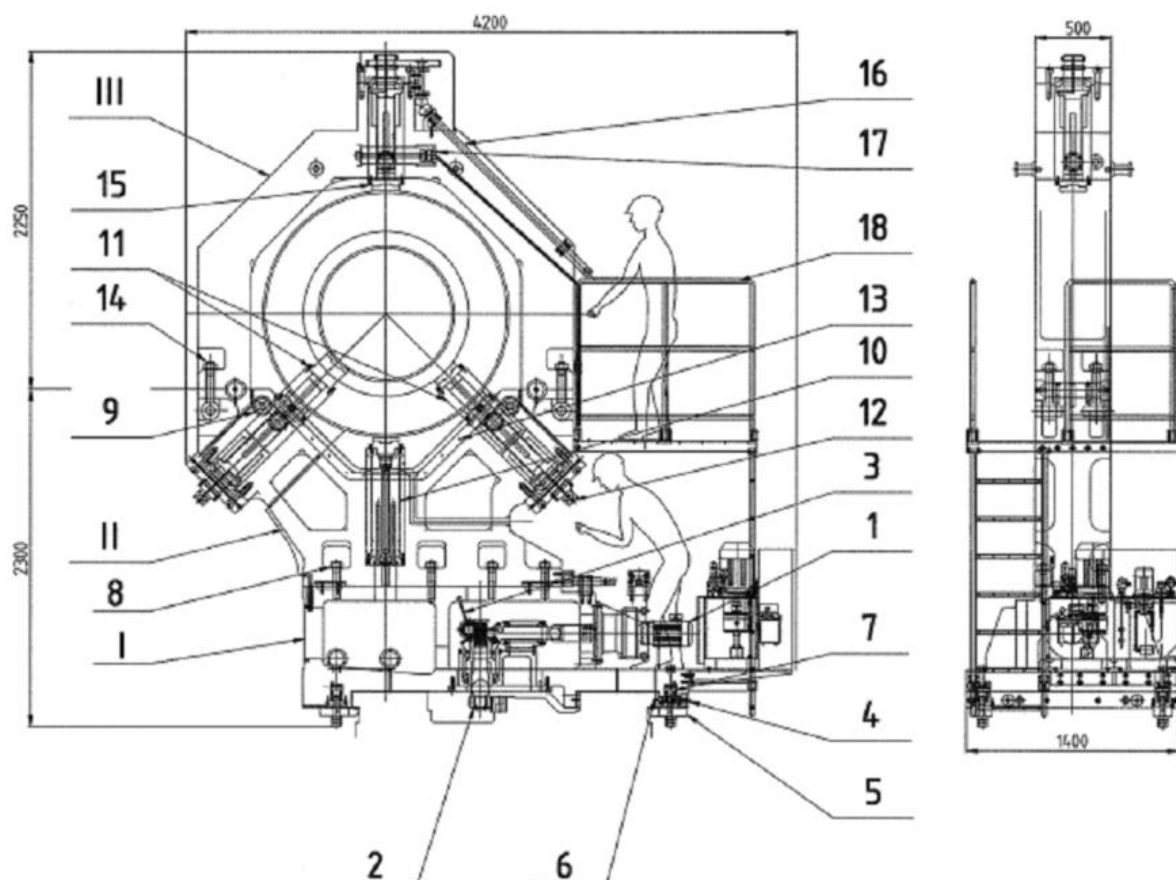
14 – šroubový spoj spodní části a svršku

15 – horní pinola

16 – pohybový šroub horní pinoly

17 – hydraulická upínka vrchní pinoly

18 – plošina určená pro obsluhu stroje



Obrázek 19 Opěra soustruhu SR5 - dosavadní řešení (Zdroj: [4])

2.2.2 Technické parametry

Opěra pro soustruh SR5 je dostupná ve dvou variantách, protože každá z nich může podepřít jinak velký rozsah průměrů obrobků. Tyto dva typy lze rozdělit podle velikosti. Opěra I je schopna upnout obrobky s menšími průměry a Opěra II zase ty větší, které přesahují možnosti menší opěry. Obě varianty jsou navrženy pro soustruh SR5, jehož výška hrotů nad konikovým ložem je **2500 mm**.

Tabulka 2 Technické parametry Opěry I (Zdroj: [4])

Opěra I		
Rozsah podpíraných průměrů	Ø 300 – Ø 1000	[mm]
Únosnost opěry	1750	[kN]
Rychlost posuvu opěry po loži - pracovní	50	[mm/min]
Rychlost posuvu opěry po loži - rychloposuv	2500	[mm/min]
Hmotnost opěry	10000	[kg]
Výsuv pinol	230	[mm]

Tabulka 3 Technické parametry Opěry II (Zdroj: [4])

Opěra II		
Rozsah podpíraných průměrů	Ø 900 – Ø 1600	[mm]
Únosnost opěry	1750	[kN]
Rychlost posuvu opěry po loži - pracovní	50	[mm/min]
Rychlost posuvu opěry po loži - rychloposuv	2500	[mm/min]
Hmotnost opěry	10000	[kg]
Výsuv pinol	230	[mm]

2.2.3 Montáž a demontáž opěry k loži soustruhu SR5

Při montáži opěry k loži stroje je nutné dodržet několik zásadních podmínek, které zaručí bezproblémové umístění a připevnění zařízení ke stroji. Čtyři lišty u upínacích jednotek musí být vysunuty do zadních poloh, pastorek je vysunut mimo záběr pomocí páky, upínací jednotky středící lišty jsou povoleny. Opěru pak lze přemístit a uložit do zhruba požadované polohy pomocí jeřábu. Po usazení na správné místo lze spustit hydraulické agregáty, lišty se díky tlaku oleje uvolní a lze je zasunout pod spodní vodící plochy lože. Pro zajištění pohybu po loži je nutné přemístit ozubený pastorek do záběru s ozubeným hřebenem pomocí páky, a mazacím agregátem přivést olej do potřebných mazacích míst. Po vykonání všech těchto úkonů je opěra připravena k posuvu do potřebných pozic. [4]

Při demontáži se opěra uvolní přivedením tlakového oleje do upínacích jednotek a poté je nutné vysunout čtyři lišty do zadní polohy. Po uvolnění i středících lišt je zapotřebí vysunout ozubený pastorek ze záběru s hřebenem pákou. Nakonec lze celou opěru zavěsit na jeřáb, sejmut ji z lože a odložit na předem určené místo. [4]

2.2.4 Mazání opěr

Vodící plochy, po nichž se posouvá celá konstrukce jsou mazány olejem, který je dodáván ručním agregátem, jehož nádrž má objem 4,5 l, a je umístěn přímo na opěře. Vodící plocha uložení pastorku a vodící plochy bočních pinol jsou mazány tukem maznicemi. Uložení pastorku a ozubená kola převodu od motoru jsou mazány tukem s celoživotní náplní. [4]

2.2.5 Mazání dotykových ploch pinol obrobkem

Olej určený pro mazání dotykových ploch obrobku s pinolou je přiváděn z mazacího agregátu, který se nachází v zadní části konstrukce. Rozvod oleje k mazacím místům na obrobku zajišťuje potrubí. Správné množství produkovaného oleje lze seřadit ventilem. Odpadní olej je pak sveden potrubím do nádrže k následné regeneraci. [4]

2.2.6 Ovládání opěry

Ovládání opěry je umístěno na panelu, který lze nalézt v zadní části konstrukce. [4]

2.2.7 Pojezd opěry po loži

Pro pojezd opěry je nutné nejdříve odblokovat a uvolnit upínací jednotky, následně mazacím agregátem přivést olej do mazacích míst. Pomocí pohonu dojet na požadovanou pozici. Po zastavení následuje vycentrování opěry upínacími jednotkami přes boční lištu. Ve chvíli, kdy vypne dodávka tlakového oleje do upínacích jednotek, se celá opěra upne k loži. [4]

2.3 Opěra soustruhu – řešení pro výšku hrotů 2150 mm

Zadáním této bakalářské práce bylo vytvořit návrh opěry pro soustruh SR5, u kterého došlo ke snížení výšky hrotů nad ložem z původních 2500 mm na 2150 mm. Zmenšení této vzdálenosti bylo provedeno za účelem ušetření materiálu při výrobě spodních částí koníku a vřeteníku. Úprava rozměrů způsobí, že se koník i vřeteník posunou o 350 mm blíže k zemi, což s sebou ale nese nutnost předělání konstrukce některých komponent, mezi které patří i již zmíněná opěra. Kvůli poměrně velkým rozměrovým rozdílům mezi novou a starou konstrukcí je potřeba provést kompletně nový návrh včetně propočtů. Změnila se nejen výška hrotů soustruhu, ale také rozsah průměru, který musí být nová konstrukce schopna podepřít. Nové rozpětí průměrů je stanoveno od 800 mm až do 1600 mm. Další změnou, která trochu ulehčuje možnost provedení nové konstrukce je, že původní maximální tíha obrobku, která působí na opěru byla 1750 kN a snížila se na hodnotu 1000 kN, což umožňuje navrhnout konstrukci tak, aby obrobek byl podpírán všemi třemi pinolami v celém rozsahu průměrů. Nová konstrukce je navržena jako otevřená opěra. Odstraněním horní části a snížením výšky hrotů se ušetří velké množství materiálu, což je z ekonomického hlediska výhodné.

2.4 Příloha zadání bakalářské práce

Téma bakalářské práce: Opěra soustruhu

Požadavky a základní technické údaje:

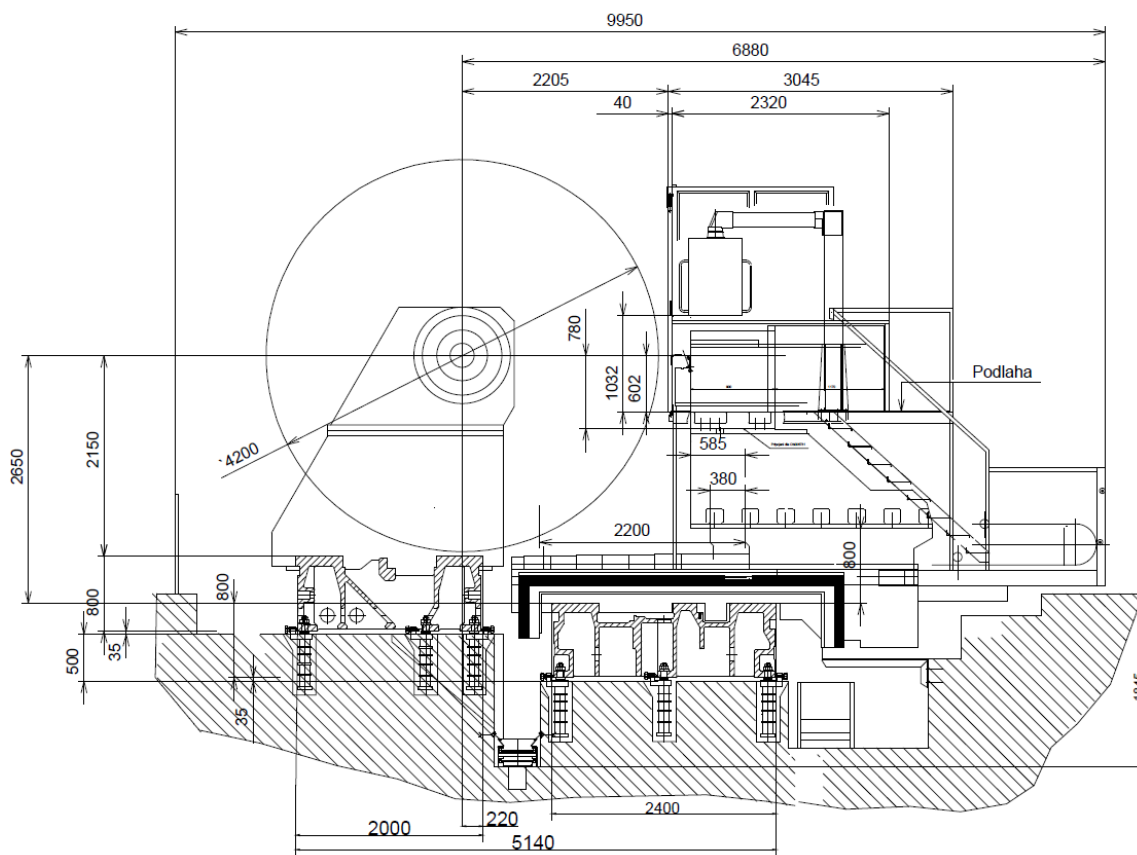
- provést analýzu konstrukcí opěr soustruhů
- navrhnout kladkové provedení otevřené opěry pro soustruh SR 5
- zpracovat projektovou dokumentaci (sestava, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis, detail vybrané součásti)
- použít výpočtové programy KKS, MITcalc, MathCAD

Tabulka 4 Technické parametry opěry a stroje (Zdroj: zadání bakalářské práce)

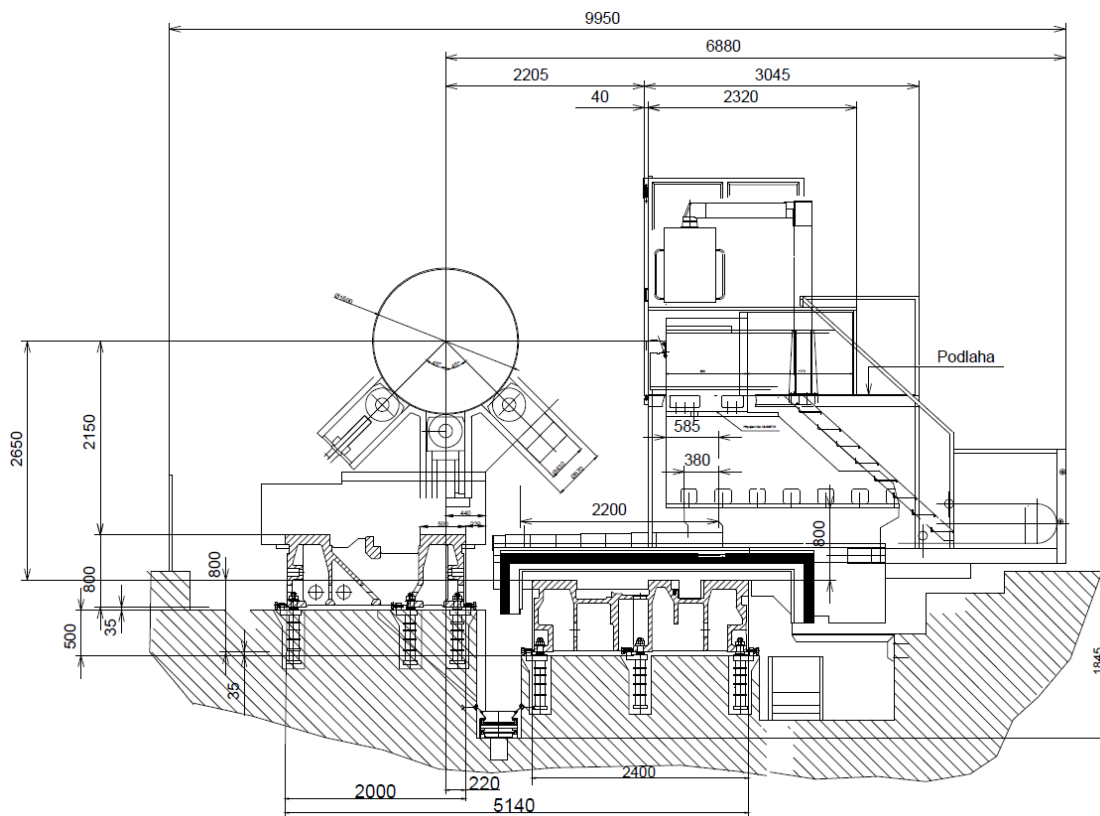
Technické parametry stroje:		
Oběžný průměr nad suportem	4200	[mm]
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	2150	[mm]
Rozsah otáček vřetene	0,3 - 120	[mm ⁻¹]
Technické parametry opěry:		
Rozsah podpíraných průměrů	800 - 1600	[mm]
Max. tíha obrobku působící na opěru	1000	kN
Max. svislá složka řezné síly	200	kN
Rozsah obvodových rychlostí kladky	50 - 400	[m/min]
Životnost	4000	[hod]

Tabulka 5 Příložená dokumentace pro konstrukci (Zdroj: zadání bakalářské práce)

Popis stroje	Podvalek_opera.doc
Kladka	ob913843.dwg, u-opera.dwg
SR5	sr5.dwg
Program KKS	opera_o_2_1m.xmcd, kladka.xlsx



Obrázek 20 Řez soustruhem SR5 (Zdroj: sr5.dwg – příložené dokumenty k bakalářské práci)



Obrázek 21 Řez soustruhem SR5 s naznačenou otevřenou opěrou
(Zdroj: sr5.dwg – příložené dokumenty k bakalářské práci)

3 NOVÝ KONSTRUKČNÍ NÁVRH A VÝPOČTY

3.1 Odlišnosti dosavadní opěry soustruhu SR5 a nového návrhu

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.3, odlišnost patrná na první pohled stávající opěry oproti novému návrhu, je kromě snížené výšky hrotů nad konikovým ložem z 2500 mm na hodnotu 2150 mm, absence horní části opěry, což znamená, že se jedná o otevřený typ opěry. Snížením výšky saní a odstraněním vrchního dílu rámu je ušetřeno velké množství materiálu, což má pozitivní vliv na ekonomičnost konstrukce.

Při vymýšlení nové varianty byl kladen důraz na to, aby byl výsuv prostřední pinoly prováděn lineárním hydromotorem kvůli možnosti regulace podpěrné síly. Pohyb krajních pinol umožňuje pohybový šroub, který je zakončen čtyřhranem, což umožňuje ruční pohon za pomoci ráčny.

Stávající kluzné styky jsou nahrazeny valivými. Vzájemný kontakt mezi obrobkem a opěrou zajišťují kladky, pro které je maximální dovolená obvodová rychlost stanovena na 400 m/min.

3.2 Všeobecné seznámení s novým konstrukčním řešením opěry

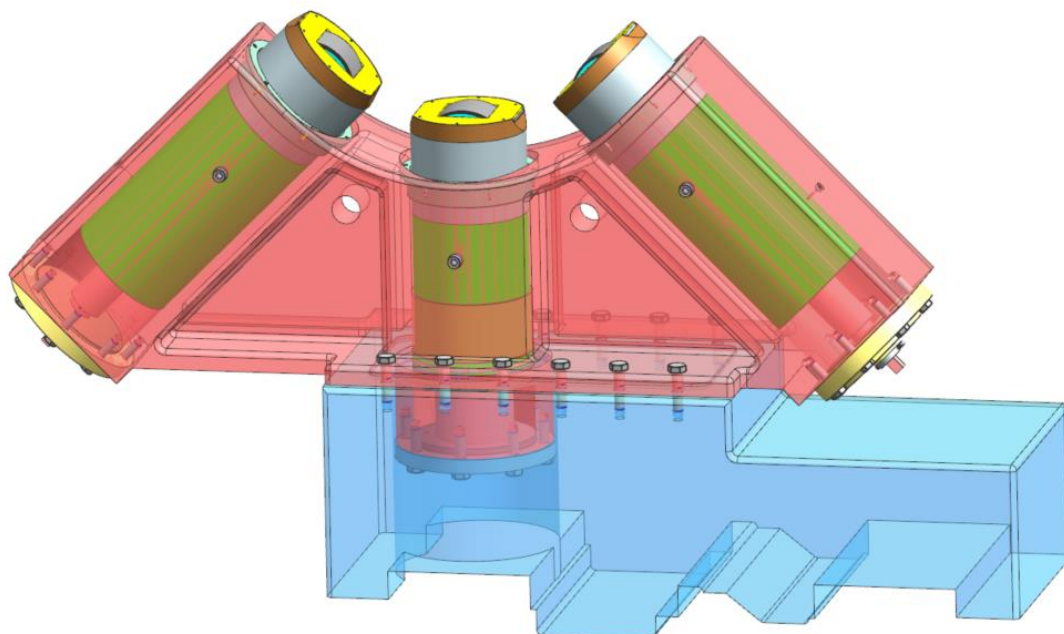
Nově navržená opěra je schopna podepřít zadaný rozsah průměrů, který je od 800 mm do 1600 mm. Při zatažení pinol dovnitř na doraz je možnost obrábět kusy s průměrem až 1622 mm. Naopak při maximálním vytažení na doraz jednotlivých pinol lze soustružit i obrobky s průměrem 784 mm. Je tedy jasné, že každá z pinol má zdvih 419 mm. Znázornění opěry při podpírání obrobku o průměru 1600 mm a 800 mm lze vidět v příloze č. 13.

Posuv bočních pinol vykonává pohybový šroub s trapézovým závitem TR 130x24, ten je opřen o axiální kluzný kroužek, který je umístěn ve spodním šroubovém víku připevněném osmi šrouby M30x140 k rámu. Matice pohybového šroubu je bronzová z materiálu CuSn12. Výsuv prostřední pinoly bude provádět tlak oleje, produkovaný hydrogenerátorem, ten musí být schopen vytvořit tlak alespoň 130 barů. Médium vtéká do hydraulické komory pouze dírou ve dně, jedná se tedy o jednočinný hydromotor. Na spodní hydraulické víko působí velké síly od zatížené střední pinoly a je proto nutné, aby bylo přišroubováno k rámu osmi šrouby M36x130.

Všechny pinoly jsou zajištěny proti pootočení v rámu vodícími šrouby. Každý z nich má konec upravený přesně tak, aby zapadl do drážky v pinole. Polotovarem jsou klasické normované šrouby s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem a plným závitem. Vodící šrouby jsou zatěžovány více u šroubových pinol, protože na ně působí síly od točivého momentu, který je vyvolaný vlastní tíhou obrobku a řeznými silami. Mají tedy větší průměr než ten u prostřední pinoly.

V horní části pinol lze nalézt kladky o průměrech 324 mm, které jsou uloženy na dvouřadých soudečkových ložiskách s vnějším průměrem 225 mm a vnitřním 150 mm.

Rám je tvarově navrhnut tak, aby byl tuhý, ekonomický a zároveň dobře odlévatelný, protože jeho polotovarem je odlitek. O přichycení k saním opěry se stará 12 šroubů M36x140. Polotovarem pro saně byl navrhnut také odlitek. Jeho součástí je velká kruhová díra s průměrem 570 mm, do které se zasune válec, který je součástí rámu.

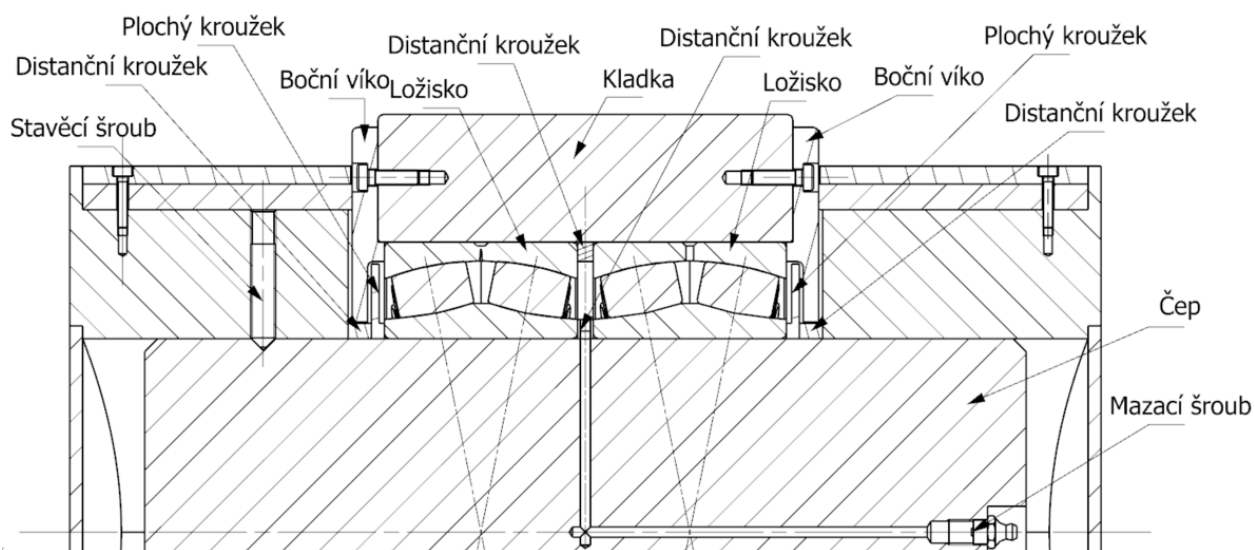


Obrázek 22 Sestava opěry (Zdroj: autor)

3.3 Ukázka a popis hlavních částí opěry

3.3.1 Sestava kladky

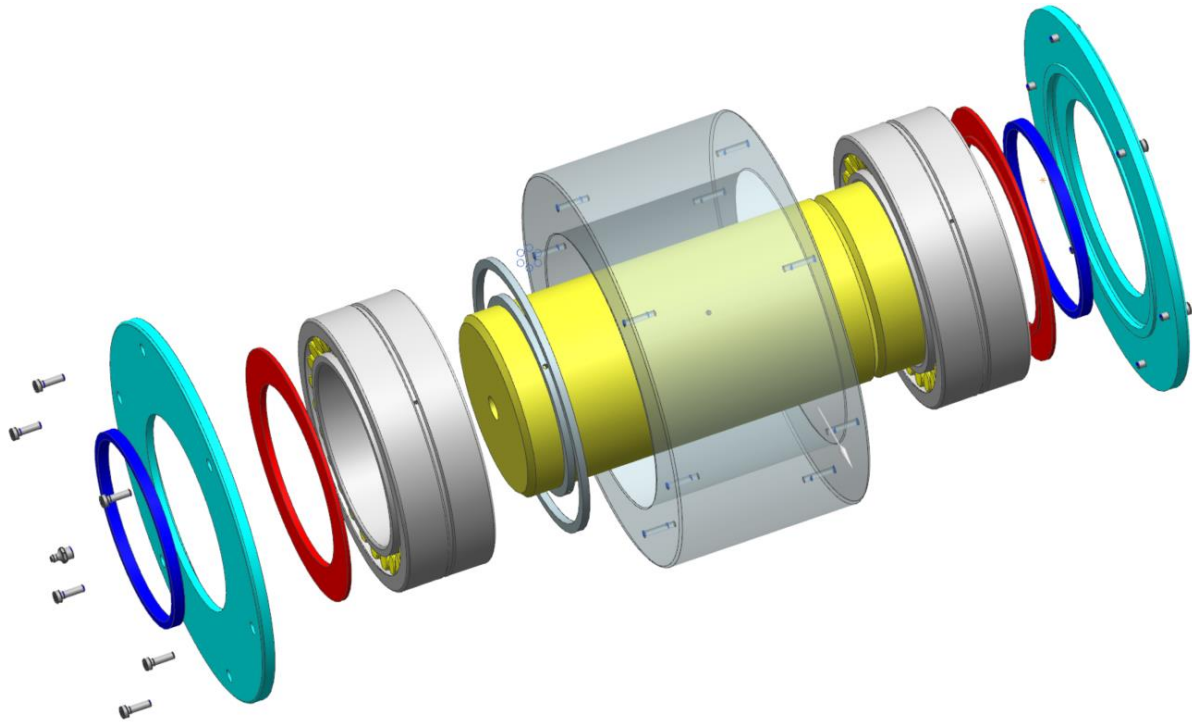
Sestava kladky je složena z několika dílů, přičemž mezi ty nejdůležitější patří dvě dvouřadá soudečková ložiska 24030-E1-TVPB s vnějším průměrem 225 mm a vnitřním 150 mm. Výpočet, zda ložisko splňuje stanovené požadavky, byl vypočten pomocí programu MITCalc. Mazána budou tukem, který lze v rámci údržby dodávat mazacím šroubem a vyvrtaným vedením v čepu, na němž jsou ložiska uložena. Přesnou polohu ložisek zajišťují distanční kroužky. Dva se nacházejí uprostřed přímo mezi ložisky, kde jsou opřeny o vnější i vnitřní kroužek ložiska, ten s menším průměrem je navíc upraven otvory, které zajišťují průchod mazacího tuku. Zbylé dva jsou opřeny o těleso kladky a zajišťují středění kladky vůči pinole.



Obrázek 23 Popis sestavy kladky (Zdroj: autor)

Přímý kontakt obrobku a pinoly zajišťuje kladka, která je navlečena na vnější kroužek ložisek. Její šířka i průměr je odvozen od rozměrů ložisek. Na stranách má přišroubována boční víka šesti šrouby, které brání axiálnímu pohybu kladky. Přesnou polohu čepu zajišťuje stavěcí šroub.

Snaha o co nejmenší únik maziva z komory ložiska obstarává plochý kroužek, okolo kterého je velmi málo místa a pomáhá tak proti ztrátám tuku.



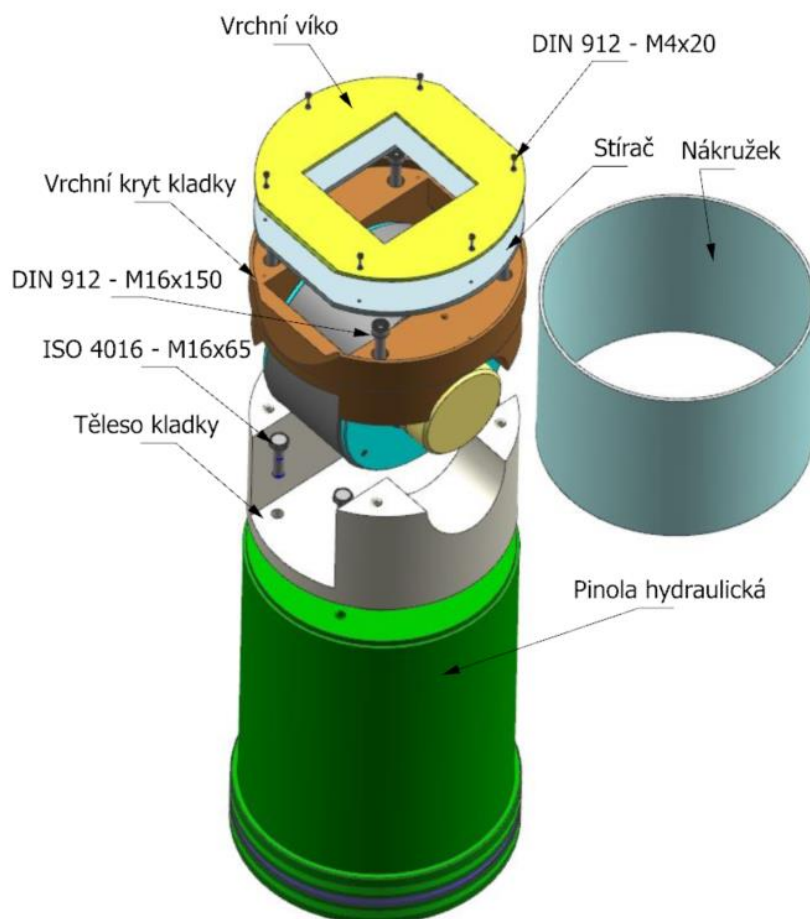
Obrázek 24 Rozstřel sestavy kladky (Zdroj: autor)

3.3.2 Sestava pinol

Sestava pinoly se opět skládá z několika částí, přičemž jednou z nich je již zmíněná sestava kladky. Kompletní sestava pinoly má několik funkcí, mezi ně patří například možnost podpírání různých průměrů obrobků, díky schopnosti výsuvu z rámu. Svoji přesností a tuhostí také zajišťuje přesné upnutí obrobku.

Vrchní část, ve které je uložena sestava kladky se skládá z tělesa kladky, vrchního krytu, bočního krytu, pryžového stírače a horního víčka. Tyto díly spolu pevně drží pomocí šroubů, stejně je tomu tak i mezi tělesem kladky a pinolou.

O zakrytí díry od čepu a přesné vystředění tělesa a vrchního dílu kladky s pinolou se stará nákrůžek, který je na zmíněných dílech nasunut. Tvarově připomíná trubku o velkém průměru s tloušťkou stěny pět mm. Po úplném smontování se celá vnější válcová plocha sestavy pinoly brousí kvůli dosažení potřebné kvality povrchu.

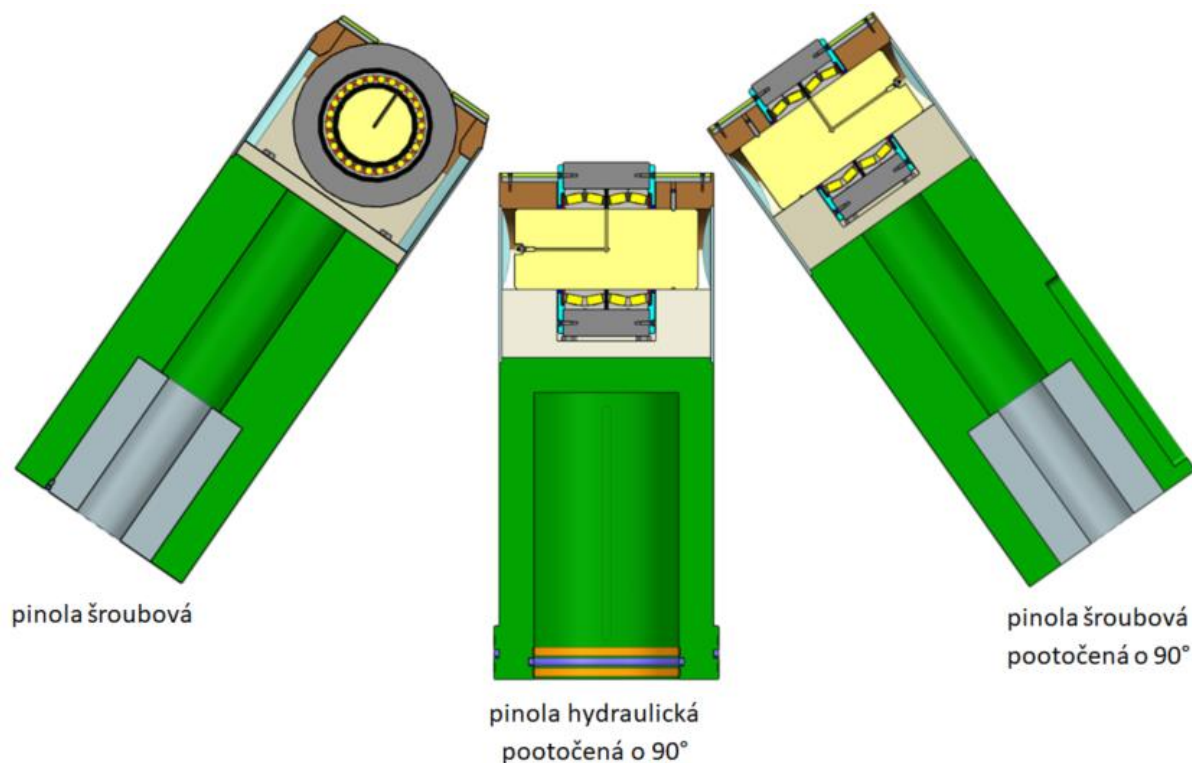


Obrázek 25 Rozstřel sestavy hydraulické pinoly s popisem jednotlivých dílů (Zdroj: autor)

Kvůli rozdílnému způsobu výsuvu jsou boční pinoly oproti středové odlišné. Rozdíl patrný na první pohled je v délce, protože šroubová pinola měří 1104 mm, ale hydraulická pouze 944 mm. Posuv krajních pinol funguje na principu otočného pohybového šroubu a neotočné bronzové matice s výškou 320 mm, která je pevně spojena s pinolou nalisováním a zajištěna stavěcím šroubem. Vnější průměry jsou u obou typů 400 mm, akorát v dolní části pinoly hydraulické je průměr zvětšen o 20 mm, což plní funkci dorazu a také tady lze nalézt pístní těsnění pro jednočinný hydromotor se dvěma vodícími proužky. Na vnitřní straně je v drážkách usazeno pístnicové těsnění a rovněž dva vodící proužky, ty dohromady zajišťují to, aby se kapalina nedostala do nesprávných míst.

Na každé pinole lze nalézt drážky s délkou 419 mm určené pro špičky vodících šroubů, které znemožňují pootočení pinoly.

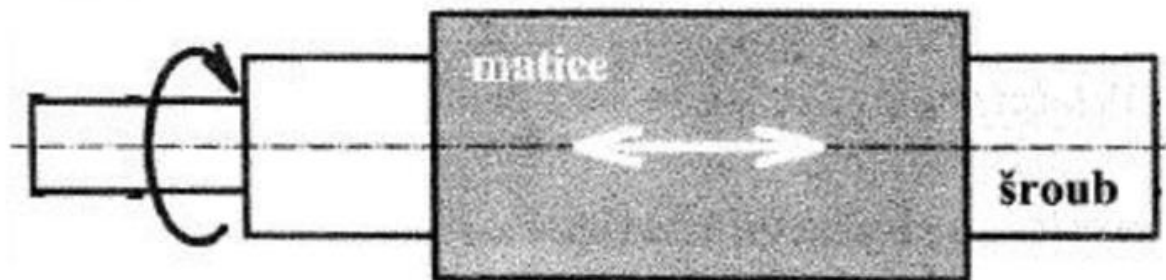
Zajištění pinol proti pohybu a kmitání je realizováno šroubem s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M30x70 zkráceným na délku 30 mm, ten díky díře se závitem v rámu tlačí na bronzový váleček opírající se o pinolu.



Obrázek 26 Řez hydraulickou a šroubovými pinolami (Zdroj: autor)

3.3.3 Pohybový šroub

Posuv bočních pinol je realizován otáčivým pohybovým šroubem a posouvající se maticí. Princip mechanismu spočívá v tom, že šroub je schopný vykonávat pouze rotační pohyb, což má za následek, že matice zabezpečená proti otáčení je nucena k posuvu.

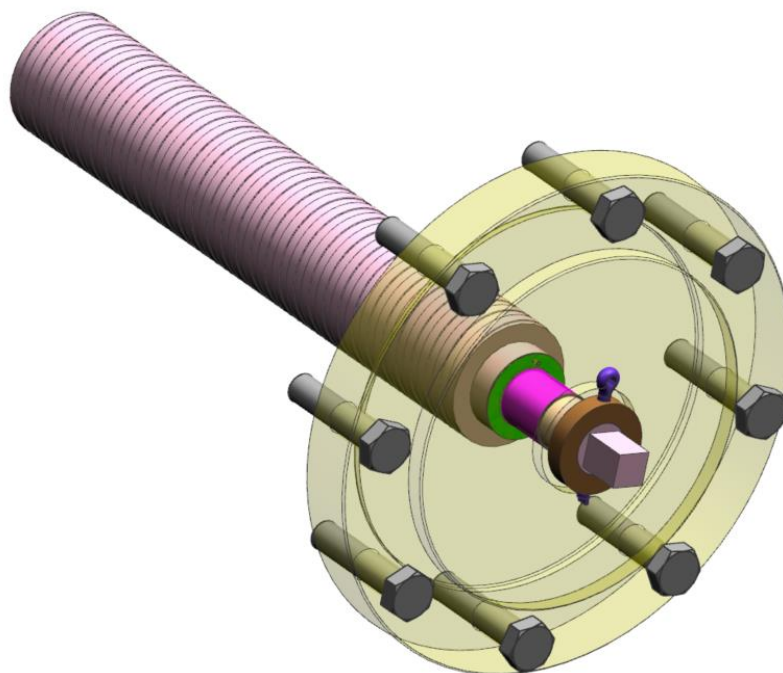


Obrázek 27 Princip pohybového šroubu (Zdroj: [9])

Šroub má podobu tyče s trapézovým závitem TR 130x24 o délce 735 mm. Ve spodní části je zúžen na průměr 90 mm, aby se čelo této válcové plochy mohlo opírat o axiální kluzný kroužek SKF PCMW 629002E zajištěný kolíkem ISO 1234 4x10. Další osazení na průměr 55 mm bylo nutné kvůli kluznému pouzdru SKF PCM5 556060E zajišťující radiální uložení. Mazání je umožněno mazacím šroubem umístěným v rámu.

V případě převrácení celé opěry je vyklouznutí pohybového šroubu z víka znemožněno závlačkou ISO 1234 13x112, která je prostrčena dírou v hřídeli a vnějším kroužkem.

Otáčení se provádí za čtyřhran se stranou o délce 35 mm, který je umístěn na samotném konci pohybového šroubu.



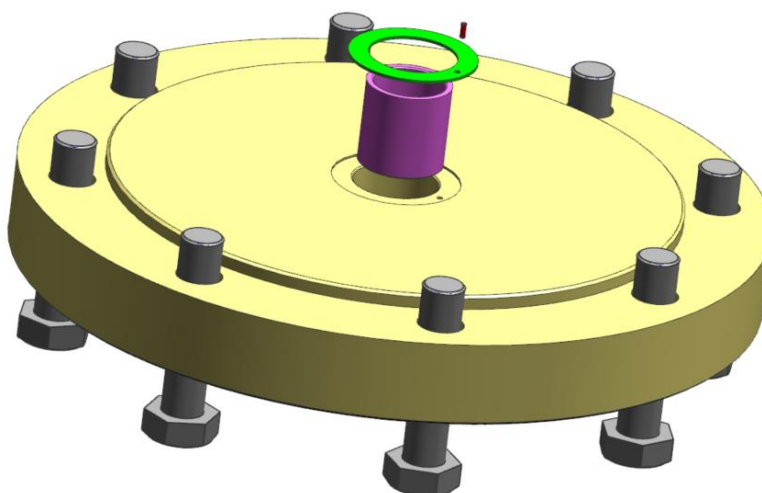
Obrázek 28 Pohybový šroub a jeho uložení ve spodním víku (Zdroj: autor)

3.3.4 Spodní šroubové víko

Spodní šroubové víko je velmi zatěžovaná část opěry. Nejkritičtějším místem je plocha pod axiálním kluzným kroužkem, protože zde vzniká vysoké napětí vyvolané tlakem od pohybového šroubu. Při navrhování byla použita metoda MKP pro určení vhodného materiálu a jeho vhodné tloušťky. Následně program KISSsoft vypočetl, že víko musí být přišroubováno k rámu osmi šrouby ISO 4014 M30x140 kvůli zajištění dostatečné bezpečnosti.

Největší průměr víka činí 522 mm. Na vnitřní straně je vidět zmenšení průměru, což má za úkol vystředit víko po zasunutí do rámu.

Prostřední díra je upravena tak, aby do ní bylo možné vložit kluzné pouzdro a axiální kluzný kroužek. Díra s průměrem čtyři mm je určena pro kolík, který nutný pro zajištění axiální kluzného kroužku.



Obrázek 29 Spodní šroubové víko včetně kluzných ložisek (Zdroj: autor)

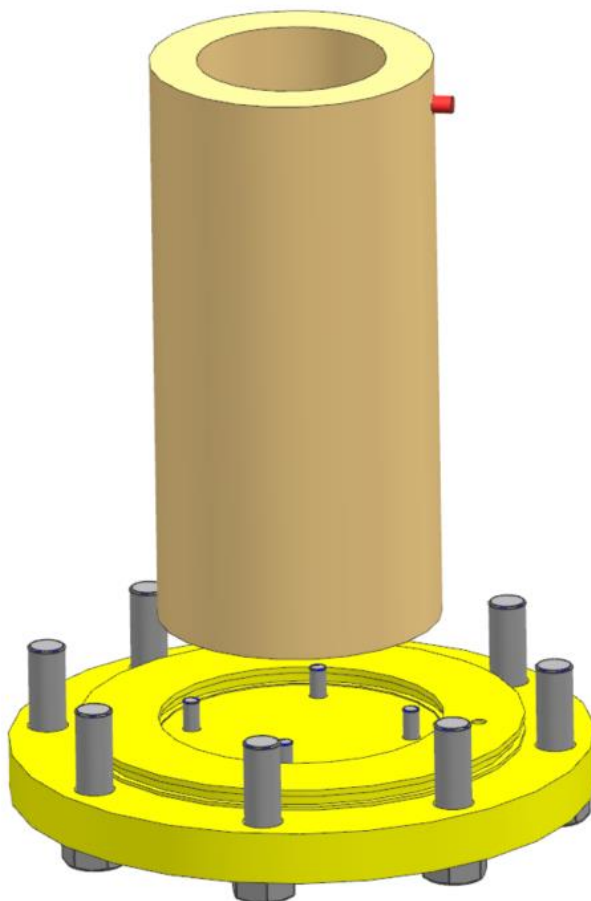
3.3.5 Spodní hydraulické víko

Dalším z velmi namáhaných dílů je spodní hydraulické víko, které již není zatěžováno pohybovým šroubem, ale tlakem oleje, který zvedá prostřední pinolu. Opět byla použita metoda MKP pro stanovení vhodného materiálu a tloušťky. Největší průměr činí 555 mm.

Víko je spojeno s rámem pomocí osmi šroubů ISO 4017 M36x130, což bylo navrženo a zkontrolováno programem KISSsoft.

Na bocích válcových ploch, určených pro středění vůči rámu a vnitřnímu hydraulickému válci, jsou vyrobeny drážky pro o-kroužky, které mají za úkol nepropustit tlakovou kapalinu mimo hydraulickou komoru. Hydraulický olej přitéká dírou ve víku, ve které je našroubována hadice zajišťující přívod média.

Díl usazený uprostřed víka a přišroubovaný čtyřmi šrouby ISO 4016 M16x80 se nazývá vnitřní hydraulický válec. V jeho horní části se nachází vodící šroub prostřední pinoly, což je upravený šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M20x50. Do konstrukce se šroubuje z vnitřní strany válce. Vnější válcová stěna musí být vhodně obrobena kvůli kontaktu s hydraulickým těsněním a vodícími proužky.



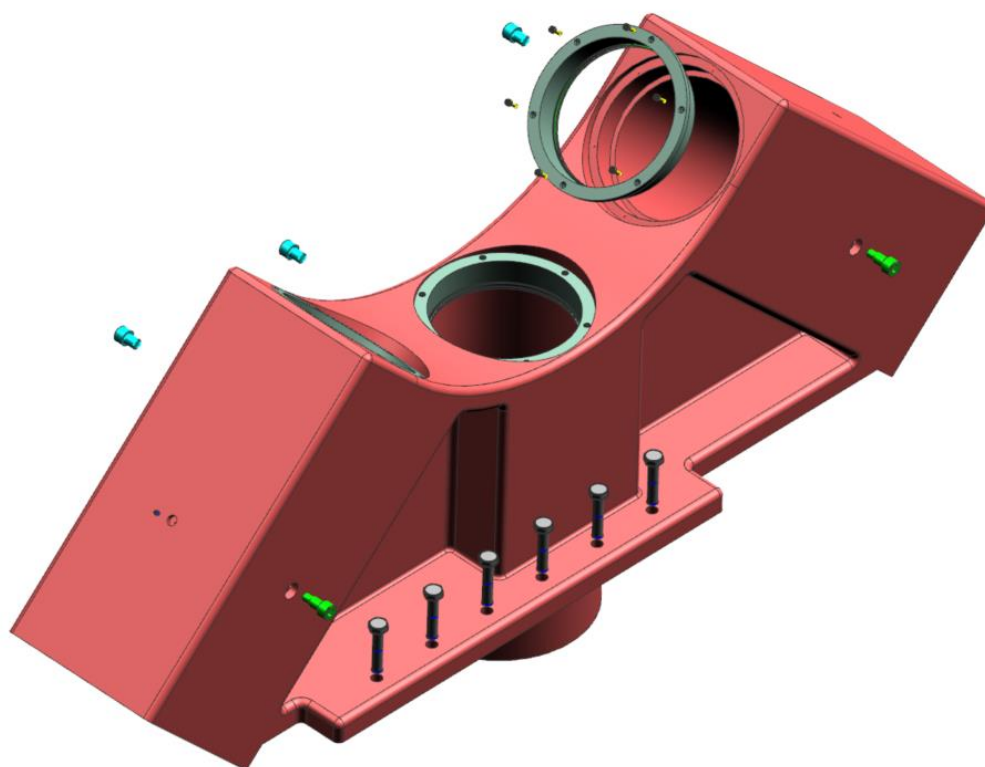
Obrázek 30 Spodní hydraulické víko s vnitřním hydraulickým válcem (Zdroj: autor)

3.3.6 Rám

Podstatnou částí opěry je rám, který je navržen jako odlitek. Je odléván na ležato se třemi jaderníky válcového tvaru. Stěny mají různou tloušťku. V nejtěnějším místě mají 65 mm. Střední pinola přesahuje dosedací plochu rámu, je tedy nutné saně opatřit otvorem o průměru 570 mm, aby bylo možné rám a saně na sebe usadit a přišroubovat dvanácti šrouby ISO 4014 M36x140.

Díry určené pro boční pinoly mají průměr 400 mm a u prostřední se v hloubce 443 mm od povrchu zvětšuje o 20 mm za účelem dorazu. Horní části těchto otvorů jsou upravené tak, aby do nich bylo možné zasunout a následně přišroubovat šesti šrouby DIN 912 M10x25 vložku se stíracím kroužkem. V okolí dolních částí válcových otvorů určených pro pohyb pinoly lze nalézt díry se závity pro příslušné šrouby jednotlivých spodních vík.

Na boku rámu jsou tři díry se závity pro upravené šrouby M30 s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem, které zajišťují pinoly proti pohybům a chvění. V protější stěně v místech bočních pinol jsou vyvrtané díry pro vodící šrouby se závitem M30. Mazání pinol a kluzných ložisek je zajištěno z horní strany dírami pro mazací šrouby DIN 71412 M10x10.



Obrázek 31 Rám opěry (Zdroj: autor)

3.4 Postup při návrhu a výpočty

3.4.1 Postup při návrhu opěry

Návrh opěry soustruhu vyžaduje mnoho propočtů, proto bylo použito hned několik výpočetních programů. Jako první byl použit program Mathcad, který vypočetl zatížení jednotlivých pinol při různých soustružnických operacích.

V následujícím kroku po zadání jednotlivých sil působících na ložiska, otáček, požadované životnosti a ostatních důležitých údajů, vypočetl program MITCalc vhodný typ ložiska, který se pak použil pro všechny tři pinoly.

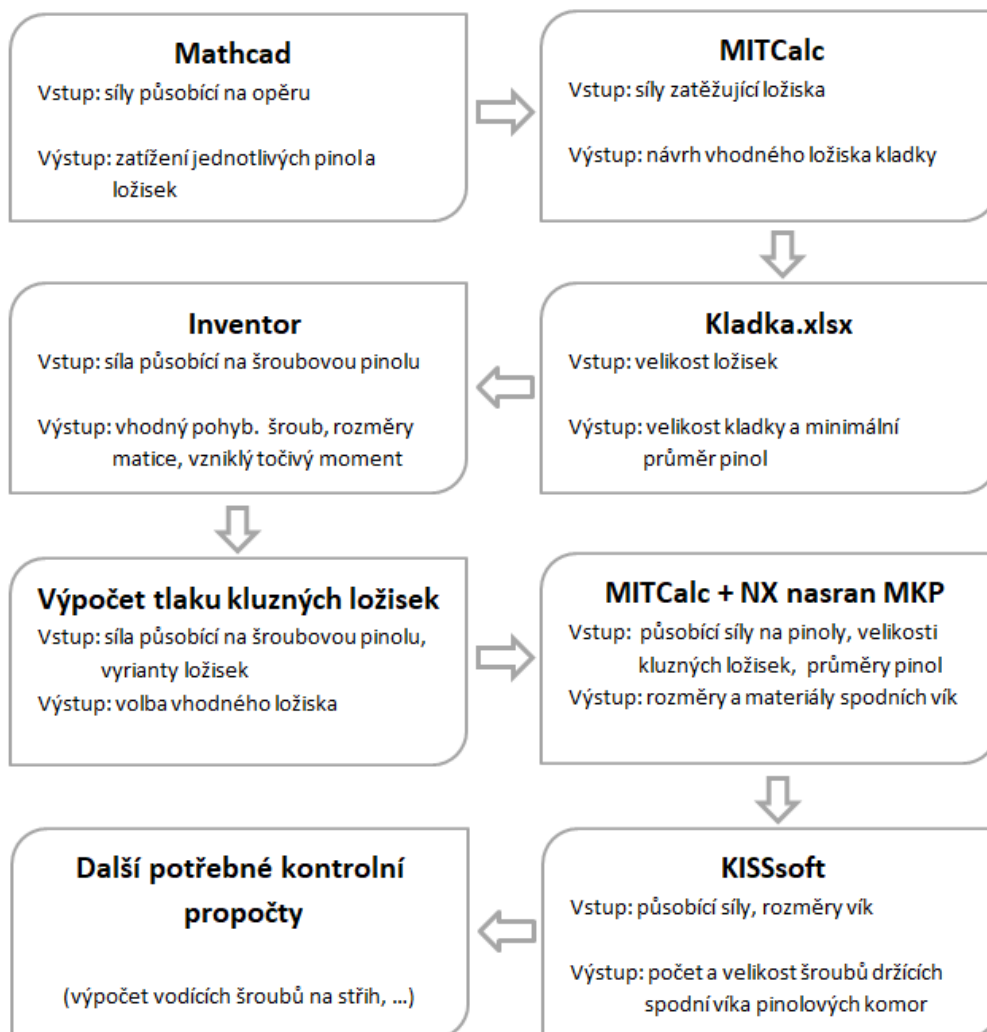
Velikost kladek se vypočetla pomocí programu kladka.xlsx na základě rozměrů ložisek, což byl klíčový údaj pro stanovení průměrů pinol.

Jako další bylo potřeba stanovit parametry pohybového šroubu. Nejsnazší cesta k návržení vhodného šroubu vede přes program Inventor, který po zadání parametrů rychle určí vhodnou variantu. Pro splnění zvolené bezpečnosti lze měnit délku bronzové matice, což ale následně ovlivňuje celkovou délku pinoly a s tím i spojené rozměry rámu.

Následně se zjišťovalo, zda navržený materiál a rozměry bronzové matice dokáží přenést potřebný točivý moment, jestliže bude pouze nalisovaná přímo do pinoly.

Asi nejkritičtějším a nejsložitějším místem byl pak návrh spodního víka pohybového šroubu včetně výběru vhodných kluzných ložisek. Působí zde veliké síly a ty s sebou přinášejí obrovské hodnoty tlaku. Bylo tedy nutné vybrat velmi odolný axiální kluzný kroužek a spodní šroubové víko zkontrolovat metodou MKP. Současně se navrhovalo i spodní hydraulické víko a kontrola proběhla stejným způsobem včetně následného ověření MITCalcem.

Po znalosti tloušťek obou vík proběhl návrh jejich osmi šroubů zajišťujících bezpečné spojení s rámem v programu KISSsoft. Závěrem se uskutečnila ještě kontrola vodících šroubů na střih, statická únosnost ložiska střední pinoly, dovolené smykové napětí ve čtyřhranu na konci pohybového šroubu, výpočet potřebného točivého momentu pro vystředění obrobku a bezpečnost šroubového spoje mezi rámem a saněmi.



Obrázek 32 Postup při návrhu opěry (Zdroj: autor)

3.4.2 Výpočet zatížení jednotlivých pinol

Zatížení jednotlivých pinol bylo provedeno programem Mathcad vložení následujících parametrů.

Tabulka 6 Vstupní parametry programu Mathcad (Zdroj: autor)

Jmenovitá únosnost opěry		F_{QoM}	1000	[kN]
Maximální obvodová složka řezné síly		F_m	200	[kN]
Úhel mezi prostřední a krajní pinolou		α	45	[°]
Součinitel korekce obvodové rychlosti		k_{vK}	1	[-]
Součinitel zatížení střední pinoly		k_p	0,4	[-]
Koeficient spektra zatížení tíhou obrobku		k_{Qo}	0,5	[-]
			1	
			1	
			0,5	
			0,2	
Koeficient spektra zatížení řeznou silou	Hrubování - normálně	k_F	0,9	[-]
	Hrubování - opačně		-0,5	
	Vnitřní soustružení - normálně		0,3	
	Vnitřní soustružení - opačně		-0,3	
	Dokončování		0	
Obvodová rychlost kladky	Hrubování - normálně	v_k	200	[m/min]
	Hrubování - opačně		200	
	Vnitřní soustružení - normálně		400	
	Vnitřní soustružení - opačně		400	
	Dokončování		400	
Poměrná doba běhu		q	0,25	[-]
			0,25	
			0,2	
			0,25	
			0,25	

Podrobný výpočet s použitím zmíněných vstupních parametrů je uveden v příloze č. 1. Výstupních hodnot z programu Matchcad je hned několik.

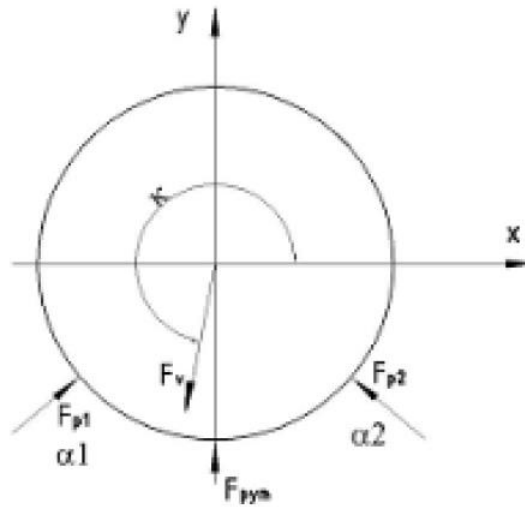
Tabulka 7 Označení a jednotky výstupních hodnot z Mathcadu (Zdroj: autor)

Výsledné zatížení opěry	F_v	[kN]
Zatížení prostřední pinoly	F_{py}	[kN]
Zatížení pinoly 1	F_{1p}	[kN]
Zatížení pinoly 2	F_{2p}	[kN]
Zatížení ložiska prostřední pinoly	F_{pyL}	[kN]
Zatížení ložiska pinoly 1	F_{L1}	[kN]
Zatížení ložiska pinoly 2	F_{L2}	[kN]
Otáčky kladky prostřední pinoly	n_{py}	[ot/min]
Otáčky kladky prostřední pinoly 1	n_{1K}	[ot/min]
Otáčky kladky prostřední pinoly 2	n_{2K}	[ot/min]
Výslednice zatížení opěry	κ_{Fv}	[°]

Tabulka 8 Výstupní hodnoty z Mathcadu (Zdroj: autor)

	Hrubování - normálně	Hrubování - opačně	Vnitřní soust. - normálně	Vnitřní soust. - opačně	Dokončování
F_v [kN]	161,443	702,567	541,199	361,796	120
F_{py} [kN]	200	400	400	200	80
F_{1p} [kN]	161,22	537,401	356,382	229,103	84,853
F_{2p} [kN]	8,485	452,548	407,294	280,014	84,853
F_{pyL} [kN]	100	200	200	100	40
F_{L1} [kN]	80,61	268,701	178,191	114,551	42,426
F_{L2} [kN]	4,243	226,274	203,647	140,007	42,426
n_{py} [ot/min]	172,1	172,1	344,1	344,1	344,1
n_{1K} [ot/min]	172,1	172,1	344,1	344,1	344,1
n_{2K} [ot/min]	172,1	172,1	344,1	344,1	344,1
κ_{Fv} [°]	228,013	265,101	273,814	275,711	270

Výstupní síly, otáčky a úhly jsou ve spektru, což znamená, že každá obráběcí operace má svoje konkrétní výsledky. Výsledná hodnota $F_{L1,2}$ je přesně půlka z $F_{1,2p}$ z důvodu použití dvou stejných ložisek na jedné kladce. Na Obrázku 33 lze vidět příklad působení vypočtených sil.



Obrázek 33 Schéma působení sil na opěry při obrábění (Zdroj: program Mathcad)

3.4.3 Návrh ložisek

Pro návrh vhodných ložisek se použil program MITCalc. Vstupními hodnotami bylo spektrum otáček a sil zatěžujících ložisko při obrábění, což jsou výstupy výpočtu v Mathcadu z předchozího kroku. Zároveň se vyžadovalo, aby trvanlivost dosahovala alespoň 4000 hodin. Každé z ložisek je mazáno tukem.

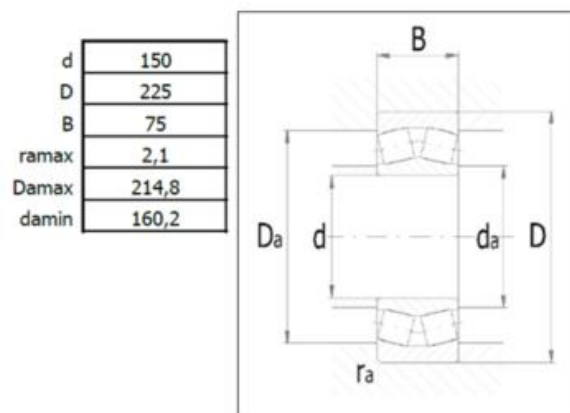
Po výběru padla volba na ložisko s označením 24030-E1-TVPB kvůli jeho výborným parametrům při malých rozměrech. Podrobné výpočty jsou přiloženy jako příloha 2,3,4.

Modifikovaná trvanlivost (L_{mh}):

- Pinola 1 $L_{mh} = 4565$ [h]
- Pinola 2 $L_{mh} = 4933$ [h]
- Prostřední pinola $L_{mh} = 6932$ [h]

Všechna vypočtená $L_{mh} > 4000$ [h]

Ložisko vyhovuje!



ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
115	150,0	225,0	75,0	815000	1250000	1700	2400	24030-E1-TVPB

Obrázek 34 Rozměry a parametry ložiska 24030-E1-TVPB (Zdroj: program MITCalc)

3.4.4 Výpočet velikosti kladky a průměru pinoly

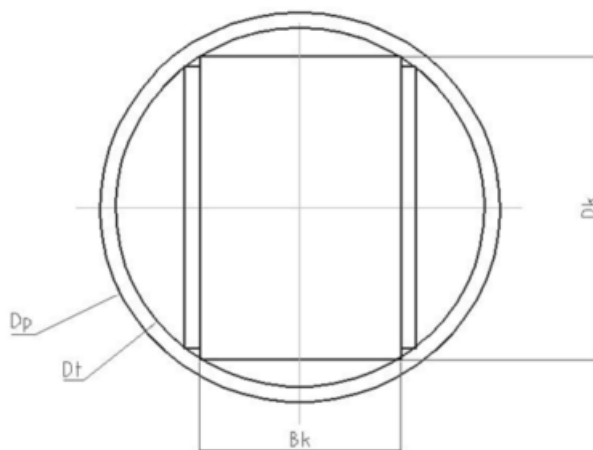
Při znalosti rozměrů ložisek lze určit rozměry kladky. Pro návrh použijeme šířku a vnější průměr navrhnutých ložisek programem MITCalc.

Výstupní hodnoty z programu MITCalc potřebné pro výpočet:

- Vnější průměr ložiska $D = 225$ [mm]
- Šířka ložiska $B = 75$ [mm]

Po dosazení zmíněných rozměrů do vztahů z programu kladka.xlsx lze snadno vypočítat velikost kladky.

- Šířka kladky $B_k = 2 * B + 11 = 161$ [mm]
- Tloušťka bandáže $a = 0,22 * D = 49,5$ [mm]
- Průměr kladky $D_k = 2 * a + D = 324$ [mm]
- Minimální průměr tělesa kladky $D_{tmin} = \sqrt{B_k^2 + D_k^2} = 361,797$ [mm]
- Minimální průměr kladky $D_{pmin} = D_{tmin} + 10 = 371,797$ [mm]
- Skutečný průměr tělesa kladky $D_t = 390$ zvoleno z konstrukčních důvodů
- Skutečný průměr pinoly $D_p = D_t + 10 = 400$ [mm]



Obrázek 35 Znázornění počítaných rozměrů kladky a pinoly (Zdroj: program kladka.xlsx)

3.4.5 Návrh pohybového šroubu

Pro výpočet jsou důležitými vstupními parametry maximální síla zatěžující pinolu, kterou lze vyčíst z výsledků programu Mathcad, zvolený průměr pinoly a potřebný posuv pinol.

Pro splnění požadované bezpečnosti je pohybový šroub navrhnout z materiálu ČSN 11 600 a matice z bronzu CuSn12.

Výpočet proběhl v softwaru Autodesk Inventor.

Zadané hodnoty do programu:

- maximální axiální síla $F = F_{1p}$ (Hrubování – opačně) = 537 401 [N]
- koeficient tření v závitu $f_1 = 0,150$ [-]
- vnější průměr trapézového závitu $d = 130$ [mm]
- výška bronzové matice $H = 320$ [mm]
- maximální délka šroubu $L = 761$ [mm]
- dovolený tlak v závitu $P_A = 13$ [MPa] [9]
- koeficient bezpečnosti $k_s = 3$ [-]

Results	
L_{red}	761,000 mm
η	0,299 ul
λ	25,797 ul
σ_t	63,751 MPa
τ_k	31,492 MPa
σ_{red}	83,901 MPa
σ_R	285,558 MPa
σ_E	3055,214 MPa
σ_J	306,881 MPa
p_c	12,081 MPa
k_v	3,754 ul
α	3,36 deg

Obrázek 36 Výpočet pohybového šroubu program Autodesk Inventor (Zdroj: autor – program Inventor)

Výsledkem výpočtu bylo potvrzeno, že šroub TR 130x24 o délce 761 mm společně s bronzovou maticí **vyhovují s bezpečností 3,754**.

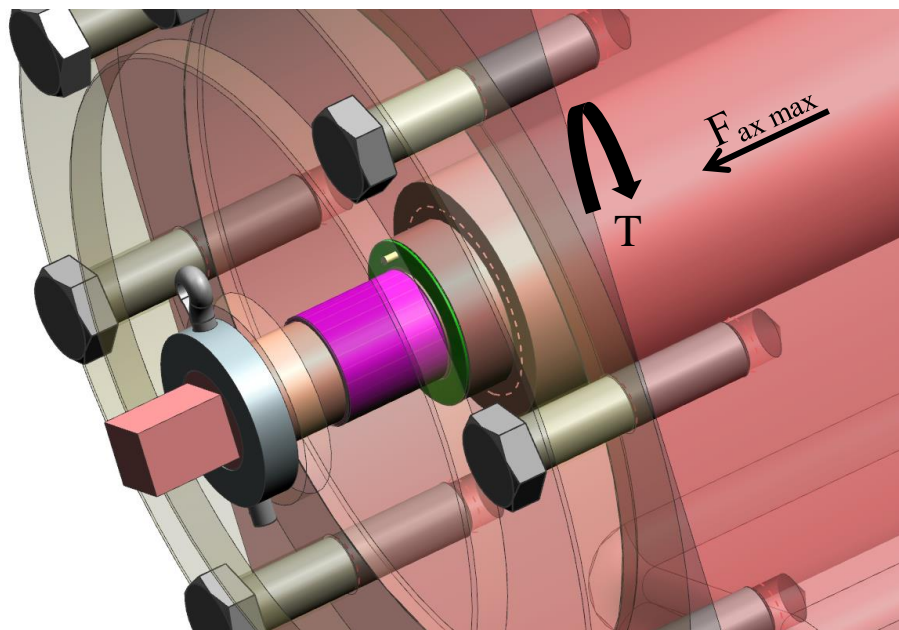
Je také důležité zmínit, že v dalších výpočtech bude vyžadován točivý moment vzniklý ve šroubu následkem axiálního zatížení. Výstupem z této provedené operace je tedy také kroutící moment T .

$$- \quad T = 6875,488 \text{ [Nm]}$$

3.4.6 Výpočet tlaku působícího na axiální ložisko

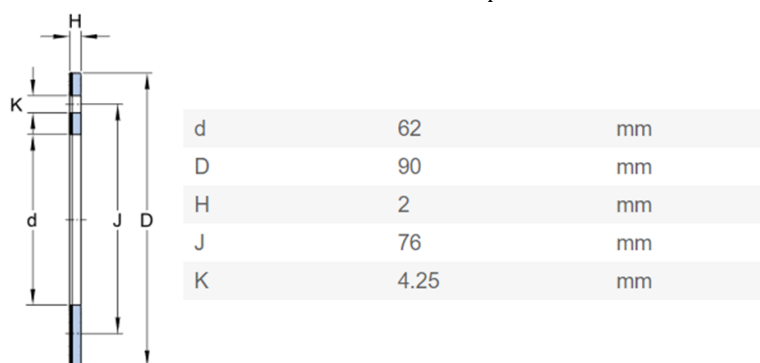
Tlak na axiální kluzný kroužek lze vypočítat jako podíl maximální axiální síly od pohybového šroubu vypočtenou programem Mathcad v prvním kroku, a plochy mezikruží ložiska.

$$- \quad F_{ax \max} = F_{1p} \text{ (Hrubování – opačně)} = 537\,401 \text{ [N]}$$



Obrázek 37 Síla působící na kluzný axiální kroužek (Zdroj: autor)

- plocha kluzného axiálního kroužku = $S_{\text{kroužku}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 3,342 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$



Obrázek 38 Rozměry axiálního kluzného kroužku (Zdroj: <https://www.skf.com>)

Při výběru ložisek padla volba na výrobek od firmy SKF s označením PCMW 629002 E. Hodnota dovoleného tlaku dle výrobce činí 250 MPa.

$$p = \frac{F_{ax \max}}{S_{\text{kroužku}}} = 160,802 \text{ [MPa]}$$

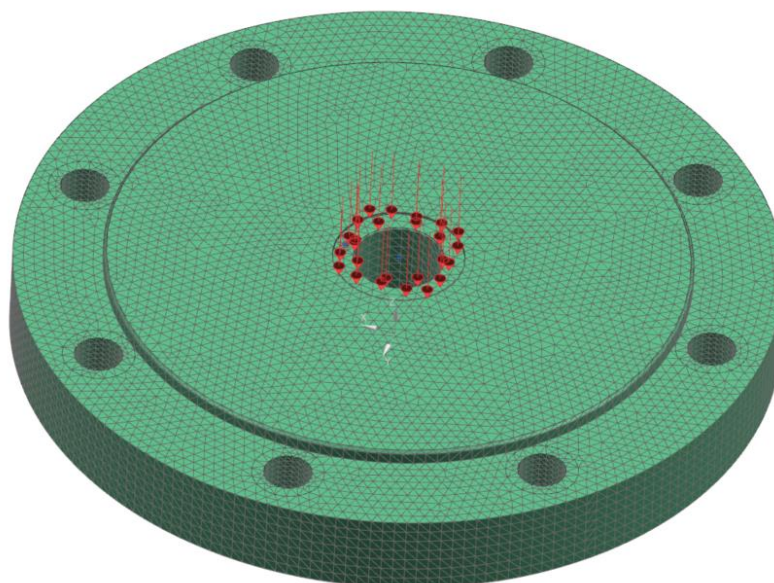
$p_{\text{dovolené}} > p$ **Vyhovuje!**

3.4.7 Návrh a kontrola spodního víka pohybového šroubu

Kvůli vysokým hodnotám tlaku působících na spodní víko pohybového šroubu je nutné provést návrh tloušťky víka a vhodného materiálu, aby byla zajištěna dostatečná bezpečnost konstrukce. Pro výpočet a kontrolu návrhu byla využita metoda MKP v programu Siemens NX Nasran.

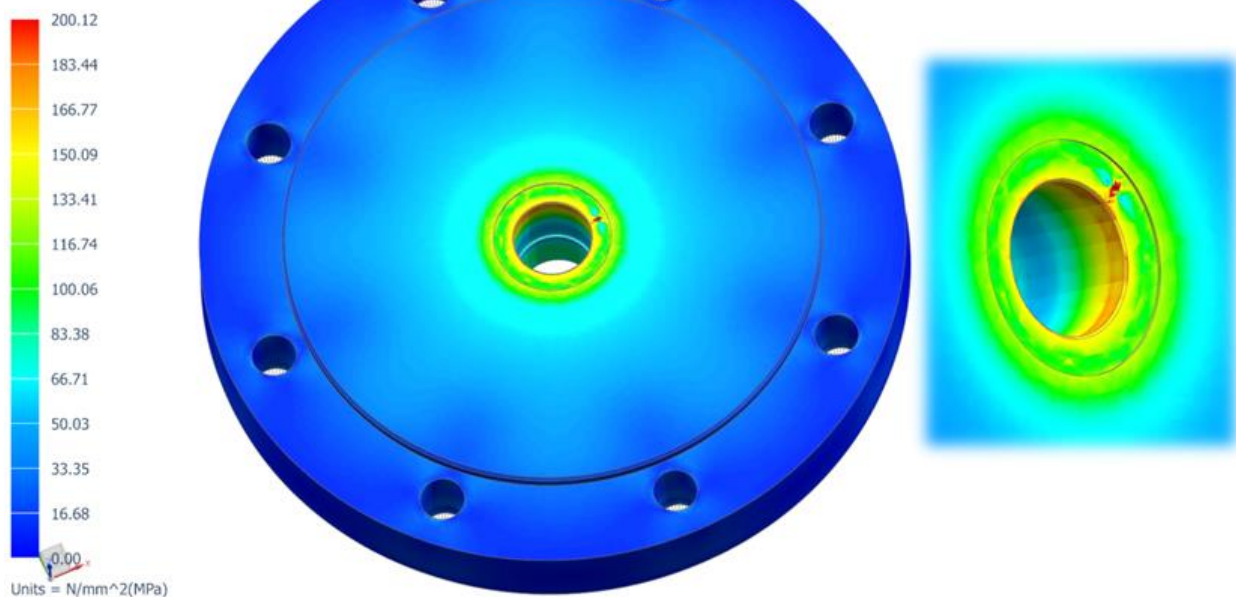
Vstupní hodnotou je maximální axiální síla $F_{ax \max} = 537\,401 \text{ [N]}$ působící na spodní víko od pohybového šroubu, která vychází z prvního výpočtu programu Mathcad.

Na kontrolovaný díl byla aplikována síť typu 3D Tetrahedra. Zatížení působí ve středu v místě axiálního kluzného kroužku. Spodní strana je zafixována za osm mezikruží, které znázorňují dosedací plochu hlavy šroubu M30 přitahující víko k rámu.



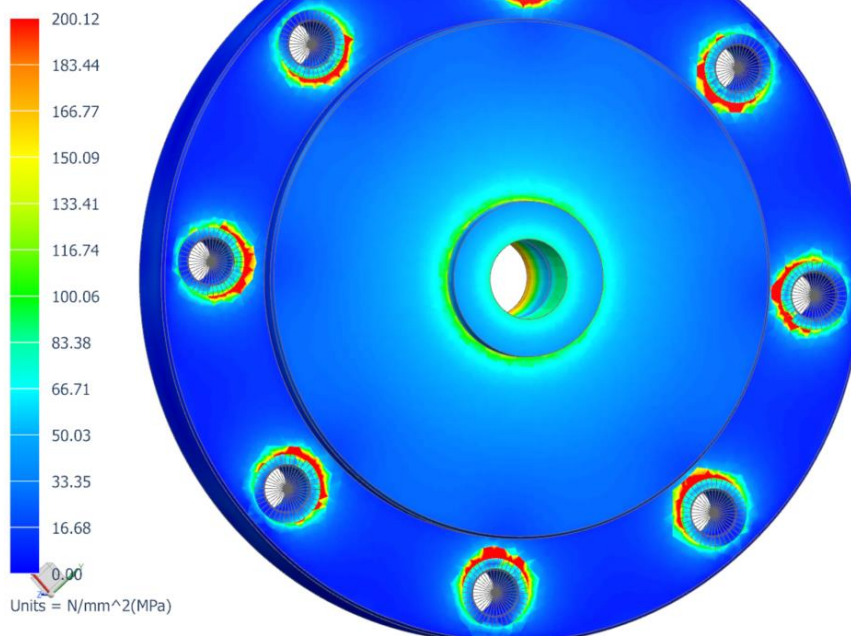
Obrázek 39 Síť a zatížení spodního šroubového víka při MKP výpočtu (Zdroj: autor)

spodni viko_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.26, Max : 669.12, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 40 Napětí ve spodním šroubovém víku s detailem plochy pro axiální kluzný kroužek (Zdroj: autor)

spodni viko_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises
Min : 0.26, Max : 669.12, Units = N/mm²(MPa)
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obrázek 41 Napětí na vnější straně spodního šroubového víka (Zdroj: autor)

Z obrázků vyplývá, že největší napětí ohrožující konstrukci se nachází v okolí díry určené pro uložení axiálního kluzného kroužku a má hodnotu 175 MPa.

Na spodní straně je vidět v okolí děr šroubů napětí dosahující vysokých hodnot následkem lokálního otlacení i přesto, že zde bylo navrženo osm šroubů, které přitahují víko k rámu. Tyto oblasti neohrožují funkčnost ani bezpečnost konstrukce, lze je tedy přehlížet.

K maximální deformaci při hrubovací operaci dochází ve středu víka. Hodnota prohnutí způsobená silou $F_{ax \ max}$ činí 0,125 mm, což nijak neovlivní funkčnost víka. Lze říci, že navržená tloušťka o velikosti 105 mm je dostačující.

Vzhledem k dostupnosti polotovarů je nejlepší možnou volbou materiál ČSN 11 523.0, který má stanovenou minimální hodnotu kluzu $R_{e \ min}$ na 333 MPa.

Výpočet bezpečnosti k

- maximální hodnota napětí $\sigma_{max} = 175 \text{ MPa}$
- minimální mez kluzu materiálu víka $R_{e \ min} = 333 \text{ MPa [5]}$

$$k = \frac{R_{e \ min}}{\sigma_{max}} = 1,903 \text{ [-]}$$

Bezpečnost víka je dostačující!

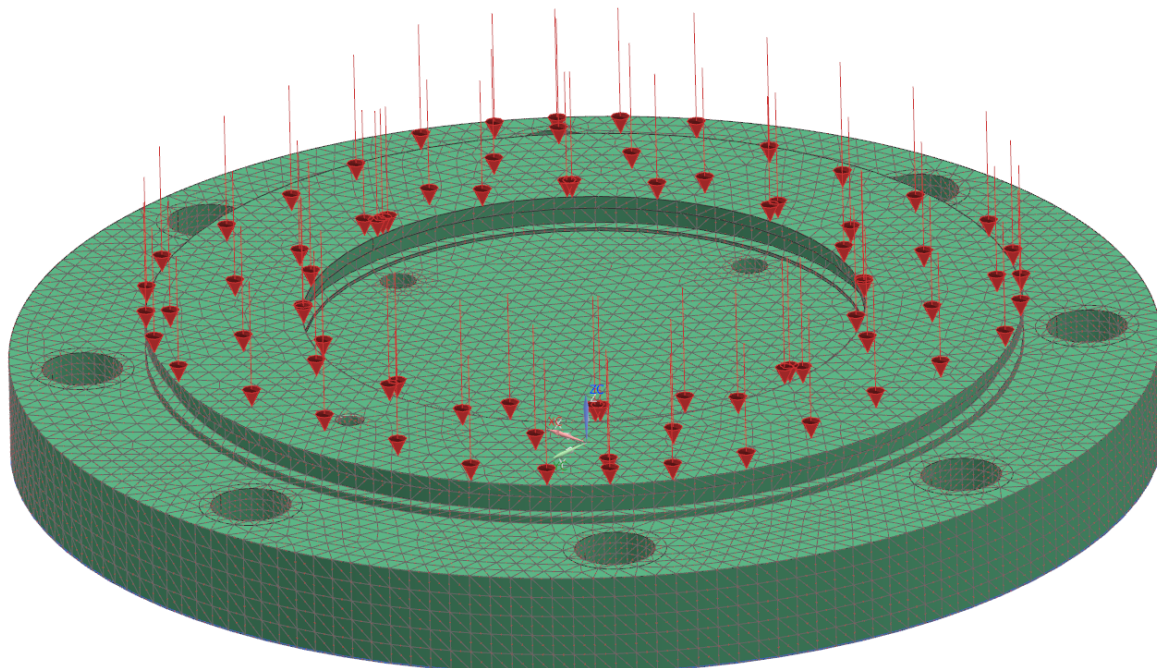
3.4.8 Návrh a kontrola spodního hydraulického víka

Podobně jako při návrhu a kontrole spodního šroubového víka byl použit program Siemens NX Nasran pro zjištění vzniklého napětí a deformace spodního hydraulického víka.

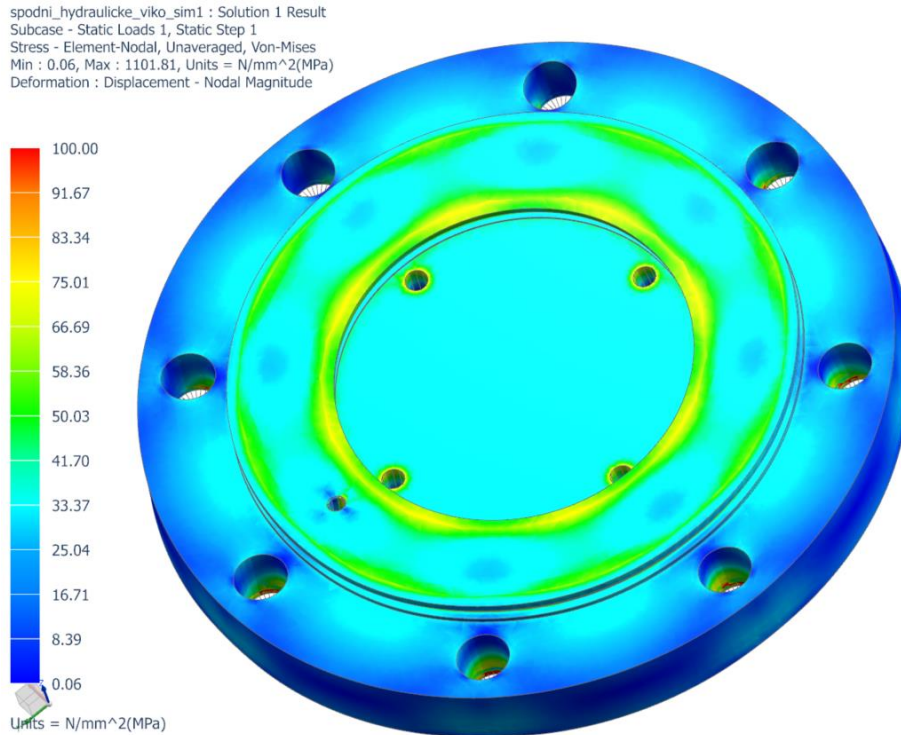
Vstupní parametr je síla od střední pinoly, která je při středění obrobku na chvíli zatížena celou tíhou polotovaru. Jako nejvyšší hodnotu zatížení střední pinoly tedy lze uvažovat maximální tíhu obrobku $Q_{obrobku} = 1000 \text{ kN}$ danou zadáním bakalářské práce, ta se pak přes hydraulický olej přenesou na spodní hydraulické víko.

Dostatečně pevné přichycení k rámu zajišťuje osm šroubů ISO 4017 M36x130.

Pro simulaci byla na víko aplikována síť typu 3D Tetrahedra. Zatížená kapalina působí pouze na plochu mezikruží. Ze spodní strany je díl zafixován za všech osm mezikruží, které mají rozměry shodné s dosedací plochou hlavy šroubu.



Obrázek 42 Zasiťované a zatížené spodní hydraulické víko (Zdroj: autor)



Obrázek 43 Výsledné napětí spodního hydraulického víka (Zdroj: autor)

Z obrázku vyplívá, že nejvyšší hodnota napětí, která by mohla ovlivnit či poškodit součást dosahuje hodnot přibližně 78 MPa. Materiálem víka je také ČSN ČSN 11 523.0 kvůli dobré dostupnosti takto velkých polotovarů.

Na spodní straně se opět objevily místy vysoké hodnoty tlaku od lokálních otlacení pod hlavami šroubů, to však neovlivňuje bezpečnost a funkci konstrukce. Největší deformace se nachází uprostřed víka a má hodnotu 0,122 mm, což nijak neovlivňuje funkčnost víka.

Výpočet bezpečnosti k

- maximální hodnota napětí $\sigma_{\max} = 78 \text{ MPa}$
- minimální mez kluzu materiálu víka $R_{e \min} = 333 \text{ MPa [5]}$

$$k = \frac{R_{e \min}}{\sigma_{\max}} = 4,27 \text{ [-]}$$

Bezpečnost víka je dostačující!

Kontrola se provedla také pomocí programu MITCalc v sekci desky. Po zadání parametrů víka a zatížení vyšlo maximální napětí 84,76 MPa. Při porovnání hodnoty σ_{\max} vypočtenou MITCalcem a metodou MKP lze říci, že jsou si výsledky velmi podobné a víko je tedy navrženo s dostatečnou bezpečností. Odlišnost hodnot je způsobena různým typem výpočtu a složitým tvarem víka, který není možný v Mitcalcu přesně zadefinovat.

3.4.9 Návrh a kontrola šroubů spodního šroubového víka

Maximální axiální zatížení $F_{ax \max}$ působící na spodní šroubové víko má hodnotu 537 401 [N]. To je přitahováno osmi šrouby ISO 4014 – 8.8 M30x140 k rámu a lze tedy říci, že každý ze šroubů je zatížen 67 175,125 [N].

Podrobný výpočet šroubového spoje v programu KISSsoft je přiložen v příloze č.6. Každý ze šroubů musí být utažen momentem v rozmezí od 275,00 Nm do 495,00 Nm. Bezpečnost spoje při dotažení na nejvyšší dovolenou hodnotu vyšla 2,73. **Vyhovuje!**

3.4.10 Návrh a kontrola šroubů spodního hydraulického víka

Spodní hydraulické víko může být zatíženo celou tíhou obrobku, která dosahuje hodnot až 1000 kN. Pro výpočet bezpečnosti šroubového spoje, kterým je víko přitaženo k rámu, se nejvyšší celkové zatížení podělilo číslem osm, což vyjadřuje počet šroubů ISO 4017 – 8.8 M36x130 držících víko. Zatížení jednoho šroubu pak vychází 125 kN.

Podrobný výpočet šroubového spoje v programu KISSsoft je přiložen v příloze č.7. Každý ze šroubů musí být utažen momentem v rozmezí od 572,73 Nm do 1030,92 Nm. Výsledná bezpečnost při dotažení na nejvyšší dovolenou hodnotu vyšla 2,24. **Vyhovuje!**

3.4.11 Kontrola vodících šroubů na stříh

Vstupním parametrem pro kontrolu vodících šroubů na stříh je točivý moment T, který vznikl vlivem zatížení bočních pinol. Jeho velikost 6 875,488 Nm byla vypočtena programem Inventor Autodesk při návrhu pohybového šroubu v kapitole 3.4.5.

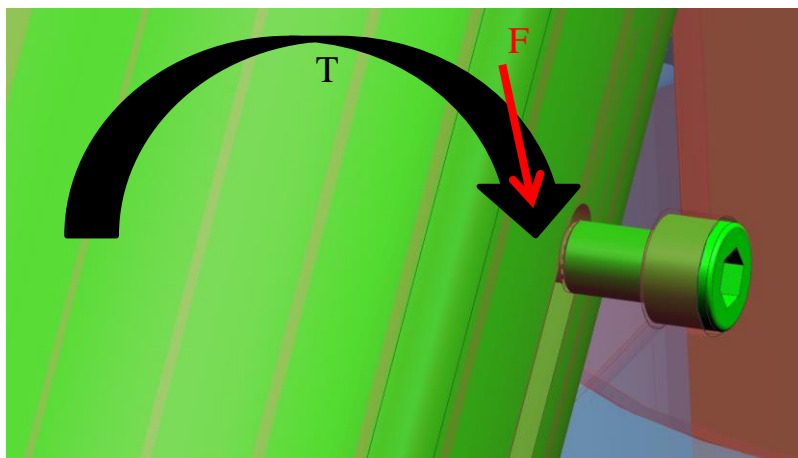
Vodící šroub pevnostní třídy 12.9 má v místě namáhaném na stříh průměr 26 mm. Dle knihovny v programu MITCalc je mez pevnosti v tahu šroubu 1220 MPa.

Vstupní hodnoty pro výpočet

- | | |
|---|-----------------------------------|
| - točivý moment | $T = 6\,875,488 \text{ Nm}$ |
| - mez pevnosti v tahu vodícího šroubu | $R_m = 1220 \text{ MPa}$ |
| - průměr pinoly | $D = 400 \text{ mm}$ |
| - kritický průměr šroubu v místě stříhu | $d_{\text{krit}} = 26 \text{ mm}$ |
| - koeficient bezpečnosti | $k = 5 [-]$ |

Výpočet

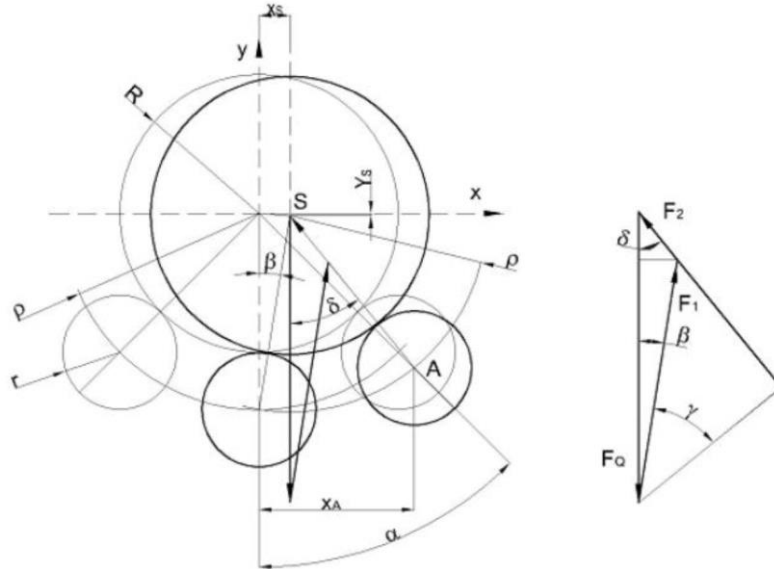
- | | |
|---|---|
| - dovolené napětí šroubu v tahu | $\sigma_D = \frac{R_m}{k} = 244 \text{ MPa}$ |
| - dovolené smykové napětí ve vodícím šroubu | $\tau_D = \sigma_D * 0,65 = 158,60 \text{ MPa}$ |
| - síla působící na vodící šroub | $F = \frac{T * 2}{d} = 34\,377,44 \text{ Nm}$ |
| - kritická plocha vodícího šroubu namáhaná na stříh | $S_{\text{krit}} = \frac{\pi * d_{\text{krit}}^2}{4} = 530,93 \text{ mm}^2$ |
| - smykové napětí ve vodícím šroubu | $\tau = \frac{F}{S_{\text{krit}}} = 64,75 \text{ MPa}$ |
| - bezpečnost $k = \frac{\tau_D}{\tau} = 2,45$ | Pohybový šroub vyhovuje! |



Obrázek 44 Síla působící na posuvový šroub (Zdroj: autor)

3.4.12 Výpočet síly potřebné k vystředění obrobku

Při ukládání obrobku jsou všechny pinoly vytaženy do požadované výšky v závislosti na průměru obrobku. Před samotným začátkem soustružení je ale nutné, aby byl obrobek přesně vystředěn. Tuto operaci provede jedna z bočních pinol, pomocí pohybové šroubu se vyvine síla F_2 , která zatlačí na obrobek a posune ho tak do přesného středu souřadnicového systému X-Y. Síly působící při středění obrobku jsou znázorněny na Obrázku 45.



Obrázek 45 Síly působící při středění obrobku (Zdroj: <https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/25267>)

Vstupní hodnoty pro výpočet

- | | |
|--|--|
| - poloměr obrobku | $R = 400 \text{ mm}$ |
| - poloměr kladky | $r = 162 \text{ mm}$ |
| - odchylna osy obrobku ve směru x | $x_s = 10 \text{ mm}$ |
| - odchylna osy obrobku ve směru y | $y_s = 0 \text{ mm} - \text{zanedbávám}$ |
| - maximální tíha obrobku působící na opěru | $F_Q = 1000 \text{ kN}$ |
| - úhel mezi střední a bočními pinolami | $\alpha = 45^\circ$ |
| - tangens úhlu α | $k = \text{tg } 45^\circ = 1$ |

Výpočet

$$\rho = R + r = 562 \text{ mm}$$

$$x_A = \frac{x_s}{1+k^2} + \sqrt{\left(\frac{x_s}{1+k^2}\right)^2 - \frac{x_s^2 - \rho^2}{1+k^2}} = 402,36 \text{ mm}$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{x_A - x_s}{\rho}\right) = 44,227^\circ$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{x_s}{\rho}\right) = 1,019^\circ$$

$$\gamma = \left(\frac{\pi}{2} - \delta - \beta\right) = 44,754^\circ$$

- síla od spodní pinoly $F_1 = \frac{\cos(\beta+\gamma)}{\cos(\gamma)} * F_Q = 982\,210 \text{ N}$

- síla od boční pinoly $F_2 = \frac{F_Q \cdot \cos(\beta) * F_1}{\cos(\delta)} = 25\,043 \text{ N}$

3.4.13 Kontrola spodního čtyřhranu pohybového šroubu

Pro vystředění obrobku je potřeba působit kroutícím momentem $M_{\text{potřebný}}$ na spodní čtyřhran pohybového šroubu, aby byla vyvinuta síla $F_2 = F_{\text{ax středící}}$ potřebná k posunutí obráběného kusu do středu souřadnicového systému. Kritickým místem namáhaným na krut je již zmíněný spodní čtyřhran, a je proto důležité provést kontrolu pro namáhání krutem.

Vlivem axiálního zatížení vypočteném v kapitole 3.4.12 je pohybový šroub namáhan kroutícím momentem o velikosti 320,399 Nm. Tato hodnota byla vypočtena programem Inventor Autodesk a podrobný výpočet je přiložen jako příloha č. 8.

Odpor, který je také při otáčení potřeba překonat vzniká v axiálním kluzném kroužku vlivem síly $F_{\text{ax středící}}$ a tření. Tento odporový točivý moment bude označován jako $M_{\text{odporový}}$.

Vstupní hodnoty pro výpočet

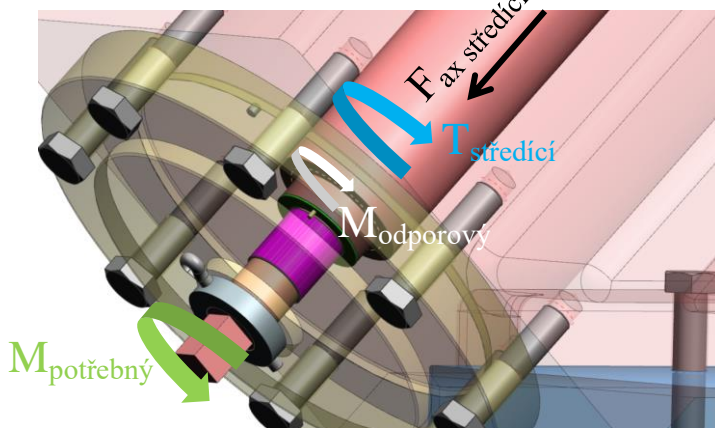
- axiální zatížení pohybového šroubu	$F_2 = F_{\text{ax středící}} = 25\,043\text{ N}$
- kroutící moment v pohybovém šroubu	$T_{\text{středící}} = 320,399\text{ Nm}$
- mez kluzu materiálu šroubu ČSN 11 600	$R_e = 295\text{ MPa [5]}$
- délka strany čtyřhranu	$a = 35\text{ mm}$
- koeficient tření kluzného axiálního kroužku	$f = 0,1$
- vnější průměr axiálního kroužku	$D = 90\text{ mm}$
- vnitřní průměr axiálního kroužku	$d = 62\text{ mm}$

Výpočet

- třecí síla	$F_t = F_{\text{ax středící}} * f = 2\,504,3\text{ N}$
- rameno třecí síly	$r = \left(\frac{D-d}{4} + \frac{d}{2}\right) = 3,8 * 10^{-2}\text{ m}$
- odporový kroutící moment	$M_{\text{odporový}} = F_t * r = 95,16\text{ Nm}$
- kroutící moment potřebný pro otáčení	$M_{\text{potřebný}} = M_{\text{odporový}} + T = 415,56\text{ Nm}$
- dovolené napětí v tahu	$\sigma_D = \frac{R_e}{1,7} = 173,53\text{ MPa}$
- dovolené smykové napětí	$\tau_D = \sigma_D * 0,65 = 112,79\text{ MPa}$
- modul průřezu v krutu čtyřhranu	$W_k = 0,208 * a^3 = 8,918 * 10^{-6}\text{ m}^3 [5]$
- smykové napětí ve čtyřhranu	$\tau = \frac{M_{\text{celkový}}}{W_k} = 46,60\text{ MPa}$

$$k = \frac{\tau_D}{\tau} = 2,42$$

Bezpečnost čtyřhranu je dostačující!



Obrázek 46 Znáznornění působících momentů při středění obrobku (Zdroj: autor)

Výsledná hodnota potřebného momentu $M_{\text{potřebný}}$ není příliš vysoká a lze ji vyvinout ručně za pomoci odolnější ráčny s delší rukojetí a nástavcem na čtyřhran o stranách 35 mm. Vhodnou volbou pro pohodlné otáčení pohybovým šroubem je například teleskopická ráčna HAZET 1/2“.

3.4.14 Kontrola nalisování závitové vložky pinoly

Cílem této kontroly je zjistit, zda vložka z bronzu CuSn12 přenesení kroucí moment T o velikosti 6875,488 N, který vznikl vlivem působení maximální tíhy obrobku a řezné síly. Hodnota točivého momentu byla vypočtena programem Inventor Autodesk v kapitole 3.4.5.

Vstupní hodnoty pro kontrolu lisovaného spoje programem MITCalc:

- | | |
|--|-------------------------------------|
| - kroucí moment | $T = 6875,488 \text{ Nm}$ |
| - průměr díry bronzové závitové vložky | $d_0 = 103,600 \text{ mm}$ |
| - vnější průměr závitové vložky | $d = 250 \text{ mm}$ |
| - vnější průměr pinoly | $D = 400 \text{ mm}$ |
| - délka bronzové vložky | $L = 320 \text{ mm}$ |
| - drsnosti povrchu bronzové vložky | $R_{aS} = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$ |
| - drsnost povrchu díry | $R_{aH} = 1,6 \text{ } \mu\text{m}$ |

Výstup kontroly:

Lisovaný spoj **vyhovuje** a je navržen tak, že bezpečnost proti prokluzu vychází 2,58. Detailní výstup včetně návrhu uložení, kontroly na otlačení z programu MITCalc je přiložen v příloze číslo 9.

3.4.15 Výpočet potřebného tlaku hydrauliky prostřední pinoly

Při středění obrobku musí být hydraulická pinola schopna udržet celou maximální dovolenou tíhu obrobku, ta byla stanovena zadáním na 1000 kN.

Hydraulický olej je přiváděn dírou ve spodním víku prostřední pinoly a tím, že tlačí na spodní mezikruhovou stěnu pinoly způsobuje její výsuv ven.

Potřebný tlak kapaliny pro udržení zatížení lze spočítat jako maximální dovolené zatížení pinoly podělené plochou spodního mezikruží.

Vstupní hodnoty pro výpočet

- | | |
|---|--|
| - vnější průměr pinoly | $D_{\text{pinoly}} = 420 \text{ mm}$ |
| - vnitřní průměr pinoly | $d_{\text{pinoly}} = 270 \text{ mm}$ |
| - síla působící na pinolu od tíhy obrobku | $F_{\text{obrobku}} = 1000 \cdot 10^3 \text{ N}$ |

Výpočet

- | | |
|----------------------------|---|
| - plocha mezikruží pinoly | $S_{\text{pinoly}} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 81\,288,710 \text{ mm}^2$ |
| - potřebný tlak hydrauliky | $p_{\text{potř}} = \frac{F_{\text{obrobku}}}{S_{\text{pinoly}}} = 12,302 \text{ MPa}$ |

Tlaku o velikosti 12,302 MPa lze dosáhnout pomocí běžně dostupných hydrogenerátorů. Všechna těsnění, která brání propouštění kapaliny do nesprávných míst jsou vybírána tak, aby svými parametry udávanými výrobcem vyhovovala vypočtené hodnotě tlaku s dostatečnou bezpečností.

3.4.16 Statická únosnost ložiska střední pinoly

Kontrola, zda ložiska prostřední pinoly snesou bez poškození zatížení maximální dovolenou tíhu obrobku při operaci středění, byla provedena v programu MITCalc. Je ale důležité si uvědomit, že kladka je uložena na dvou ložiskách přičemž každé z nich je tedy zatíženo pouze polovinou tíhy obrobku.

Vstupní hodnoty pro kontrolu

- síla působící na pinolu od tíhy obrobku $F_{\text{obrobku}} = 1000 \text{ kN}$
- zatížení ložiska $F_r = 0,5 * F_{\text{obrobku}} = 500 \text{ kN}$

Výstup kontroly

Valivá ložiska INA/FAG

i Výpočet bez chyb.
ii Informace o projektu

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska FAG : Soudečková ložiska s válcovou dírou

1.3 Provedení ložiska

1.4

1.5

1.6

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky n 1,0 [1/min]

1.9 Radiální zatížení Fr 500000,0 [N]

1.10 Axiální zatížení Fa 0,0 [N]

1.11 Součinitel přidavných dynamických sil 1

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska Lh 4000 [h]

1.14 Součinitel statické bezpečnosti s0 2,00

1.15 Přidavné dynamické síly

1.16 Žádné

1.17 Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10

1.22 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Ložisko
115	150,0	225,0	75,0	815000	1250000	1700	2400	24030-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost C	815000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení P	500000	[N]
2.5 Základní trvanlivost L10h	84946	[h]
2.6 Základní statická únosnost CO	1250000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení PO	500000	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti s0	2,5	
2.9 Dovolené radiální zatížení Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky nr	1700	[1/min]
2.12 Mezní otáčky nmax	2400	[1/min]
2.13 Zhrátový výkon NR	7,07	[W]
2.14 Váha ložiska g	10,2	[kg]

2.3 d 150

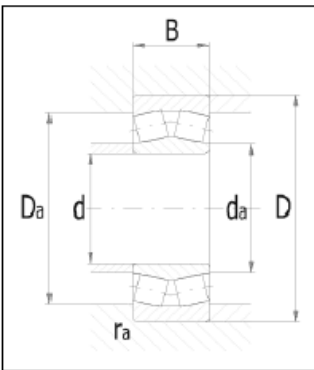
2.4 D 225

2.5 B 75

2.6 ramax 2,1

2.7 Damax 214,8

2.8 damin 160,2



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

6.0 Výpočet ložisek s kosohýlným stykem

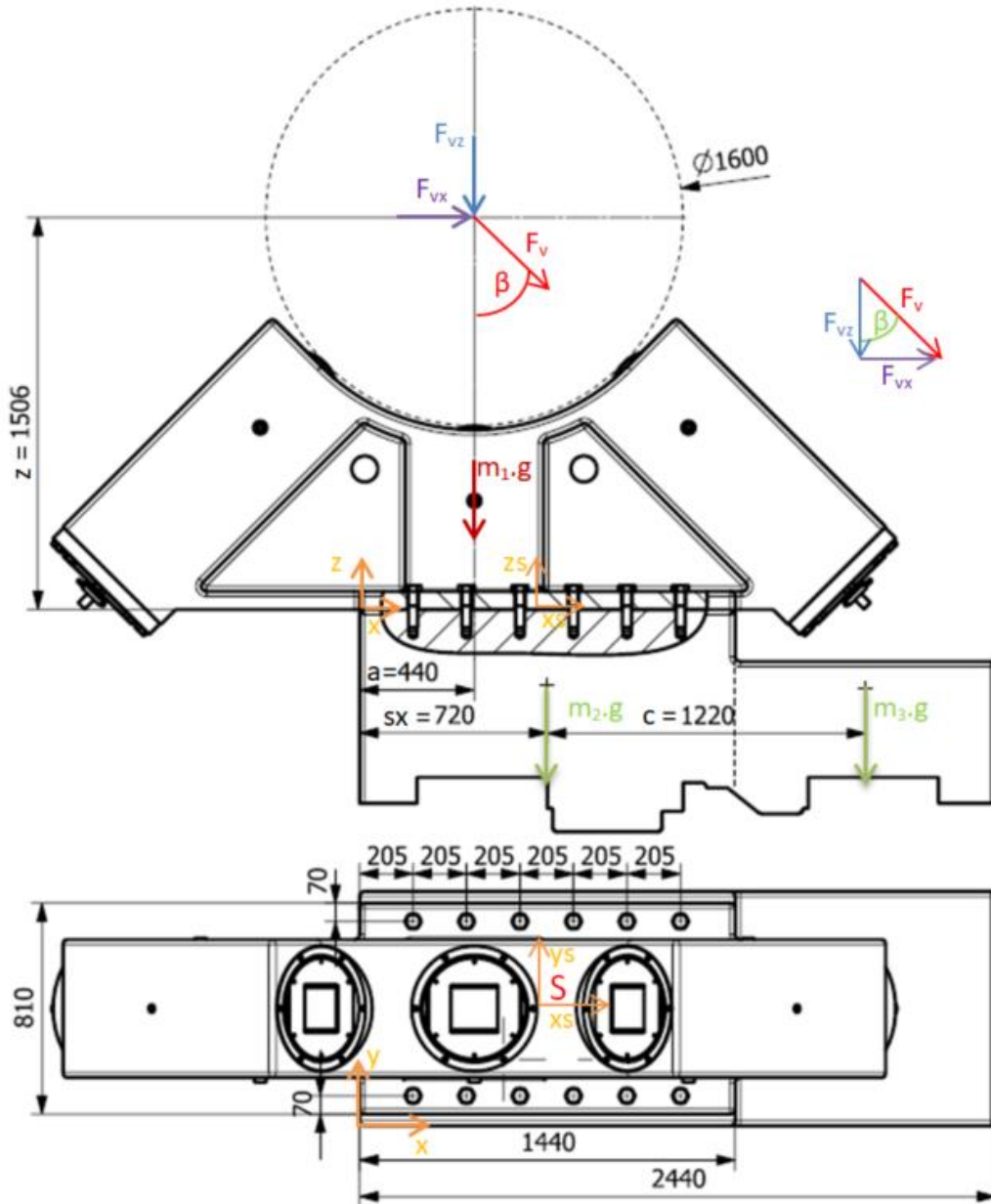
7.0 Grafický výstup, CAD systémy

Obrázek 47 Kontrola ložiska prostřední pinoly (Zdroj: autor – program MITCalc)

Součinitel statické bezpečnosti s hodnotou 2,5 vyhovuje.

3.4.17 Výpočet šroubů mezi saněmi a opěrou

Rám a saně musejí být pevně spojeny, protože řezná síla vyvinutá obráběcím nástrojem způsobuje moment, který by mohl způsobit odlehnutí desek jednotlivých částí v oblasti spoje. Šrouby musí také zajistit dostatečnou bezpečnost v případě, že se s celou konstrukcí bude manipulovat pomocí jeřábu uchyceného za dva kruhové otvory v horní části rámu.



Obrázek 48 Umístění šroubů a působících sil (Zdroj: autor)

Výpočet při působení výsledné síly vlivem obrábění

Výpočet bezpečnosti navržených dvanácti šroubů ISO 4014 M36x140 – 8.8 byl proveden v programu KISSsoft. Všechny síly potřebné k výpočtu jsou naznačeny na Obrázku 48. Vstupní hodnotou jsou výsledná síla zatěžující opěru F_v při hrubování a její výslednice κF_v . Obě hodnoty byly vypočteny programem Matchcad v kapitole 3.4.2.

Pro výpočet byla vybrána operace hrubování – normálně, protože zde působí největší točivý moment, který by mohl zapříčinit odlehnutí desek.

- výsledná síla zatěžující opěru při hrubování – normálně $F_v = 161\,443\text{ N}$
- výslednice síly F_v $\kappa F_v = 228,013\text{ [}^\circ\text{]}$
- tíha opěry $m_1 * g = 81\,096,2\text{ N}$
- tloušťka desky $t = 70\text{ mm}$

- úhel sklonu síly F_v $\beta = 270^\circ - 228,013^\circ = 41,987^\circ$
- výsledná síla ve směru x $F_{vx} = F_{Qx} = F_v * \sin(\beta) = 107\,999,2\text{ N}$
- výsledná síla ve směru y $F_{vy} = F_v * \cos(\beta) = 120\,000,0\text{ N}$
- moment ke středu S $M_{By} = F_{vx} * z * 0,001 - (F_{vy} + m_1 * g) * (s_x - a) * 0,001$
 $= 106\,339,2\text{ Nm}$

Po zadání hodnot do programu KISSsoft bylo vypočteno, že pro zamezení odlehnutí desek musí být všechny šrouby utaženy na moment v rozmezí od 655,56 Nm do 1048,90 Nm. Bezpečnost při dotažení na nejvyšší dovolenou hodnotu momentu činí 2,34. **Vyhovuje!**

Přehled všech výsledků výpočtu je přiložen v příloze č. 10.

Výpočet při zatížení tíhou saní během zavěšení na jeřábu

V případě, že je celá konstrukce zavěšena na jeřábu za dvě díry v rámu, musí být šroubový spoj s dvanácti šrouby schopen bezpečně udržet váhu saní.

- tíha větší části saní $m_2 * g = 58\,585,5\text{ N}$
- tíha menší části saní $m_3 * g = 33\,680,3\text{ N}$
- moment ke středu S $M_{By} = m_3 * g * c * 0,001 = 41\,090,0\text{ NM}$
- axiální síla zatěžující šrouby $F_{ax} = m_2 * g + m_3 * g = 92\,265,8\text{ N}$
- maximální dovolený moment utáhnutí

Program KISSsoft po zadání parametrů vypočetl, že při utažení šroubů na maximální dovolený moment 1048,90 Nm je bezpečnost spoje 2,36. **Vyhovuje!**

Přehled všech výsledků výpočtu je přiložen v příloze č. 11.

3.5 Technickoekonomické hodnocení nové konstrukce

Při návrhu se kladl velký důraz na ekonomičnost a snadnou montáž. Všechny díly byly navrženy ze snadno dostupných normalizovaných polotovarů až na rám a saně, ty budou odlévány. Oproti dosavadní opěře soustruhu SR5 se u nového návrhu ušetřilo značné množství materiálu kvůli odstranění horní části a snížení výšky saní.

Hlavní přínos nového řešení opěry je dosažení většího rozsahu upínání obrobků při nižší výšce hrotů soustruhu.

Tabulka 9 Srovnání parametrů nové a původní opěry (Zdroj: autor)

Parametr	Nové řešení opěry	Původní opěra
Výška hrotů soustruhu [mm]	2150	2500
Rozsah upínání [mm]	800 - 1600	900 - 1600

Kvůli velkému rozsahu upínaných průměrů obrobků a působení velkých sil je nutné, aby krajní pinoly měly délku 1104 mm, proto musí být saně na jedné straně sníženy o 200 mm, to však nijak neovlivní jejich funkčnost.

ZÁVĚR

V první části byl čtenáři stručně vysvětlen princip soustružení včetně jednoduchého schématu s popisem jednotlivých částí obráběcího zařízení. Mezi komponenty patří také opěra a podvalek, ty jsou následně detailně popsány.

Druhá část je zaměřena na návrh otevřené třípinolové opěry s valivými styky pro soustruh SR5 s výškou hrotů 2150 mm nad koníkovým ložem. Pro lepší představu o konstrukci jsou výpočty a text doplněny o 3D obrázky celé sestavy i jednotlivých částí, které byly vymodelovány v programu Siemens NX. Technický výkres celé sestavy a spodního šroubového víka je vložen do příloh. Postup při návrhu objasňuje přehledné schéma naznačující časový sled jednotlivých kroků. Všechny kritické součásti opěry jsou podloženy výpočty, které byly prováděny analyticky nebo za pomoci programů MITCalc, Inventor Autodesk, Mathcad a KISSsoft. Pouze na spodní víka pinol byla nutnost použít metodu MKP v programu Siemens NX Nasran kvůli složitosti jejich tvaru. Po provedení kontrolních propočtů všech kritických částí se zjistilo, že všechny tyto prvky jsou navrženy s dostatečnou bezpečností.

KNIŽNÍ PUBLIKACE

- [1]. HUDEC, Z. *Upínací prostředky rotačních součástí - učební text KOS.*, 2018.
- [2]. ŽENÍŠEK, J., KRATOCHVÍL, J., VACEK, V., B. ZIEBA. *Teorie a konstrukce výrobních strojů II (Obráběcí stroje)*. Praha : SNTL, 1988.
- [4]. HUDEC, Z. *Podvalek_opera - příloha zadání Bakalářské práce.*, 2014.
- [5]. LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly : Albra spol. s.r.o., 2017.
- [6]. KUBÍČEK, J. *Konstrukce a výpočty obráběcích strojů*. Plzeň : ZČU Plzeň, 1994.
- [7]. NĚMEC, D. *Strojírenská technologie II: Soustružení*. Praha : SNTL, 1985.
- [9]. KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E., HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 2*. Plzeň : Západočeská univerzita, 2011.

PUBLIKACE NA INTERNETU

- [3]. KONVIČKOVÁ, I. *Střední škola automobilní Kyjov*. www.sossoukyjov.cz/data/file/Strojnictvi/VY_32_INOVACE_5c/VY_32_INOVACE_5c16.pdf. [Online], 2018.
- [8]. LAŠOVÁ, V. *Home ZCU*. <http://home.zcu.cz/~lasova/ZSVS/p55.ppt>. [Online], 2003.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Schéma univerzálního soustruhu (Zdroj: [7]).....	11
Obrázek 2 Uzavřená opěra (Zdroj: http://cuehurb.com)	12
Obrázek 3 Jednotlivé části opěry (Zdroj: [8])	13
Obrázek 4 Úzká opěra (Zdroj: http://www.arobotech.com)	14
Obrázek 5 Čelist s kluzným stykem (Zdroj: http://www.palmgren.com)	15
Obrázek 6 Pinoly s valivým stykem (Zdroj: http://www.ebay.com)	15
Obrázek 7 Hydrostatické ložisko (Zdroj: [3])	16
Obrázek 8 Výsuvná čelist s opěrným valivým stykem (Zdroj: [2]).....	16
Obrázek 10 Pevná kluzná opěra velkého soustruhu s opěrnými styky kluznými, které lze zaměnit za styky valivé (Zdroj: [2]).....	17
Obrázek 9 Výsuvná čelist s opěrným kluzným stykem (Zdroj: [2]).....	17
Obrázek 11 Malá unášivá opěra (Zdroj: http://www.mini-lathe.com).....	18
Obrázek 12 Zavřená opěra s odklopitelnou horní částí (Zdroj: https://www.luenetten.de).....	19
Obrázek 13 Schéma rámu tvaru C s horní pinolou (Zdroj: [1]).....	19
Obrázek 14 Schéma rámu tvaru C s horním ramenem (Zdroj:[1])	20
Obrázek 15 Otevřená opěra (Zdroj: https://www.skodamt.com).....	20
Obrázek 16 Samostředící opěra pro CNC soustruhy a obráběcí centra (Zdroj: http://www.ladner.fr).....	21

Obrázek 17 Podvalek v řezu (Zdroj: [2])	22
Obrázek 18 Schéma soustruhu SR5 (Zdroj: [4]).....	23
Obrázek 19 Opěra soustruhu SR5 - dosavadní řešení (Zdroj: [4]).....	25
Obrázek 20 Řez soustruhem SR5 (Zdroj: sr5.dwg – příložené dokumenty k bakalářské práci)	29
Obrázek 21 Řez soustruhem SR5 s naznačenou otevřenou opěrou (Zdroj: sr5.dwg – příložené dokumenty k bakalářské práci)	29
Obrázek 22 Sestava opěry (Zdroj: autor)	31
Obrázek 23 Popis sestavy kladky (Zdroj: autor).....	31
Obrázek 24 Rozstřel sestavy kladky (Zdroj: autor)	32
Obrázek 25 Rozstřel sestavy hydraulické pinoly s popisem jednotlivých dílů (Zdroj: autor) .	33
Obrázek 26 Řez hydraulickou a šroubovými pinolami (Zdroj: autor).....	34
Obrázek 27 Princip pohybového šroubu (Zdroj: [9]).....	34
Obrázek 28 Pohybový šroub a jeho uložení ve spodním víku (Zdroj: autor)	35
Obrázek 29 Spodní šroubové víko včetně kluzných ložisek (Zdroj: autor).....	35
Obrázek 30 Spodní hydraulické víko s vnitřním hydraulickým válcem (Zdroj: autor)	36
Obrázek 31 Rám opěry (Zdroj: autor).....	37
Obrázek 32 Postup při návrhu opěry (Zdroj: autor).....	38
Obrázek 33 Schéma působení sil na opěry při obrábění (Zdroj: program Mathcad).....	41
Obrázek 34 Rozměry a parametry ložiska 24030-E1-TVPB (Zdroj: program MITCalc)	41
Obrázek 35 Znárodnění počítaných rozměrů kladky a pinoly (Zdroj: program kladka.xlsx)..	42
Obrázek 36 Výpočet pohybového šroubu program Autodesk Inventor (Zdroj: autor – program Inventor)	43
Obrázek 37 Síla působící na kluzný axiální kroužek (Zdroj: autor)	43
Obrázek 38 Rozměry axiálního kluzného kroužku (Zdroj: https://www.skf.com).....	44
Obrázek 39 Síť a zatížení spodního šroubového víka při MKP výpočtu (Zdroj: autor)	44
Obrázek 40 Napětí ve spodním šroubovém víku s detailem plochy pro axiální kluzný kroužek (Zdroj: autor).....	45
Obrázek 41 Napětí na vnější straně spodního šroubového víka (Zdroj: autor).....	45
Obrázek 42 Zasít'ované a zatížené spodní hydraulické víko (Zdroj: autor).....	46
Obrázek 43 Výsledné napětí spodního hydraulického víka (Zdroj: autor)	47
Obrázek 44 Síla působící na posuvový šroub (Zdroj: autor)	48
Obrázek 45 Síly působící při středění obrobku (Zdroj: https://dspace5.zcu.cz/handle/11025/25267)	49

Obrázek 46 Znárodnění působících momentů při středění obrobku (Zdroj: autor)	50
Obrázek 47 Kontrola ložiska prostřední pinoly (Zdroj: autor – program MITCalc)	52
Obrázek 48 Umístění šroubů a působících sil (Zdroj: autor)	53

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Technické parametry stroje (Zdroj: [4]).....	24
Tabulka 2 Technické parametry Opěry I (Zdroj: [4])	26
Tabulka 3 Technické parametry Opěry II (Zdroj: [4]).....	26
Tabulka 4 Technické parametry opěry a stroje (Zdroj: zadání bakalářské práce)	28
Tabulka 5 Příložená dokumentace pro konstrukci (Zdroj: zadání bakalářské práce)	28
Tabulka 6 Vstupní parametry programu Mathcad (Zdroj: autor)	39
Tabulka 7 Označení a jednotky výstupních hodnot z Mathcadu (Zdroj: autor).....	40
Tabulka 8 Výstupní hodnoty z Mathcadu (Zdroj: autor)	40
Tabulka 9 Srovnání parametrů nové a původní opěry (Zdroj: autor)	54

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	Výpočet sil v programu Mathcad
Příloha č. 2	Návrh ložiska pinoly 1 v programu MITCalc
Příloha č. 3	Návrh ložiska pinoly 2 v programu MITCalc
Příloha č. 4	Návrh ložiska prostřední pinoly v programu MITCalc
Příloha č. 5	Kontrola spodního víka hydraulické pinoly v programu MITCalc
Příloha č. 6	Návrh a kontrola šroubů spodního víka šroubové pinoly v programu KISSsoft
Příloha č. 7	Návrh a kontrola šroubů spodního víka hydraulické pinoly v programu KISSsoft
Příloha č. 8	Výpočet kroutícího momentu působícího na vodící šroub při středění obrobku
Příloha č. 9	Kontrola nalisování bronzové matice pohybového šroubu ve šroubové pinole
Příloha č.10	Návrh a kontrola šroubů mezi rámem opěry a saněmi při operaci hrubování – normálně
Příloha č. 11	Kontrola šroubů mezi rámem opěry a saněmi při přenášení konstrukce
Příloha č. 12	Výkres spodního víka šroubové pinoly (KKS-BP-01-04)
Příloha č. 13	Výkres sestavy opěry (KKS-BP-02-01, KKS-BP-02-02)

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet sil v programu Mathcad

KKS/KVS, KOS

Opěra otevřená typu 2+1m(spodní pinola s nastavením síly)

Zdeněk Hudec

Západočeská univerzita v Plzni, 2015

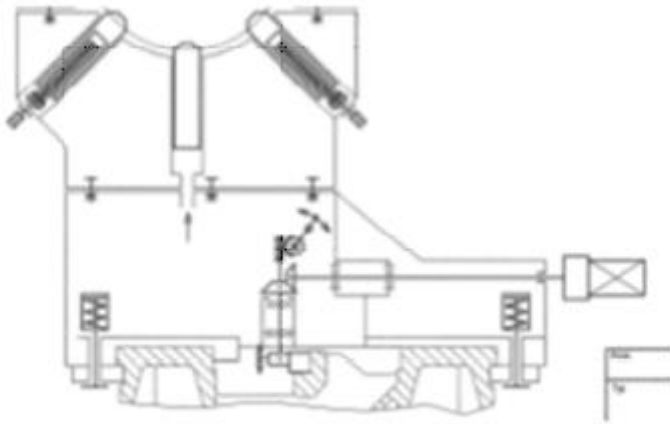
Obsah

- 1 Spektrum zatizeni**
- 1.1 Nastaveni sily stredni pinoly**
- 1.2 Vyslednice zatizeni opery**
- 2 Souradnice polohy pinoly**
- 3 Zatizeni pinol $i = 1..n$ pri zatizeni opery spektrem sil $F_{vj}, \kappa_j, j = 1..m$**
- 3.1 1. hrubovani**
- 3.2 1. hrubovani-opacne**
- 3.3 Vnitрни -normalni**
- 3.4 Vnitрни-opacne**
- 3.5 Dokoncovani**
- 4 Shrnuti**
- 4.1 Pinola 1**
- 4.2 Pinola 2**
- 4.3 Spodní pinola s nastavenim sily**

Předmluva

Program je vhodný pro výpočet oper otevřených se 2 bocními pinolami a středovou pinolou vybavenou měřením síly (1m).

Výstupem je spektrum zatížení pinol, ze kterého se odvodí zatížení kladek a následně ložisek. K zatížení je pak přiřazeno spektrum otáček a doby běhu.



VSTUP

1 Spektrum zatížení

$$F_{QoM} := 1000 \cdot kN$$

..jmen. unosnost opery

ORIGIN := 1

$$j := 1 .. 5$$

...pocet zatezovacich stavu

$$k_{Qo} := \begin{bmatrix} 0.5 \\ 1 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.2 \end{bmatrix}$$

...spektrum zatížení tíhou obrobku

$$F_{Qo} := -F_{QoM} \cdot k_{Qo}^T = [-500 \quad -1 \cdot 10^3 \quad -1 \cdot 10^3 \quad -500 \quad -200] kN$$

..zatížení opery tíhou obrobku

$$F_M := 200 \cdot \text{kN}$$

...max. obvod. slozka rezne sily

$$k_F := \begin{bmatrix} 0.9 \\ -0.5 \\ 0.3 \\ -0.3 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{array}{l} \text{1. hrubovani} \\ \text{1. hrub. -opacne} \\ \text{Vnitri -norm.} \\ \text{Vnitri -opacne} \\ \text{Dokoncovani} \end{array} \quad \dots \text{spektrum zatizeni tihou reznou silou}$$

$$F := F_M \cdot k_F^T = [180 \quad -100 \quad 60 \quad -60 \quad 0] \text{ kN}$$

... obvod. slozka rezne sily

Tihova slozka

Tecna slozka rezne sily

Radialni slozka rezne sily

$$F_{Qo}^T = \begin{bmatrix} -500 \\ -1 \cdot 10^3 \\ -1 \cdot 10^3 \\ -500 \\ -200 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F^T = \begin{bmatrix} 180 \\ -100 \\ 60 \\ -60 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_R := \begin{bmatrix} -0.6 \cdot |F_{1,1}| \\ -0.6 \cdot |F_{1,2}| \\ 0.6 \cdot |F_{1,3}| \\ 0.6 \cdot |F_{1,4}| \\ 0 \end{bmatrix}$$

1. hrubovani
1. hrub. -opacne
Vnitri -norm.
Vnitri -opacne
Dokoncovani

$$F_R := F_R^T$$

Obvodova rychlost kladky

VSTUP

$$\begin{array}{l} \text{1. hrubovani} \\ \text{1. hrub. -opacne} \\ \text{Vnitri -norm.} \\ \text{Vnitri -opacne} \\ \text{Dokoncovani} \end{array} \quad v_K := \begin{bmatrix} 200 \cdot \frac{m}{min} \\ 200 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \end{bmatrix}$$

Pomerna doba behu

$$q := \begin{bmatrix} 0.25 \\ 0.25 \\ 0.2 \\ 0.25 \\ 0.05 \end{bmatrix}$$

$$k_{vK} := 1$$

...soucinitel korekce obvodove rychlosti

$$v_K := v_K \cdot k_{vK} \quad v_K^T = [200 \quad 200 \quad 400 \quad 400 \quad 400] \frac{m}{min}$$

...upravena obv. rychlost kladky

1.1 Nastaveni sily stredni pinoly

$$k_p := 0.4$$

...soucinitel zatizeni stredni pinoly - pro opery se 2 bocnimi pinolami a 1 stredni pinolou s merenim sily

$$F_{PY} := -k_p \cdot F_{Qo} = [200 \quad 400 \quad 400 \quad 200 \quad 80] \text{ kN}$$

...zatizeni stredni pinoly

1.2 Výslednice zatizeni opery

$$F_y := F_{Q_0} + F + F_{FV} = [-120 \quad -700 \quad -540 \quad -360 \quad -120] \text{ kN}$$

$$F_{v_{1,j}} := \sqrt{(F_{y_{1,j}})^2 + (F_{R_{1,j}})^2}$$

$$F_x := F_R$$

$$F_y = [-120 \quad -700 \quad -540 \quad -360 \quad -120] \text{ kN}$$

$$F_y := F_y^T$$

$$F_x = [-108 \quad -60 \quad 36 \quad 36 \quad 0] \text{ kN}$$

$$F_x := F_x^T$$

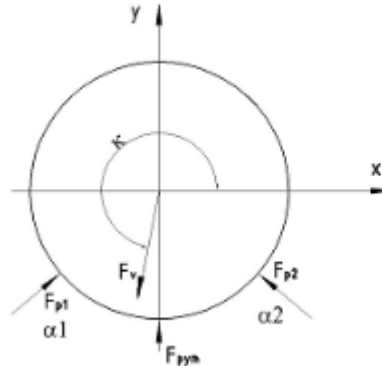
$$F_v = [161.443 \quad 702.567 \quad 541.199 \quad 361.796 \quad 120] \text{ kN}$$

$$F_v := F_v^T$$

Polarni souradnice zatizeni

$$\kappa_{F_{v_j}} := \text{if} \left(\text{sign} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right) \geq 0, \text{if} \left(\text{sign} \left(\frac{F_{x_j}}{F_{v_j}} \right) \geq 0, \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right), \pi - \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right) \right), \text{if} \left(\text{sign} \left(\frac{F_{x_j}}{F_{v_j}} \right) < 0, 2 \cdot \pi - \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right), \pi + \text{asin} \left(\frac{F_{y_j}}{F_{v_j}} \right) \right) \right)$$

$$\kappa_{F_v} = \begin{bmatrix} 228.013 \\ 265.101 \\ 273.814 \\ 275.711 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg}$$



2 Souradnice polohy pinoly

VSTUP

$$n := 2 \quad \dots \text{pocet pinol}$$

$$i := 1 \dots n$$

$$\alpha := \begin{bmatrix} 225 \cdot \text{deg} \\ 315 \cdot \text{deg} \end{bmatrix} \quad \dots \text{polarni souradnice reakci } F_{p1}, F_{p2}, \dots, F_{pn}$$

$$\beta_i := \pi + \alpha_i \quad \beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

3 Zatizeni pinol i = 1..n pri zatizeni opery spektrem sil F_{vj} , κ_j , $j = 1...m$

3.1 1. hrubovani $j := 1 \quad F_{vj} = (1.614 \cdot 10^5) \text{ N}$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p1} := F_p = \begin{bmatrix} 1.612 \cdot 10^5 \\ 8.485 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Pozn.: "over"- síla F_v působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix}$$

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

$$\alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

Zatizeni pinoly

$$F_{p1} = \begin{bmatrix} 1.612 \cdot 10^5 \\ 8.485 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

3.2 1. hrubovani-opacne $j := 2 \quad F_{vj} = (7.026 \cdot 10^5) \text{ N} \quad \kappa_{F_{vj}} = 265.101 \text{ deg}$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p2} := F_p = \begin{bmatrix} 5.374 \cdot 10^5 \\ 4.525 \cdot 10^5 \end{bmatrix} \text{ N}$$

Pozn.: "over"- síla F_v působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry

Zatizeni pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix}$$

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

$$\alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

$$F_{p1} = \begin{bmatrix} 1.612 \cdot 10^5 \\ 8.485 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ N}$$

3.3 Vnitřni -normalni $j := 3 \quad F_{vj} = (5.412 \cdot 10^5) \text{ N} \quad \kappa_{F_{vj}} = 273.814 \text{ deg}$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\kappa_{F_{vj}} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{F_{vj}} \leq \alpha_2, F_{vj} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{vj}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p3} := F_p = \begin{bmatrix} 3.564 \cdot 10^5 \\ 4.073 \cdot 10^5 \end{bmatrix} N$$

Pozn.: "over"- síla Fv působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry
Zatizení pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} deg \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} deg \quad F_{pI} = \begin{bmatrix} 1.612 \cdot 10^5 \\ 8.485 \cdot 10^3 \end{bmatrix} N$$

3.4 Vnitřní-opacne $j := 4$ $F_{v_j} = (3.618 \cdot 10^5) N$ $\kappa_{Fv_j} = 275.711 deg$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p4} := F_p = \begin{bmatrix} 2.291 \cdot 10^5 \\ 2.8 \cdot 10^5 \end{bmatrix} N$$

Pozn.: "over"- síla Fv působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry
Zatizení pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} deg \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} deg \quad F_{pI} = \begin{bmatrix} 1.612 \cdot 10^5 \\ 8.485 \cdot 10^3 \end{bmatrix} N$$

3.5 Dokoncovani $j := 5$ $F_{v_j} = (1.2 \cdot 10^5) N$ $\kappa_{Fv_j} = 270 deg$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{"over"} \right)$$

$$F_{p5} := F_p = \begin{bmatrix} 8.485 \cdot 10^4 \\ 8.485 \cdot 10^4 \end{bmatrix} N$$

Pozn.: "over"- síla Fv působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry
Zatizení pinoly

$$i = \begin{bmatrix} 1 \\ 2 \end{bmatrix} \quad \beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} deg \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} deg \quad F_{pI} = \begin{bmatrix} 1.612 \cdot 10^5 \\ 8.485 \cdot 10^3 \end{bmatrix} N$$

VYSTUP

4 Shrnutí

$$T_c := 4000 \cdot hr \quad \dots \text{celkova doba behu}$$

i...poradi pinol
j...poradi operace
Fp,j...zatizeni pinoly

$$q^T = [0.25 \ 0.25 \ 0.2 \ 0.25 \ 0.05] \quad \dots \text{poměrné doby behu}$$

$$v_k^T = [200 \ 200 \ 400 \ 400 \ 400] \frac{m}{min} \quad \dots \text{obvod. rychlost kladky pri } j = 1 \dots 5$$

Mazání: tuk SM07-INA: ...vstup do programu MITCalc: Valivá ložiska FAG

$$100 \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \quad \dots \text{viskozita pri 40deg C}$$

$$10.8 \cdot \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \quad \dots \text{viskozita pri 100deg C}$$

4.1 Pinola 1 $i := 1$ $\alpha_i = 225 \text{ deg}$

$j := 1 \dots 5$

$$F_{ip} := \begin{bmatrix} F_{p1_1} \\ F_{p2_1} \\ F_{p3_1} \\ F_{p4_1} \\ F_{p5_1} \end{bmatrix} \quad \dots \text{zatizeni pinoly 1}$$

$$f_{p_j} := \text{if}(F_{ip_j} = 0, 0, 1) \quad f_p^T = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1] \quad \dots \text{indikace zatizeni pinoly}$$

$$T_{ip_j} := T_c \cdot q_j \cdot f_{p_j} \quad \dots \text{doba behu pri zatizeni}$$

$$v_{iK_j} := f_{p_j} \cdot v_{K_j} \quad \dots \text{obvod. rychlost kladky 1. pin.} \quad v_{iK}^T = [200 \ 200 \ 400 \ 400 \ 400] \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\dots \text{zatizeni pinoly} \quad F_{ip}^T = [1.612 \cdot 10^5 \ 5.374 \cdot 10^5 \ 3.564 \cdot 10^5 \ 2.291 \cdot 10^5 \ 8.485 \cdot 10^4] \text{ N}$$

Pozn.: "over"- síla Fv působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry

$$\dots \text{max. zatizeni pinoly} \quad F_{ipM} := \max(F_{ip}) = (5.374 \cdot 10^5) \text{ N}$$

...úvodní návrh ložiska: $S_0 := 2$...statická bezpečnost ložiska **VSTUP**

$N_L := 2$...počet ložisek v kladce

$$C_0 := S_0 \cdot \frac{F_{ipM}}{N_L} = 537.401 \text{ kN} \quad \dots \text{stat. únosnost - požadavek}$$

... program MITCalc nebo katalog: volba ložiska:

2x lozisko: 150/250/100:24130: C = 930 kN, C0= 1530 kN

$D_{iK} := 370 \cdot \text{mm}$...prumer kladky dle programu "kladka.xlsx"

$$n_{iK} := \frac{v_{iK}}{\pi \cdot D_{iK}} \quad \dots \text{otacky kladky} \quad n_{iK}^T = [172.1 \ 172.1 \ 344.1 \ 344.1 \ 344.1] \frac{1}{\text{min}}$$

$$F_{Li} := \frac{F_{ip}}{N_L} \quad \dots \text{zatizeni loziska} \quad F_{Li}^T = [80.61 \ 268.701 \ 178.191 \ 114.551 \ 42.426] \text{ kN}$$

$$q_{1j} := q_j \cdot f_{p_j} \quad \dots \text{pomerná doba běhu kladky při zatížení} \quad q_1^T = [0.25 \ 0.25 \ 0.2 \ 0.25 \ 0.05]$$

$$T_{1pc} := \sum_{j=1}^5 T_{1p_j} \quad \dots \text{celk. doba běhu kladky na pinole 1} \quad T_{1pc} = (4 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

...vstup do programu MITCalc: Valivá ložiska FAG

...výstup programu MITCalc: Valivá ložiska FAG:

- Trvanlivost ložiska:
- Dovolené otáčky:

$$4.2 \quad \text{Pinola 2} \quad i := 2 \quad \alpha_i = 315 \text{ deg}$$

$$j := 1 \dots 5$$

$$F_{2p} := \begin{bmatrix} F_{p1_2} \\ F_{p2_2} \\ F_{p3_2} \\ F_{p4_2} \\ F_{p5_2} \end{bmatrix} \quad \dots \text{zatížení pinoly 2}$$

$$f_{p_j} := \text{if}(F_{1p_j} = 0, 0, 1) \quad f_p^T = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1] \quad \dots \text{indikace zatížení pinoly}$$

$$T_{2p_j} := T_c \cdot q_j \cdot f_{p_j} \quad \dots \text{doba běhu při zatížení}$$

$$v_{2K_j} := f_{p_j} \cdot v_{K_j} \quad \dots \text{obvod. rychlost kladky 2. pin.} \quad v_{2K}^T = [200 \ 200 \ 400 \ 400 \ 400] \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\dots \text{zatížení pinoly} \quad F_{2p}^T = [8.485 \cdot 10^3 \ 4.525 \cdot 10^5 \ 4.073 \cdot 10^5 \ 2.8 \cdot 10^5 \ 8.485 \cdot 10^4] \text{ N}$$

Pozn.: "over"- síla Fv působí mimo pinoly - upravit součinitel kF tj. omezit řezné parametry

$$\dots \text{max. zatížení pinoly} \quad F_{2pM} := \max(F_{2p}) = (4.525 \cdot 10^5) \text{ N}$$

$$\dots \text{úvodní návrh ložiska:} \quad S_0 := 2 \quad \dots \text{statická bezpečnost ložiska} \quad \text{VSTUP}$$

$$N_L := 2 \quad \dots \text{počet ložisek v kladce}$$

$$C_0 := S_0 \cdot \frac{F_{2pM}}{N_L} = 452.548 \text{ kN} \quad \dots \text{stat. únosnost - požadavek}$$

... program MITCalc nebo katalog: volba ložiska:

2x ložisko: 150/250/100:24130: C = 930 kN, C0= 1530 kN

$$D_{2K} := 370 \cdot \text{mm} \quad \dots \text{prumer kladky dle programu "kladka.xlsx"}$$

$$n_{2K} := \frac{v_{2K}}{\pi \cdot D_{2K}} \quad \dots \text{otáčky kladky} \quad n_{2K}^T = [172.1 \ 172.1 \ 344.1 \ 344.1 \ 344.1] \frac{1}{\text{min}}$$

$$F_{L2} := \frac{F_{2p}}{N_L} \quad \dots \text{zatizeni loziska} \quad F_{L2}^T = [4.243 \quad 226.274 \quad 203.647 \quad 140.007 \quad 42.426] \text{ kN}$$

$$q_{2j} := q_j \cdot f_{p_j} \quad \dots \text{pomerna doba behu kladky pri zatizeni} \quad q_2^T = [0.25 \quad 0.25 \quad 0.2 \quad 0.25 \quad 0.05]$$

$$T_{2pc} := \sum_{j=1}^5 T_{2p_j} \quad \dots \text{celk. doba behu kladky na pinole 1} \quad T_{2pc} = (4 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

...vstup do programu MITCalc: Valivá ložiska FAG

...výstup programu MITCalc: Valivá ložiska FAG:

- Trvanlivost ložiska
- Dovolené otáčky

4.3 Spodní pinola s nastavením síly

$$F_{py} = [200 \quad 400 \quad 400 \quad 200 \quad 80] \text{ kN} \quad \text{zatizeni spodni pinoly}$$

$$f_{p_j} := \text{if} \left((F_{py}^T)_j = 0, 0, 1 \right) \quad f_p^T = [1 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 1] \quad \dots \text{indikace zatizeni pinoly}$$

$$T_{py_j} := T_c \cdot q_j \cdot f_{p_j} \quad \dots \text{doba behu pri zatizeni}$$

$$v_{pyK_j} := f_{p_j} \cdot v_{K_j} \quad \dots \text{obvod. rychlost kladky 1. pin.} \quad v_{2K}^T = [200 \quad 200 \quad 400 \quad 400 \quad 400] \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

$$\dots \text{zatizeni spodni pinoly} \quad F_{py} = [200 \quad 400 \quad 400 \quad 200 \quad 80] \text{ kN}$$

$$\dots \text{max. zatizeni pinoly} \quad F_{pyM} := \max(F_{py}) = 400 \text{ kN}$$

 ...úvodní návrh ložiska: $S_0 := 2$...statická bezpečnost ložiska **VSTUP**

$$N_L := 2 \quad \dots \text{počet ložisek v kladce}$$

$$C_0 := S_0 \cdot \frac{F_{pyM}}{N_L} = 400 \text{ kN} \quad \dots \text{stat. únosnost - požadavek}$$

... program MITCalc nebo katalog: volba ložiska:

2x ložisko: 150/250/100:24130: C = 930 kN, C0= 1530 kN

$$D_{pyK} := 370 \cdot \text{mm} \quad \dots \text{prumer kladky dle programu "kladka.xlsx"}$$

$$n_{pyK} := \frac{v_{pyK}}{\pi \cdot D_{pyK}} \quad \dots \text{otacky kladky} \quad n_{pyK}^T = [172.1 \quad 172.1 \quad 344.1 \quad 344.1 \quad 344.1] \frac{1}{\text{min}}$$

$$F_{pyL} := \frac{F_{py}}{N_L} \quad \dots \text{zatizeni loziska} \quad F_{pyL} = [100 \quad 200 \quad 200 \quad 100 \quad 40] \text{ kN}$$

$$q_{py_j} := q_j \cdot f_{p_j} \quad \dots \text{pomerna doba behu kladky pri zatizeni} \quad q_{py}^T = [0.25 \quad 0.25 \quad 0.2 \quad 0.25 \quad 0.05]$$

$$T_{Fyc} := \sum_{j=1}^5 T_{Fy_j} \quad \dots \text{celk. doba behu kladky na pinole 1}$$

$$T_{Fyc} = (4 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

...vstup do programu MITCalc: Valivá ložiska FAG

...výstup programu MITCalc: Valivá ložiska FAG:

- **Trvanlivost ložiska**
- **Dovolené otáčky**

5 Porovnání zatížení pinol pro optimální nastavení síly spodní pinoly - kap. 1.1

zatížení spodní pinoly $F_{Fy} = [200 \ 400 \ 400 \ 200 \ 80] \text{ kN}$

zatížení pinoly 2 $F_{2p}^T = [8.485 \ 452.548 \ 407.294 \ 280.014 \ 84.853] \text{ kN}$

zatížení pinoly 1 $F_{1p}^T = [161.22 \ 537.401 \ 356.382 \ 229.103 \ 84.853] \text{ kN}$

PŘÍLOHA č. 2

Návrh ložiska pinoly 1 v programu MITCalc



Valivá ložiska INA/FAG

- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska

FAG : Soudečková ložiska s válcovou dírou

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	258,1	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	178772,8	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil		1	

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	4000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 Provedení ložiska

1.4
1.5
1.6

1.15 Přidavné dynamické síly

1.16 Žádné1.17 Od ozubených převodů

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel f_k 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel f_d 1 - 1,2 1,10 1.22 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel f_b 1,9 - 2,5 2,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

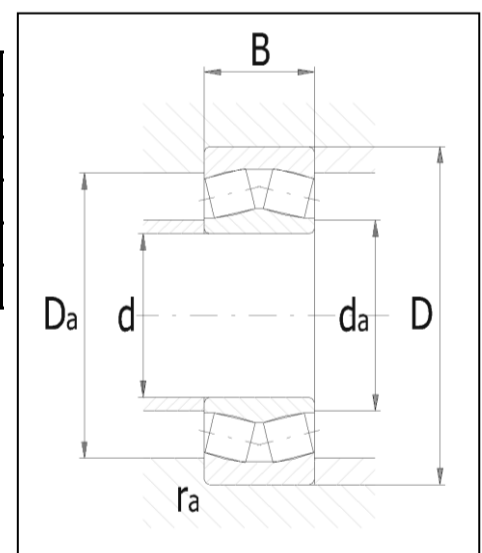
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
115	150,0	225,0	75,0	815000	1250000	1700	2400	24030-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	815000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	178772,8	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	10145	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	1250000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	178772,8	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	6,99	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2400	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	652,31	[W]
2.14 Váha ložiska	g	10,2	[kg]

d	150
D	225
B	75
ramax	2,1
Damax	214,8
damin	160,2



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	v_1	32,7	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	26,6	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,81	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení F_{rmin} - [N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	P_u	105000	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a_1/a_{23}	1	0,45
3.13 Modifikovaná trvanlivost	L_{mh}	4565	[h]

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

4.1 Výpočet provozní viskozity

4.2 Provozní teplota T 70,0 [°C]

4.3 Minerální oleje

4.4 Viskozitní stupeň ISO		ISO VG 68	<input checked="" type="checkbox"/>
4.5 Referenční viskozita	v_{40}	68,0	[mm ² /s]
4.6 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]

4.7 Jiná maziva

4.11 Mazání ložiska

4.12 Způsob mazání		Mazání tukem	
4.13 Ztrátový výkon	NR	438,82	[W]
4.14 Požadovaný průtok oleje	v	-	[l/min]
4.15 Domazávací období	t_f	1810	[h]
4.16 Výpočet dovolených otáček			
4.17 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]

4.8	Teplota	40,0	100,0	[°C]
4.9	Viskozita	100,0	10,8	[mm ² /s]
4.10	Provozní viskozita	v	26,6	[mm ² /s]

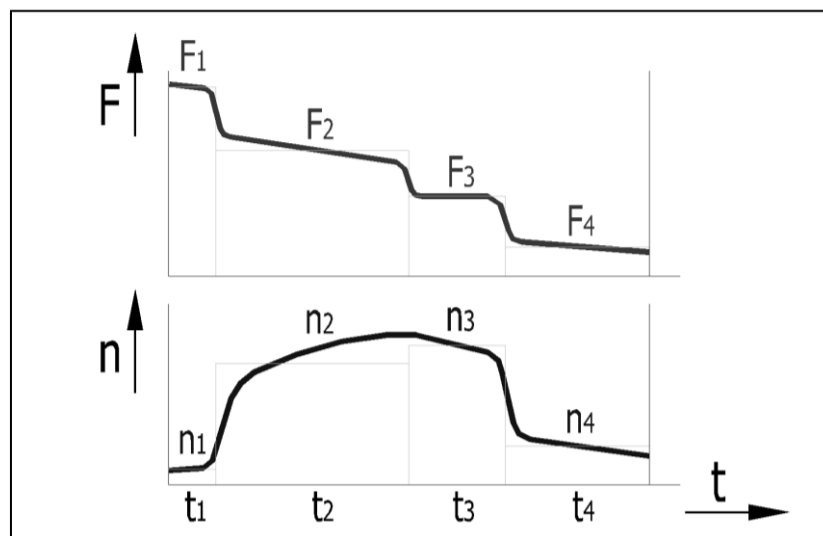
4.18	Rozdíl teplot ložiska a okolí	Δ_A	50,0	[°C]
4.19	Rozdíl teploty oleje (vstup/výstup)	Δ_L	5,0	[°C]
4.20	Průtok oleje	v	0,100	[l/min]
4.21	Dovolené otáčky	nperm	641	[/min]

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

5.1 Počet různých podmínek zatížení

5.2 Tabulka zatížení

i	Fr _i [N]	Fa _i [N]	n _i [/min]	t _i /t [%]
1	80610,0	0,0	172,1	25,0
2	268701,0	0,0	172,1	25,0
3	178191,0	0,0	344,1	20,0
4	114551,0	0,0	344,1	25,0
5	42426,0	0,0	344,1	5,0
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				

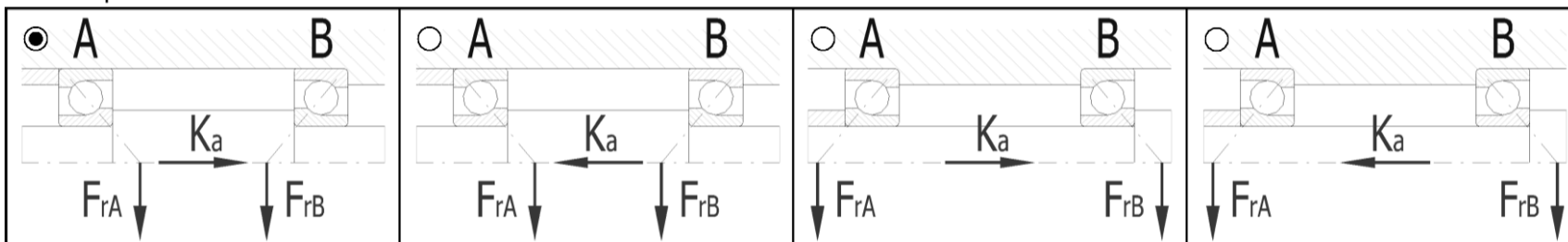


5.3 Střední zatížení

5.4	Otáčky	n	258,1	[/min]
5.5	Radiální zatížení	Fr	178772,8	[N]
5.6	Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7	Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

6.1 Uspořádání ložisek



6.2 Typ ložiska

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jednořadá (stykový úhel 40°), Otevřené provedení

6.3 Vnější osová síla

Ka [N]

6.4 **Ložisko A**

6.5 Provedení ložiska

Samostatné ložisko

6.6 Radiální zatížení

FrA [N]

6.7 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	nmax	Ložisko
35	35,0	80,0	21,0	9500	7307-B-TVP

6.12 **Ložisko B**

6.13 Provedení ložiska

Samostatné ložisko

6.14 Radiální zatížení

FrB [N]

6.15 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	nmax	Ložisko
29	30,0	72,0	19,0	11000	7306-B-JP

6.8 Axiální zatížení

Fa [N]

6.9 Dynamické ekvivalentní zatížení

P [N]

6.10 Základní trvanlivost

L10h [h]

6.11 Přenos do hlavního výpočtu

6.16 Axiální zatížení

Fa [N]

6.17 Dynamické ekvivalentní zatížení

P [N]

6.18 Základní trvanlivost

L10h [h]

6.19 Přenos do hlavního výpočtu

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

7.1 Výstup 2D výkresu do:

DXF soubor

7.2 Měřítko 2D výkresu

Automaticky



7.3 **Textový popis (Informace pro kusovník)**

7.4 Řádek 1 (Kusovník atribut 1)

Ložisko

7.5 Řádek 2 (Kusovník atribut 2)

24030-E1-TVPB

7.6 Řádek 3 (Kusovník atribut 3)

FAG

PŘÍLOHA č. 3

Návrh ložiska pinoly 2 v programu MITCalc



Valivá ložiska INA/FAG

- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska

FAG : Soudečková ložiska s válcovou dírou

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	258,1	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	174662,3	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1	

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	4000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 Provedení ložiska

1.4
1.5
1.6

1.15 Přídatné dynamické síly

1.16 Žádné1.17 Od ozubených převodů1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)1.19 Součinitel f_k 1,1 - 1,3 1,20 1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory1.21 Součinitel f_d 1 - 1,2 1,10 1.22 Od řemenových převodů1.23 Klínové řemeny1.24 Součinitel f_b 1,9 - 2,5 2,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

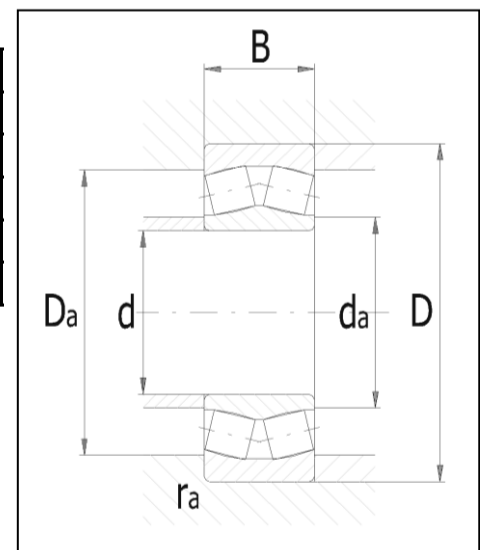
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
115	150,0	225,0	75,0	815000	1250000	1700	2400	24030-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	815000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	174662,3	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	10963	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	1250000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	174662,3	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	7,16	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2400	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	637,31	[W]
2.14 Váha ložiska	g	10,2	[kg]

d	150
D	225
B	75
ramax	2,1
Damax	214,8
damin	160,2



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	v_1	32,7	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	26,6	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,81	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení F_{rmin} - [N]

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	P_u	105000	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a_1/a_{23}	1	0,45
3.13 Modifikovaná trvanlivost	L_{mh}	4933	[h]

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

4.1 Výpočet provozní viskozity

4.2 Provozní teplota T 70,0 [°C]

4.3 Minerální oleje

4.4 Viskozitní stupeň ISO		ISO VG 68	<input checked="" type="checkbox"/>
4.5 Referenční viskozita	v_{40}	68,0	[mm ² /s]
4.6 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]

4.7 Jiná maziva

4.11 Mazání ložiska

4.12 Způsob mazání		Mazání tukem	
4.13 Ztrátový výkon	NR	424,72	[W]
4.14 Požadovaný průtok oleje	v	-	[l/min]
4.15 Domazávací období	t_f	1850	[h]

4.16 Výpočet dovolených otáček

4.17 Referenční otáčky n_r 1700 [/min]

4.8	Teplota	40,0	100,0	[°C]
4.9	Viskozita	100,0	10,8	[mm ² /s]
4.10	Provozní viskozita	v	26,6	[mm ² /s]

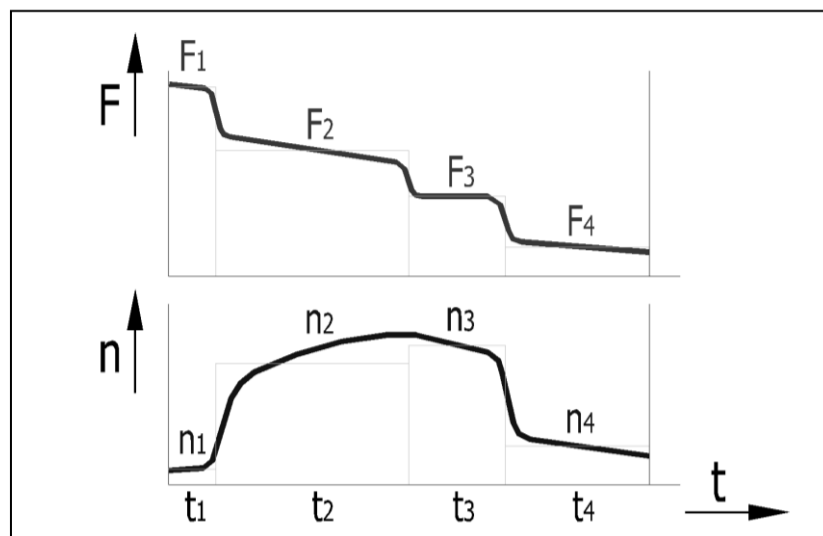
4.18	Rozdíl teplot ložiska a okolí	Δ_A	50,0	[°C]
4.19	Rozdíl teploty oleje (vstup/výstup)	Δ_L	5,0	[°C]
4.20	Průtok oleje	v	0,100	[l/min]
4.21	Dovolené otáčky	nperm	659	[/min]

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

5.1 Počet různých podmínek zatížení

5.2 Tabulka zatížení

i	Fr _i [N]	Fa _i [N]	n _i [/min]	t _i /t [%]
1	4234,0	0,0	172,1	25,0
2	226274,0	0,0	172,1	25,0
3	203647,0	0,0	344,1	20,0
4	140007,0	0,0	344,1	25,0
5	42426,0	0,0	344,1	5,0
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				

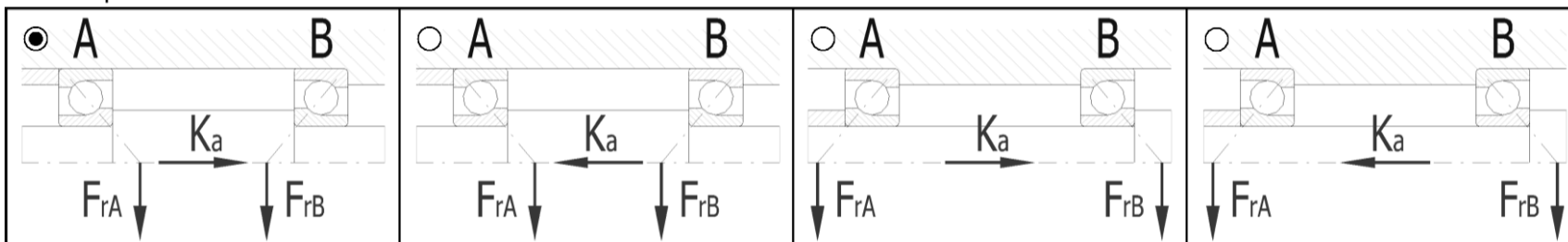


5.3 Střední zatížení

5.4	Otáčky	n	258,1	[/min]
5.5	Radiální zatížení	Fr	174662,3	[N]
5.6	Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7	Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

6.1 Uspořádání ložisek



6.2 Typ ložiska

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jednořadá (stykový úhel 40°), Otevřené provedení

6.3 Vnější osová síla

Ka [N]

6.4 **Ložisko A**

6.5 Provedení ložiska

Samostatné ložisko

6.6 Radiální zatížení

FrA [N]

6.7 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	nmax	Ložisko
35	35,0	80,0	21,0	9500	7307-B-TVP

6.12 **Ložisko B**

6.13 Provedení ložiska

Samostatné ložisko

6.14 Radiální zatížení

FrB [N]

6.15 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	nmax	Ložisko
29	30,0	72,0	19,0	11000	7306-B-JP

6.8 Axiální zatížení

Fa [N]

6.9 Dynamické ekvivalentní zatížení

P [N]

6.10 Základní trvanlivost

L10h [h]

6.11 Přenos do hlavního výpočtu

6.16 Axiální zatížení

Fa [N]

6.17 Dynamické ekvivalentní zatížení

P [N]

6.18 Základní trvanlivost

L10h [h]

6.19 Přenos do hlavního výpočtu

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

7.1 Výstup 2D výkresu do:

DXF soubor

7.2 Měřítko 2D výkresu

Automaticky



7.3 **Textový popis (Informace pro kusovník)**

7.4 Řádek 1 (Kusovník atribut 1)

Ložisko

7.5 Řádek 2 (Kusovník atribut 2)

24030-E1-TVPB

7.6 Řádek 3 (Kusovník atribut 3)

FAG

PŘÍLOHA č. 4

Návrh ložiska prostřední pinoly v programu MITCalc



Valivá ložiska INA/FAG

- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska



FAG : Soudečková ložiska s válcovou dírou

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	258,1	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	160799,1	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1	

1.12 Požadované parametry ložiska

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	4000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 Provedení ložiska

- 1.4
- 1.5
- 1.6

1.15 Přídavné dynamické síly

- 1.16 Žádné
- 1.17 Od ozubených převodů
- 1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)
- 1.19 Součinitel f_k 1,1 - 1,3 1,20
- 1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory
- 1.21 Součinitel f_d 1 - 1,2 1,10
- 1.22 Od řemenových převodů
- 1.23 Klínové řemeny
- 1.24 Součinitel f_b 1,9 - 2,5 2,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

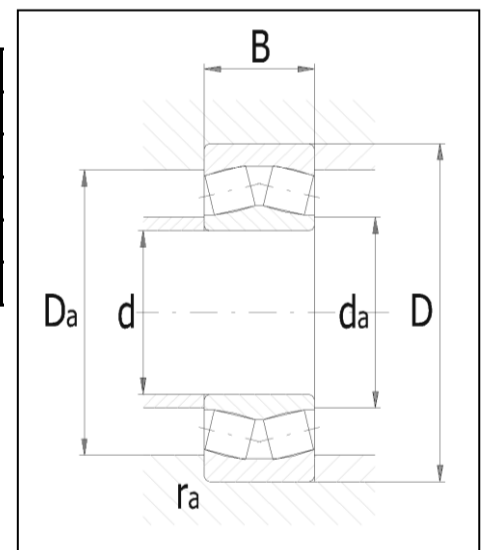
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
115	150,0	225,0	75,0	815000	1250000	1700	2400	24030-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	815000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	160799,1	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	14442	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	1250000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	160799,1	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	7,77	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2400	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	586,72	[W]
2.14 Váha ložiska	g	10,2	[kg]

d	150
D	225
B	75
ramax	2,1
Damax	214,8
damin	160,2



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	v_1	32,7	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	26,6	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	0,81	

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení	Frmin	-	[N]
---------------------------------	-------	---	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	P_u	105000	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a_1/a_{23}	1	0,48
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	6932	[h]

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

4.1 Výpočet provozní viskozity

4.2 Provozní teplota T 70,0 [°C]

4.3 Minerální oleje

4.4 Viskozitní stupeň ISO		ISO VG 68	<input checked="" type="checkbox"/>
4.5 Referenční viskozita	v_{40}	68,0	[mm ² /s]
4.6 Provozní viskozita	v	20,1	[mm ² /s]

4.7 Jiná maziva

4.11 Mazání ložiska

4.12 Způsob mazání		Mazání tukem	
4.13 Ztrátový výkon	NR	378,4	[W]
4.14 Požadovaný průtok oleje	v	-	[l/min]
4.15 Domazávací období	tf	2010	[h]
4.16 Výpočet dovolených otáček			
4.17 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]

4.8	Teplota	40,0	100,0	[°C]
4.9	Viskozita	100,0	10,8	[mm ² /s]
4.10	Provozní viskozita	v	26,6	[mm ² /s]

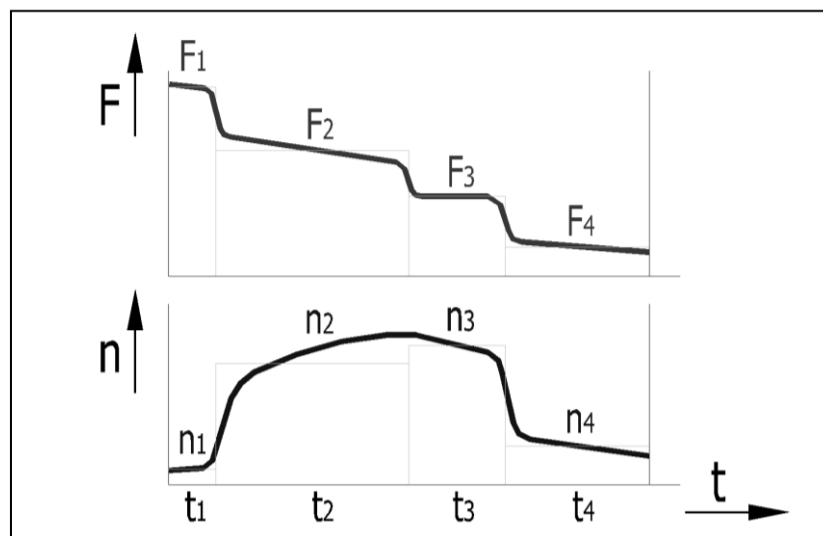
4.18	Rozdíl teplot ložiska a okolí	Δ_A	50,0	[°C]
4.19	Rozdíl teploty oleje (vstup/výstup)	Δ_L	5,0	[°C]
4.20	Průtok oleje	v	0,100	[l/min]
4.21	Dovolené otáčky	nperm	726	[/min]

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

5.1 Počet různých podmínek zatížení

5.2 Tabulka zatížení

i	Fr _i [N]	Fa _i [N]	n _i [/min]	t _i /t [%]
1	100000,0	0,0	172,1	25,0
2	200000,0	0,0	172,1	25,0
3	200000,0	0,0	344,1	20,0
4	100000,0	0,0	344,1	25,0
5	40000,0	0,0	344,1	5,0
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				

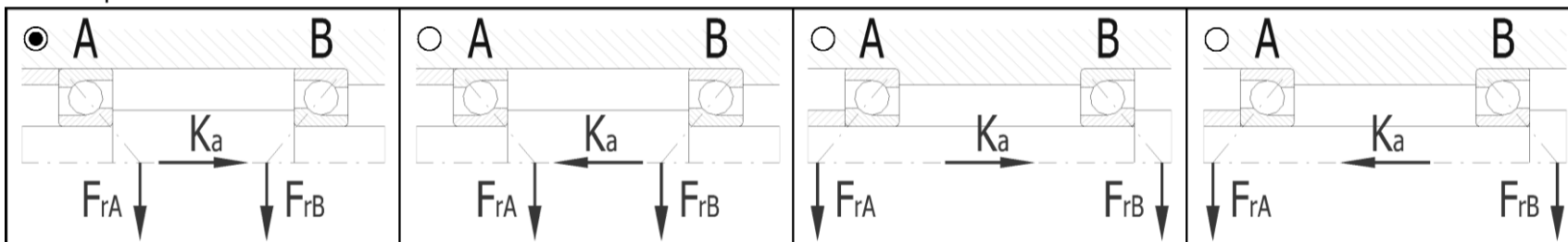


5.3 Střední zatížení

5.4	Otáčky	n	258,1	[/min]
5.5	Radiální zatížení	Fr	160799,1	[N]
5.6	Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7	Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

6.1 Uspořádání ložisek



6.2 Typ ložiska

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jednořadá (stykový úhel 40°), Otevřené provedení

6.3 Vnější osová síla

Ka [N]

6.4 **Ložisko A**

6.5 Provedení ložiska

Samostatné ložisko

6.6 Radiální zatížení

FrA [N]

6.7 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	nmax	Ložisko
35	35,0	80,0	21,0	9500	7307-B-TVP

6.12 **Ložisko B**

6.13 Provedení ložiska

Samostatné ložisko

6.14 Radiální zatížení

FrB [N]

6.15 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	nmax	Ložisko
29	30,0	72,0	19,0	11000	7306-B-JP

6.8 Axiální zatížení

Fa [N]

6.9 Dynamické ekvivalentní zatížení

P [N]

6.10 Základní trvanlivost

L10h [h]

6.11 Přenos do hlavního výpočtu

6.16 Axiální zatížení

Fa [N]

6.17 Dynamické ekvivalentní zatížení

P [N]

6.18 Základní trvanlivost

L10h [h]

6.19 Přenos do hlavního výpočtu

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

7.1 Výstup 2D výkresu do:

DXF soubor

7.2 Měřítko 2D výkresu

Automaticky



7.3 **Textový popis (Informace pro kusovník)**

7.4 Řádek 1 (Kusovník atribut 1)

Ložisko

7.5 Řádek 2 (Kusovník atribut 2)

24030-E1-TVPB

7.6 Řádek 3 (Kusovník atribut 3)

FAG

PŘÍLOHA č. 5

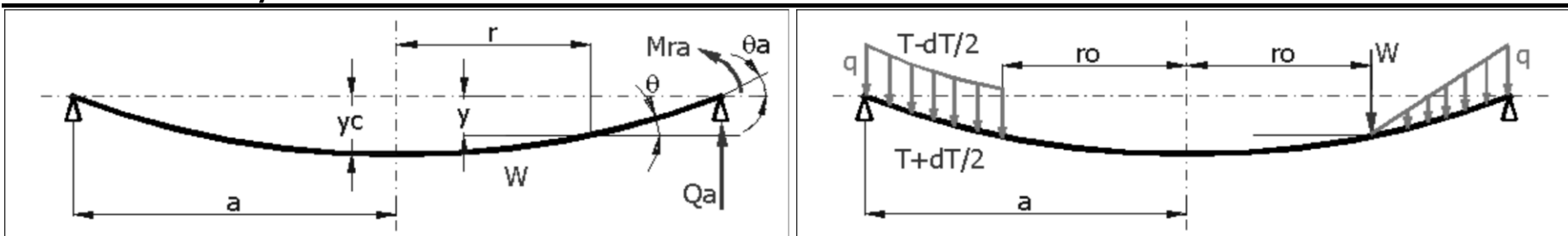
Kontrola spodního víka hydraulické pinoly v programu MITCalc

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Výběr materiálu a nastavení jednotek

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Materiál	Konstrukční ocel EC 3, EN 10025; Fe 430 / Sy=275 MPa	
1.3 Modul pružnosti v tahu	E	210000 [MPa] <input checked="" type="checkbox"/>
1.4 Modul pružnosti ve smyku	G	80769 [MPa]
1.5 Poisonova konstanta	v	0,30
1.6 Teplotní roztažnost	γ	11,70 [m/m/C*e-6]
1.7 Měrná hmotnost	Ro	7850,00 [kg/m^3]
1.8 Mez pevnosti v kluzu	σ _y	275,00 [MPa]
1.9 Požadovaný koeficient bezpečnosti	SF	2,00

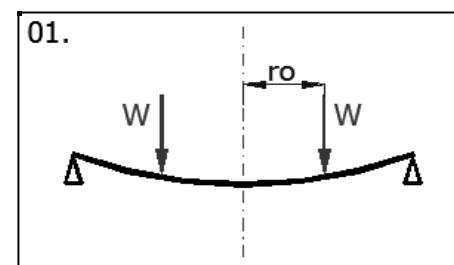
2.0 Kruhové desky



- 2.1 Typ zatížení a uložení
- 2.2 Tloušťka desky
- 2.3 Vnější poloměr
- 2.4 Poloměr zatížení
- 2.5 Celková velikost síly
- 2.6 Zatížení na jednotku plochy
- 2.7 Teplotní rozdíl
- 2.8 Hmotnost desky

01. Zatížení silou po kružnici, vnější okraj podepřený

t	50,000	[mm]
a	237,500	[mm]
ro	187,000	[mm]
W	1000000,00	[N]
Q	1000000,00000	[N]
dT	11,111	[°C]
m	69,55	[kg]

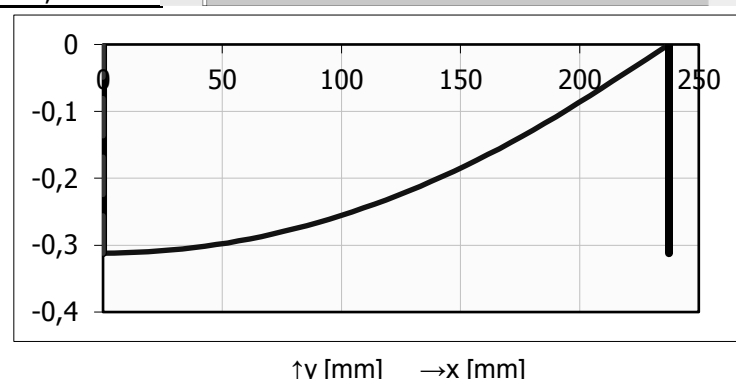


2.9 Spustit výpočet hodnot (graf)

- 2.10 Maximální průhyb y_c (y_{max})
- 2.11 Maximální napětí σ_{max}
- 2.12 Minimální koeficient bezpečnosti SF_{min}
- 2.13 **Hodnoty v bodě** r [mm]
- 2.14 Průhyb y
- 2.15 Natočení θ
- 2.16 Moment radiální Mr
- 2.17 Moment tečný Mt
- 2.18 Smykové napětí Q
- 2.19 Ohybové napětí radiální σ_r
- 2.20 Ohybové napětí tangenciální σ_t
- 2.21 Koeficient bezpečnosti SF
- 2.22 Okrajové podmínky: ya=0; Mra=0

y _c (y _{max})	-0,31200	[mm]
σ _{max}	84,76	[MPa]
SF _{min}	3,24	
r [mm]	0,000	<0...237,5>
y	-0,31200	[mm]
θ	0,0000	[deg]
Mr	35316,06	[N*m/m]
Mt	35316,06	[N*m/m]
Q	0,00	[N/m]
σ _r	84,76	[MPa]
σ _t	84,76	[MPa]
SF	3,24	

Průhyb



3.0 Kruhové desky s otvorem

4.0 Obdélníkové desky

5.0 Kruhové desky tenké (s velkým průhybem)

6.0 Obdélníkové desky tenké (s velkým průhybem)

PŘÍLOHA č. 6

Návrh a kontrola šroubů spodního víka šroubové pinoly v programu KISSsoft

Name : Unnamed
 Changed by: karelg on: 29.04.2019 at: 17:37:47

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration: Bolted connection under axial load (single bolt)

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M30	
Pitch (mm)	[P]	3.50
Flank angle (°)	[β]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	30.00
Flank diameter (mm)	[d2]	27.73
Core diameter (mm)	[d3]	25.71
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	706.86
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	518.99
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Axial force (N)	[FA]	67175.13
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	1000.00
For sealing (N)	[FKP]	1000.00

Tightening technique: Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)

Tightening factor	[αA]	1.80
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	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
Load application height (mm)	[lk]	35.00

Coef. of friction in thread	[μG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100/ 0.100

Bolt type: Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001

Reference diameter (mm)	[d]	30.00
Bolt length (mm)	[l]	140.00
Shank diameter (mm)	[d1]	30.00
Shank length (mm)	[l1]	10.50
Thread length (mm)	[b]	129.50
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	42.75
Inner diameter of head support (mm)	[da]	33.40
Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]	16.00

Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	560.59
Addendum (mm)	[k]	18.70
Free thread length (mm)	[l3]	39.50
Width across flats (mm)	[s]	46.00
Reduction coefficient	[kT]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	830.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	660.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	660.00
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]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	50.00

Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	31.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00

No washer below screw head

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']	92.69
Diameter (mm)	[DA]	92.69
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	92.69
Cone angle (°)	[φ]	26.54
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	1.139004e-007
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	6.798852e-008
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	7.562186e-007
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1463
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0080
Preload loss (N)	[Fz]	9194.14
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	67539.71
-maximum (N)	[FMmax]	121571.48
Pretension force according table (N)	[FMtab]	305000.00

Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	370000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	307043.98
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	297849.84
Additional bolt load (N)	[FSA]	9829.56
Additional plate load (N)	[FPA]	57345.56
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	8.77
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	42.50
Number of load cycles	[NZ]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.05107
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.09193
at FM (mm)	[fS]	0.23219
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00769
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01385
at FM (mm)	[fT]	0.03497

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	307043.98
Pretension force (N)	[FV]	297849.84
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	103040.28
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	594.00
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	585.66
Tightening torque (Nm)	[MA]	1250.18
Loose torque (Nm)	[ML]	876.48
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	566.65

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	67539.71
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	130.66
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	142.07
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	275.00
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	171.69
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	138.36

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	121571.48
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	103040.28
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	235.19
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	242.13
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	495.00
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	330.69
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	234.98
Remaining clamping force (N)	[FKR]	1000.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	594.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	660.00
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	559.21

Permissible surface pressure
(below screw head) (N/mm²) [pKzul] 770

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Safety against yield point	[SF]	2.73
Safety against fatigue	[SD]	4.85
Safety against pressure	[SP]	3.28

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.13
Safety against fatigue	[SD]	4.85
Safety against pressure	[SP]	1.36

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	104.04
------------------------	------	--------

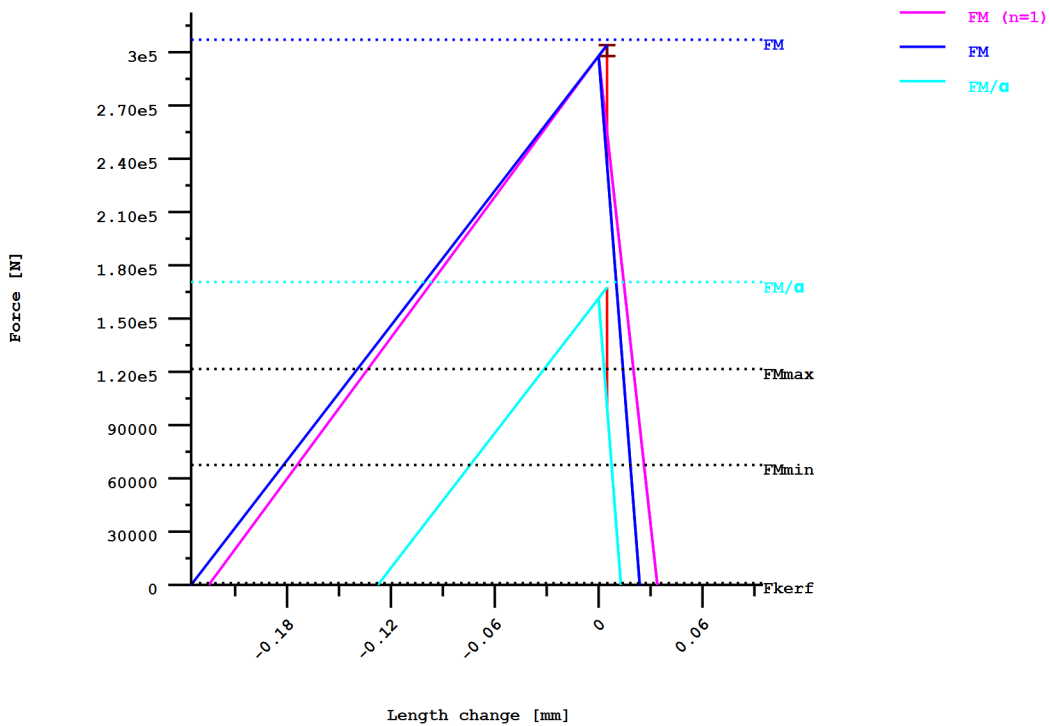


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
 - Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
 - Safety against sliding [SG = FK_R/FK_{erf}] is calculated with:
FK_R: with FM/αA, FK_{erf} = FK_Q + FK_P
 - 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..

PŘÍLOHA č. 7

Návrh a kontrola šroubů spodního víka hydraulické pinoly v programu KISSsoft

Name : Unnamed
 Changed by: karelg on: 29.04.2019 at: 17:36:44

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

INPUTS:

Configuration: Bolted connection under axial load (single bolt)

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M36	
Pitch (mm)	[P]	4.00
Flank angle (°)	[β]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40
Core diameter (mm)	[d3]	31.09
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	1017.88
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	759.28
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Axial force (N)	[FA]	125000.10
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	1000.00
For sealing (N)	[FKP]	1000.00

Tightening technique: Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)

Tightening factor	[αA]	1.80
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	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
Load application height (mm)	[lk]	35.00

Coef. of friction in thread	[μG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100/ 0.100

Bolt type: Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001

Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Bolt length (mm)	[l]	130.00
Shank diameter (mm)	[d1]	36.00
Shank length (mm)	[l1]	12.00
Thread length (mm)	[b]	118.00
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	51.11
Inner diameter of head support (mm)	[da]	39.40
Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]	16.00

Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	816.72
Addendum (mm)	[k]	22.50
Free thread length (mm)	[l3]	38.00
Width across flats (mm)	[s]	55.00
Reduction coefficient	[kT]	0.50

Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	830.00
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	660.00
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	660.00
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]	770.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	50.00

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

No washer below screw head

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']	98.55
Diameter (mm)	[DA]	98.55
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	98.55
Cone angle (°)	[φ]	25.38
Ductility of flange (mm/N)	[δP]	9.174205e-008
Addition for plate resilience (mm/N)	[δPzu]	5.665710e-008
Ductility of screw (mm/N)	[δS]	5.602047e-007
Load factor for centric load introduction	[Φn]	0.1593
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0080
Preload loss (N)	[Fz]	12270.94
required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	118353.87
-maximum (N)	[FMmax]	213036.96
Pretension force according table (N)	[FMtab]	450000.00

Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	540000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	448345.40
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	436074.46
Additional bolt load (N)	[FSA]	19917.17
Additional plate load (N)	[FPA]	105082.93
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	12.19
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	41.79
Number of load cycles	[NZ]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.06630
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.11934
at FM (mm)	[fS]	0.25117
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.01086
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.01954
at FM (mm)	[fT]	0.04113

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	448345.40
Pretension force (N)	[FV]	436074.46
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	130726.91
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	594.00
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	592.96
Tightening torque (Nm)	[MA]	2169.62
Loose torque (Nm)	[ML]	1547.60
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	562.53

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	118353.87
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	156.80
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	173.95
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	572.73
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	376.48
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	166.11

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	213036.96
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	130726.91
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	282.25
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	294.15
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	1030.92
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	712.50
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	279.85
Remaining clamping force (N)	[FKR]	1000.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	594.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	660.00
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	832.42

Permissible surface pressure
(below screw head) (N/mm²) [pKzul] 770

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 1.80

Safety against yield point	[SF]	2.24
Safety against fatigue	[SD]	3.43
Safety against pressure	[SP]	2.75

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.11
Safety against fatigue	[SD]	3.43
Safety against pressure	[SP]	1.37

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	131.73
------------------------	------	--------

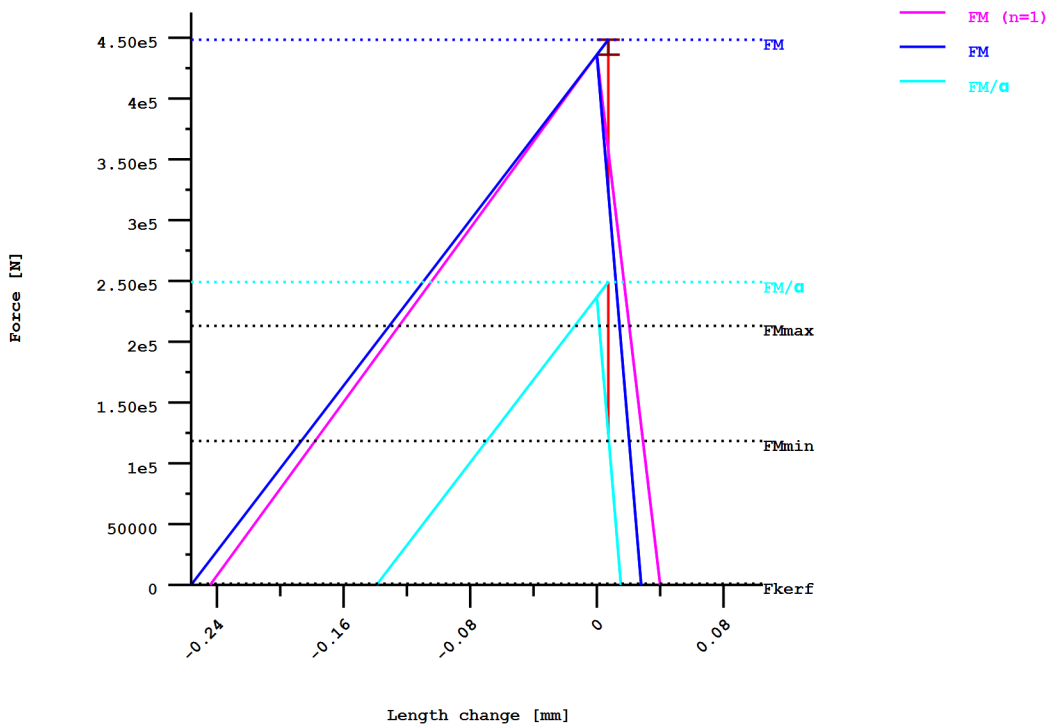


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
 - Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
 - Safety against sliding [SG = FK_R/FK_{erf}] is calculated with:
FK_R: with FM/αA, FK_{erf} = FK_Q + FK_P
 - 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..

PŘÍLOHA č. 8

Výpočet kroutícího momentu působícího na vodící šroub při středění obrobku

Power Screw Calculator

Calculation

Type of Strength Calculation: **Check Calculation**

Loads

Force F only

Max. Axial Force F : 25043,000 N

Max. Torque T : 320,399 N m

Thread Friction Factor f_l : 0,150 ul

Screw

Thread Diameter d : 130,000 mm

Pitch p : 24,000 mm

Mean Screw Diameter d_s : 118,000 mm

Min. Screw Diameter d_{min} : 103,600 mm

Nut Height H : 320,000 mm

Factor for End Conditions n : 1,000 ul

Max. Length L : 761,000 mm

Material

CSN 11600

Allowable Thread Pressure P_A : 13,000 MPa

Modulus of Elasticity E : 206000 MPa

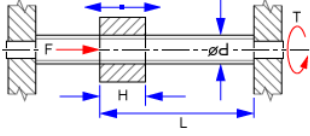
Yield Strength S_y : 315 MPa

Safety Factor k_s : 3,000 ul

Type of transmission

Rotation --> Shift

Shift --> Rotation



Results

L_{red}	761,000 mm
η	0,299 ul
λ	25,797 ul
σ_t	2,971 MPa
τ_k	1,468 MPa
σ_{red}	3,910 MPa
σ_R	285,558 MPa
σ_E	3055,214 MPa
σ_J	306,881 MPa
p_c	0,563 MPa
k_v	80,567 ul
α	3,36 deg

Calculate OK Cancel

PŘÍLOHA č. 9

Kontrola nalisování bronzové matice pohybového šroubu ve šroubové pinole



Výpočet silových spojů hřídele s nábojem

i Výpočet: A = OK; B = Chyba

ii Informace o projektu

1.0 Společné vstupní údaje

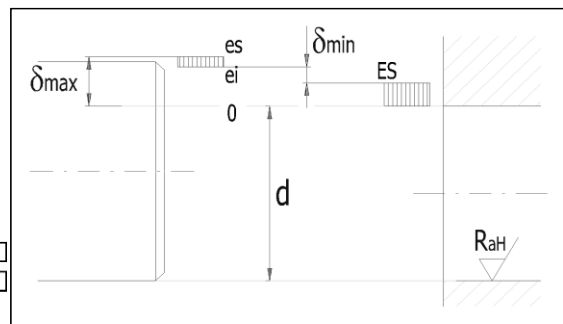
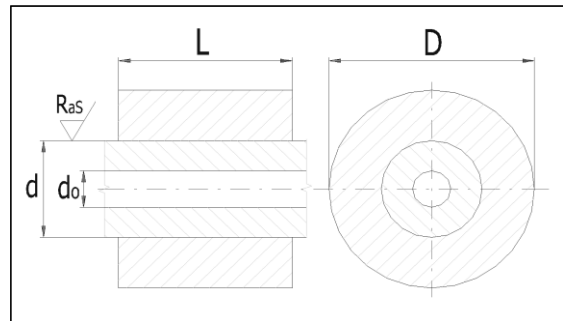
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, °C)	1.16	Materiál hřídele (min. - max. pevnost v tahu)	
1.2	Zatížení spoje		1.17	A ... Konstrukční ocel (350 - 700)	500 [MPa]
1.3	Přenášený výkon	P [kW]	1.18	Mez pevnosti v tahu	R_m 500,0 [MPa]
1.4	Otáčky hřídele	n [1/min]	1.19	Mez kluzu	R_e 290,0 [MPa]
1.5	Krouticí moment	T 7195,89 [Nm]	1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_b 203,0 [MPa]
1.6	Axiální síla	F_A 0,0 [N]	1.21	Dovolený tlak	p_b 98,0 [MPa]
1.7	Způsob zatížení, provozní parametry		1.22	Modul pružnosti v tahu	E 210000 [MPa]
1.8	Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.23	Poissonovo číslo	ν 0,30
1.9	Typ zatížení	Plynulý	1.24	Součinitel tepelné roztažnosti	α 11,50 [10 ⁻⁶ /°C]
1.10	Charakter provozu	Jednosměrný	1.25	Materiál náboje (min. - max. pevnost v tahu)	
1.11	Počet rozběhů v tisících	1	1.26	H ... Bronz (150 - 300)	200 [MPa]
1.12	Předběžný návrh průměru hřídele		1.27	Mez pevnosti v tahu	R_m 200,0 [MPa]
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_0 103,600 [mm]	1.28	Mez kluzu	R_e 120,0 [MPa]
1.14	Požadovaná bezpečnost	2,00	1.29	Dovolený tlak	p_b 38,0 [MPa]
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min} 108,2 [mm]	1.30	Modul pružnosti v tahu	E 110000 [MPa]
			1.31	Poissonovo číslo	ν 0,30
			1.32	Součinitel tepelné roztažnosti	α 16,00 [10 ⁻⁶ /°C]

A

Nalisovaný spoj

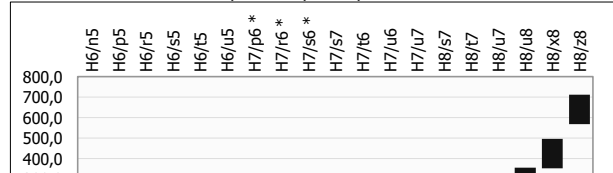
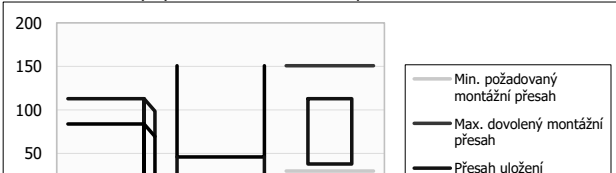
2.0 Návrh rozměrů spoje

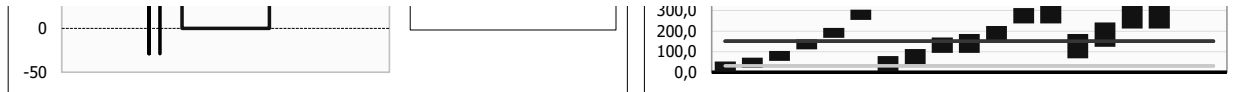
2.1	Parametry spoje	
2.2	Soustava uložení	Soustava jednotné díry
2.3	Způsob montáže	Lisování příčné (za tepla)
2.4	Čistota stykových ploch	Odmaštěné povrchy
2.5	Pokovení stykových ploch	Nepokovené povrchy
2.6	Součinitel tření	μ 0,12 0,12
2.7	Požadovaná bezpečnost proti prokluzu	2,00
2.8	Požadovaná pevnostní bezpečnost	2,00
2.9	Zatížení spoje	
2.10	Provozní koeficient	K_S 1,00 1,00
2.11	Provozní krouticí moment	T_S 7195,89 [Nm]
2.12	Celkové provozní zatížení spoje	F_S 57 567,13 [N]
2.13	Předběžný návrh	
		ID. d D L Uložení
		1. 130.0 300.0 160.0
2.14	Rozměry spoje	
2.15	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_0 103,6 [mm]
2.16	Minimální průměr hřídele	d_{min} 108,2 [mm]
2.17	Průměr hřídele	d 250,000 [mm]
2.18	Vnější průměr náboje	D 400,000 [mm]
2.19	Drsnost povrchu hřídele	R_{as} 1,60 [μ m]
2.20	Drsnost povrchu díry náboje	R_{ah} 1,60 [μ m]
2.21	Funkční délka spoje	L 320,000 [mm]



2.22 **Návrh a volba uložení**

2.23	Automatický návrh uložení	H7/r6 * <input checked="" type="checkbox"/>
2.24	Doporučené uložení	
2.25	Horní úchylnka náboje	ES 46,00 [μ m]
2.26	Dolní úchylnka náboje	EI 0,00 [μ m]
2.27	Horní úchylnka hřídele	es 113,00 [μ m]
2.28	Dolní úchylnka hřídele	ei 84,00 [μ m]
2.29	<i>Mezní úchylnky a rozsah montážního přesahu zvoleného uložení</i>	
2.30	Sednutí spoje	2,56 [μ m]
2.31	Min. požadovaný montážní přesah	30,03 [μ m]
2.32	Minimální přesah uložení	δ_{min} 38,00 [μ m]
2.33	Max. dovolený montážní přesah	150,73 [μ m]
2.34	Maximální přesah uložení	δ_{max} 113,00 [μ m]
2.35	<i>Rozsah montážních přesahů pro doporučená uložení</i>	

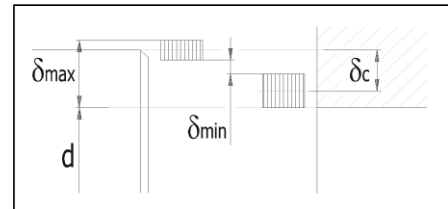




3.0 Únosnost, pevnostní kontroly a montážní parametry spoje

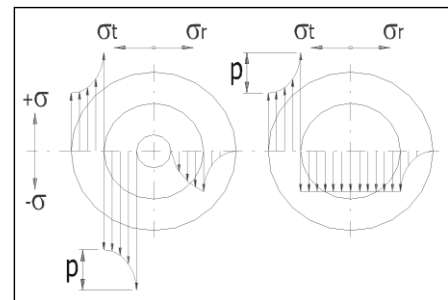
3.1 Únosnost spoje

		δ_c	δ_{min}	δ_{max}		
3.2	Montážní přesah	δ	75,50	38,00	113,00	[μm]
3.3	Efektivní přesah	Δd	72,94	35,44	110,44	[μm]
3.4	Stykový tlak	p	10,1	4,9	15,3	[MPa]
3.5	Třecí síla spoje	F_f	305731	148548	462914	[N]
3.6	Bezpečnost proti prokluzu		5,31	2,58	8,04	



3.7 Pevnostní kontrola náboje

3.8	Zvětšení vnějšího průměru	ΔD	47,26	22,96	71,56	[μm]
3.9	Dovolené napětí v tahu	σ_D	120			[MPa]
3.10	Srovnávací napětí na vnějším průměru		13,0	6,3	19,7	[MPa]
3.11	Srovnávací napětí na vnitřním průměru		29,5	14,4	44,7	[MPa]
3.12	Bezpečnost		4,06	8,36	2,68	



3.13 Pevnostní kontrola hřídele

3.14	Zmenšení vnitřního průměru	Δd_0	12,08	5,87	18,28	[μm]
3.15	Dovolené napětí v tahu	σ_D	290			[MPa]
3.16	Srovnávací napětí na vnějším průměru		12,8	6,2	19,3	[MPa]
3.17	Srovnávací napětí na vnitřním průměru		24,5	11,9	37,1	[MPa]
3.18	Bezpečnost		11,85	24,38	7,82	

3.19 Kontrola spoje na otláčení

3.20	Dovolený stykový tlak	p_D	38	[MPa]
3.21	Max. stykový tlak	p_{max}	15,3	[MPa]
3.22	Bezpečnost		2,48	

3.23 Kontrola hřídele na krut

3.24	Dovolené napětí v krutu	τ_D	203	[MPa]
3.25	Srovnávací napětí	τ	1,3	[MPa]
3.26	Bezpečnost		151,19	

3.27 Montážní parametry spoje

3.28 Lisování příčné (za tepla)

3.29	Uložení	Se středním přesahem ▼		
3.30	Montážní vůle	c	0,2500	[mm] ▽
3.31	Součinitel tepelné roztažnosti :			
3.32	- materiál náboje (ohřev)	α_H	16	[$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]
3.33	- materiál hřídele (ohřev)	α_S	11,5	[$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$]
3.34	- materiál hřídele (ochlazení)	α_{Sc}	8,5	[$10^{-6}/^{\circ}\text{C}$] ▽

3.41 Lisování podélné (za studena)

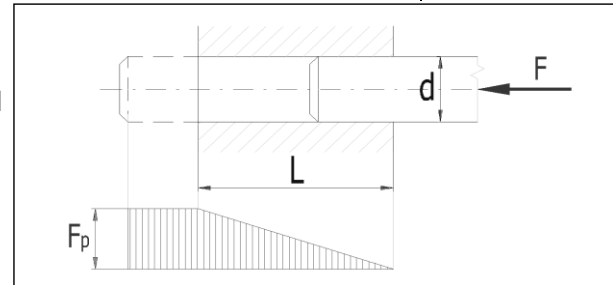
3.42	Uložení	S maximálním přesahem ▼		
3.43	Potřebná lisovací síla	F_p	0	[N]

3.35 Stanovení potřebné teploty ohřevu náboje

3.36	Teplota hřídele	T_S	20,0	[$^{\circ}\text{C}$]
3.37	Požadovaná teplota náboje	T_H	101,4	[$^{\circ}\text{C}$]

3.38 Stanovení potřebné teploty ochlazení hřídele

3.39	Teplota náboje	T_H	93,3	[$^{\circ}\text{C}$]
3.40	Požadovaná teplota hřídele	T_S	4,8	[$^{\circ}\text{C}$]



4.0 Kontrola spoje namáhaného přidavným zatížením

5.0 Kontrola spoje pro specifickou pracovní teplotu

6.0 Rozšířená volba uložení dle ISO 286

B Svěrný spoj

7.0 Návrh rozměrů spoje

8.0 Únosnost a pevnostní kontroly spoje

Kapitola doplňků

9.0 Srovnávací tabulka

PŘÍLOHA č. 10

**Návrh a kontrola šroubů mezi rámem opěry a saněmi při operaci
hrubování – normálně**

Name : predepnuti
 Changed by: karelg on: 06.05.2019 at: 07:28:28

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

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 (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40	
Core diameter (mm)	[d3]	31.09	
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]	0.00 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	107999.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	106339.20
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	10000.00	
Coefficient of friction between parts	[μ]	0.100	
Number of screws	[n]	12	
Chosen screw	[no.]	1	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	0.00 /	37051.99
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	89999.17	
- Maximal clamping force applied			
- Direction of shearing force is not taken into account			
For sealing (N)	[FKP]	10000.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	205.00	70.00	1.00	37051.99	0.00	89999.17
2	410.00	70.00	1.00	22231.19	0.00	89999.17
3	615.00	70.00	1.00	7410.40	0.00	89999.17
4	820.00	70.00	1.00	-7410.40	0.00	89999.17
5	1025.00	70.00	1.00	-22231.19	0.00	89999.17
6	1230.00	70.00	1.00	-37051.99	0.00	89999.17
7	205.00	740.00	1.00	37051.99	0.00	89999.17
8	410.00	740.00	1.00	22231.19	0.00	89999.17

9	615.00	740.00	1.00	7410.40	0.00	89999.17
10	820.00	740.00	1.00	-7410.40	0.00	89999.17
11	1025.00	740.00	1.00	-22231.19	0.00	89999.17
12	1230.00	740.00	1.00	-37051.99	0.00	89999.17

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	717.500	717.500	717.500
sy	405.000	405.000	405.000

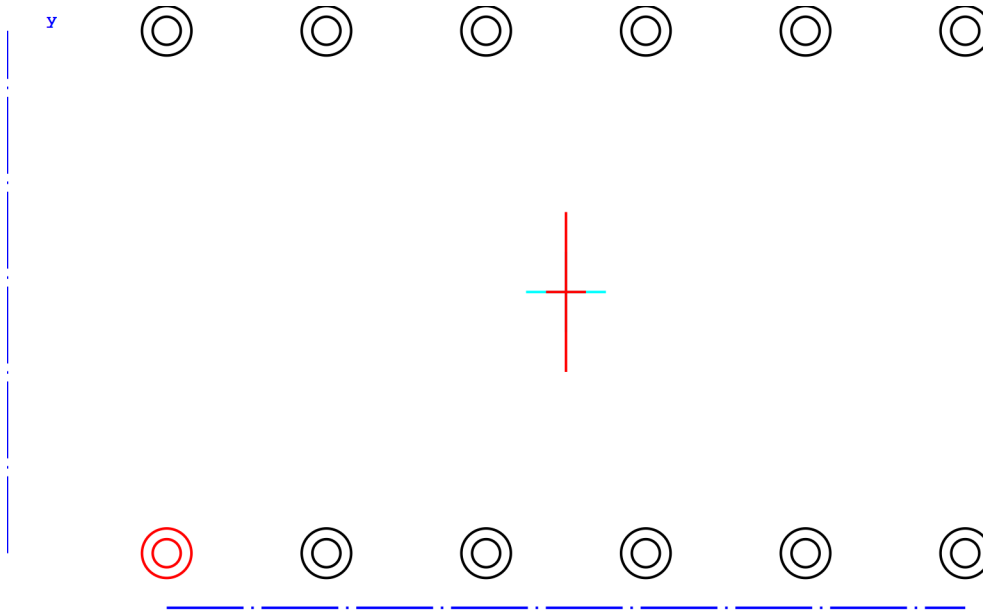


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Torque wrench (by estimating the coefficient of friction)	
Tightening factor	[αA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[αmin]	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
Load application height (mm)	[lk]	49.00
Coef. of friction in thread	[μG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support	[μK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw with shank (A B) DIN EN ISO 4014:2001	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00
Bolt length (mm)	[l]	140.00
Shank diameter (mm)	[d1]	36.00
Shank length (mm)	[l1]	56.00
Thread length (mm)	[b]	84.00

Outer diameter of head support (mm)	[dw]	51.11
Inner diameter of head support (mm)	[da]	39.40
Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm^2)	[As]	816.72
Addendum (mm)	[k]	22.50
Free thread length (mm)	[l3]	14.00
Width across flats (mm)	[s]	55.00
Reduction coefficient	[kT]	0.50
Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm^2)	[Rm]	830.00
Yield point (N/mm^2)	[Rp0.2]	660.00
Maximum yield point (N/mm^2)	[Rp,max]	660.00
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]	70.00
Young's modulus (N/mm^2)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm^2)	[pG]	770.00
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	70.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
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']	124.45
Diameter (mm)	[DA]	124.45
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	124.45
Cone angle ($^\circ$)	[φ]	27.65
Ductility of flange (mm/N)	[δ P]	9.714708e-008
Addition for plate resilience (mm/N)	[δ Pzu]	5.665710e-008
Ductility of screw (mm/N)	[δ S]	6.168796e-007
Load factor for centric load introduction	[Φ n]	0.1508
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	14005.08

required assembly preload:		
-minimum (N)	[FMmin]	135469.43
-maximum (N)	[FMmax]	216751.09
Pretension force according table (N)	[FMtab]	450000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	540000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	448345.40
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	434340.32
Additional bolt load (N)	[FSA]	5586.80
Additional plate load (N)	[FPA]	31465.19
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	3.42
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	41.79
Number of load cycles	[NZ]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.08357
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.13371
at FM (mm)	[fS]	0.27658
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.01316
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.02106
at FM (mm)	[fT]	0.04356

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	448345.40
Pretension force (N)	[FV]	434340.32
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	144746.45
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	594.00
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	576.01
Tightening torque (Nm)	[MA]	2169.62
Loose torque (Nm)	[ML]	1541.44
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	545.32

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	135469.43
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	179.48
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	178.66
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	655.56
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	431.07
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	169.45

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

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	216751.09
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	144746.45
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	287.17
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	281.88
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	1048.90
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	719.53
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	267.10
Remaining clamping force (N)	[FKR]	89999.17
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	594.00

Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ_{Bzul}]	660.00
Support area (below screw head) (mm ²)	[A_{pK}]	832.42
Permissible surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[p_{Kzul}]	770

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

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

Safety against yield point	[SF]	2.34
Safety against fatigue	[SD]	12.22
Safety against pressure	[SP]	2.88

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	12.22
Safety against pressure	[SP]	1.41

Calculation with minimum attained pretension force:

Safety against sliding	[SG]	2.61
------------------------	------	------

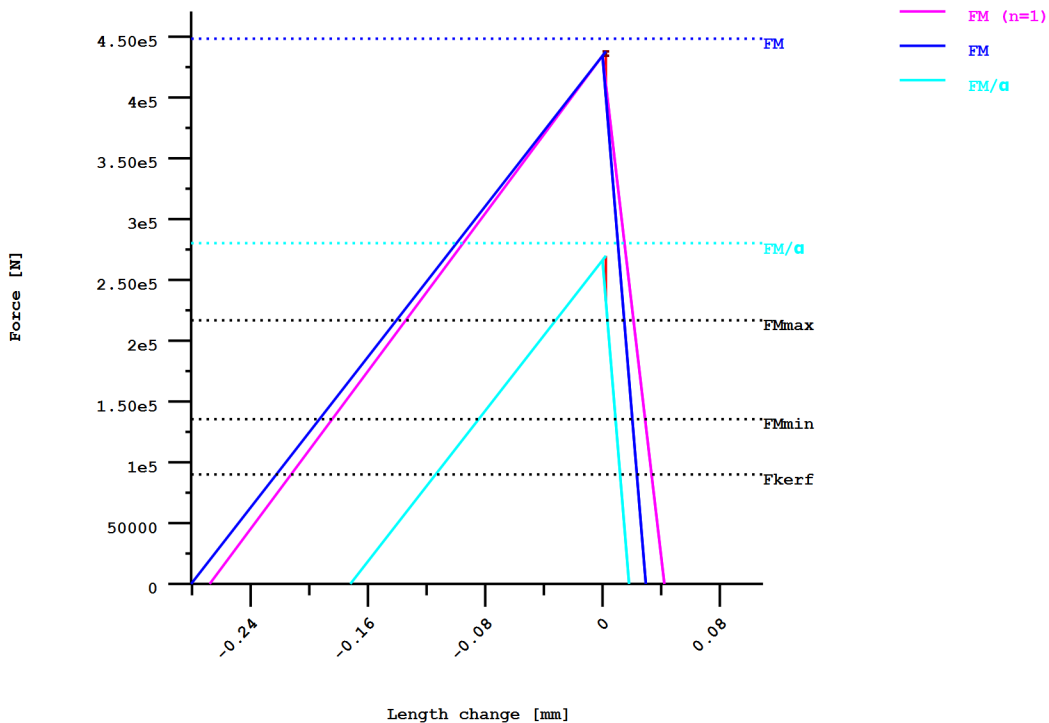


Figure: Display of restraint-diagram

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:

PŘÍLOHA č. 11

Kontrola šroubů mezi rámem opěry a saněmi při přenášení konstrukce

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : zatizeni vlastni tihou sani

Changed by: karelg

on: 06.05.2019

at: 07:53:09

Bolt calculation according to VDI 2230:2015

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 (°)	[β]	60.00	
Reference diameter (mm)	[d]	36.00	
Flank diameter (mm)	[d2]	33.40	
Core diameter (mm)	[d3]	31.09	
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]	-92265.80 /	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00	
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00	
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00	
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	0.00 /	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 /	41090.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	10000.00	
Coefficient of friction between parts	[μ]	0.100	
Number of screws	[n]	12	
Chosen screw	[no.]	12	
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	-14317.07 /	24673.07
Required clamping force:			
For shearing force transmission (N)	[FKQ]	0.00	
For sealing (N)	[FKP]	10000.00	

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	205.00	70.00	1.00	14317.07	-40050.70	0.00
2	410.00	70.00	1.00	8590.24	-30824.12	0.00
3	615.00	70.00	1.00	2863.41	-21597.54	0.00
4	820.00	70.00	1.00	-2863.41	-12370.96	0.00
5	1025.00	70.00	1.00	-8590.24	-3144.38	0.00
6	1230.00	70.00	1.00	-14317.07	6082.20	0.00
7	205.00	740.00	1.00	14317.07	-21459.83	0.00
8	410.00	740.00	1.00	8590.24	-12233.25	0.00
9	615.00	740.00	1.00	2863.41	-3006.67	0.00
10	820.00	740.00	1.00	-2863.41	6219.91	0.00

11	1025.00	740.00	1.00	-8590.24	15446.49	0.00
12	1230.00	740.00	1.00	-14317.07	24673.07	0.00

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	717.500	717.500	717.500
sy	405.000	405.000	405.000

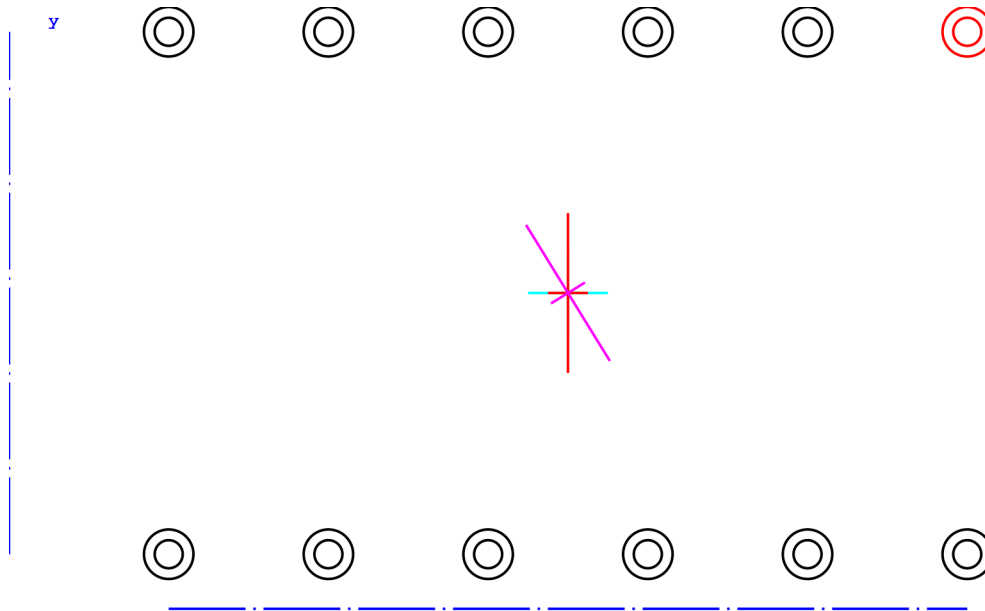


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Own Input		
Tightening factor		[αA]	4.82
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)		[amin]	1.00
Load application factor		[n]	0.70
Bolting type: SV	1		
Length of connected solid (mm)		[IA]	0.00
Distance of connected solid (mm)		[ak]	0.00
Load application height (mm)		[lk]	49.00
Coef. of friction in thread		[μG]	0.100/ 0.100
Coef. of friction at head support		[μK]	0.100/ 0.100
Bolt type:	Hexagon head screw with shank (A B) DIN EN ISO 4014:2001		
Reference diameter (mm)		[d]	36.00
Bolt length (mm)		[l]	140.00
Shank diameter (mm)		[d1]	36.00
Shank length (mm)		[l1]	56.00
Thread length (mm)		[b]	84.00
Outer diameter of head support (mm)		[dw]	51.11
Inner diameter of head support (mm)		[da]	39.40

Surface roughness (head bearing area) (μm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm^2)	[As]	816.72
Addendum (mm)	[k]	22.50
Free thread length (mm)	[l3]	14.00
Width across flats (mm)	[s]	55.00
Reduction coefficient	[kT]	0.50
Strength class		8.8
Tensile strength (N/mm^2)	[Rm]	830.00
Yield point (N/mm^2)	[Rp0.2]	660.00
Maximum yield point (N/mm^2)	[Rp,max]	660.00
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]	70.00
Young's modulus (N/mm^2)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm^2)	[pG]	770.00
Surface roughness (μm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	70.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	37.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
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']	124.45
Diameter (mm)	[DA]	124.45
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	124.45
Cone angle ($^\circ$)	[ϕ]	27.65
Ductility of flange (mm/N)	[δ P]	9.714708e-008
Addition for plate resilience (mm/N)	[δ Pzu]	5.665710e-008
Ductility of screw (mm/N)	[δ S]	6.168796e-007
Load factor for centric load introduction	[Φ n]	0.1508
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	14005.08
required assembly preload: -minimum (N)	[FMmin]	44957.87

-maximum (N)	[FMmax]	216750.90
Pretension force according table (N)	[FMtab]	450000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	540000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	448345.40
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	434340.32
Additional bolt load (N)	[FSA]	3720.27
Additional plate load (N)	[FPA]	20952.79
Fatigue load (N/mm ²)	[σa]	3.60
Fatigue life (N/mm ²)	[σAzul]	41.79
Number of load cycles	[NZ]	>= 2000000
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.02773
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.13371
at FM (mm)	[fS]	0.27658
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.00437
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.02106
at FM (mm)	[fT]	0.04356

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretension force (N)	[FM]	448345.40
Pretension force (N)	[FV]	434340.32
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	48036.69
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M]	594.00
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B]	573.81
Tightening torque (Nm)	[MA]	2169.62
Loose torque (Nm)	[ML]	1541.44
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	543.07

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor: 1.00

Mounting-Pretension force (N)	[FMmin]	44957.87
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmin]	59.56
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmin]	61.50
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	217.56
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	109.85
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	58.48

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 4.82

Mounting-Pretension force (N)	[FMmax]	216750.90
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	48036.69
Equivalent stress in mounting state (N/mm ²)	[σred.M_FMmax]	287.17
Equivalent stress in working state (N/mm ²)	[σred.B_FMmax]	279.68
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	1048.89
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	719.53
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	264.86
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Mzul]	594.00
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[σ.Bzul]	660.00
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	832.42

Permissible surface pressure
(below screw head) (N/mm²) [pKzul] 770

SUMMARY:

The yield point must not be exceeded.

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor: 4.82

Safety against yield point	[SF]	2.36
Safety against fatigue	[SD]	11.61
Safety against pressure	[SP]	2.91

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.15
Safety against fatigue	[SD]	11.61
Safety against pressure	[SP]	1.42

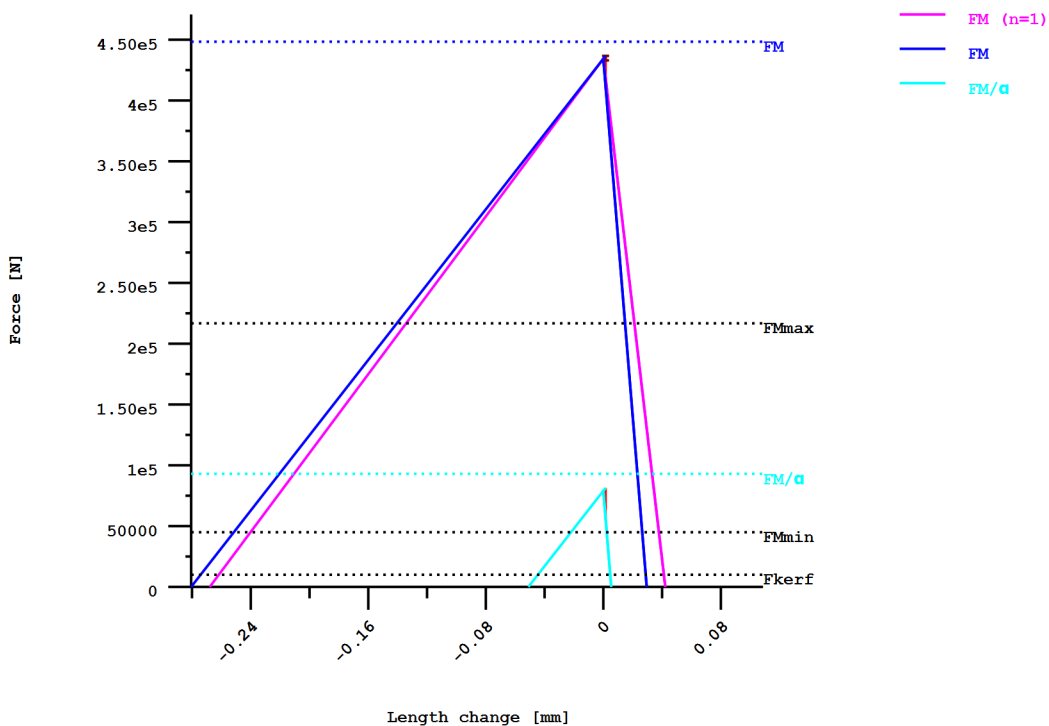
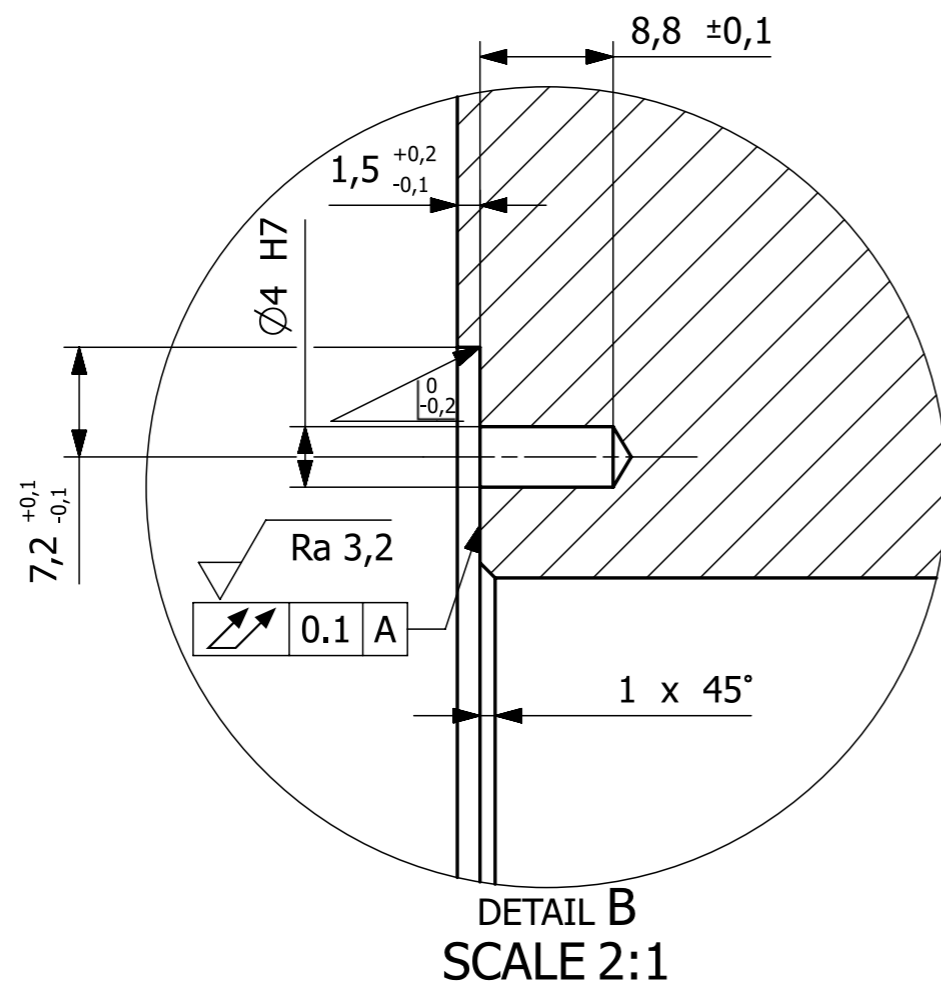
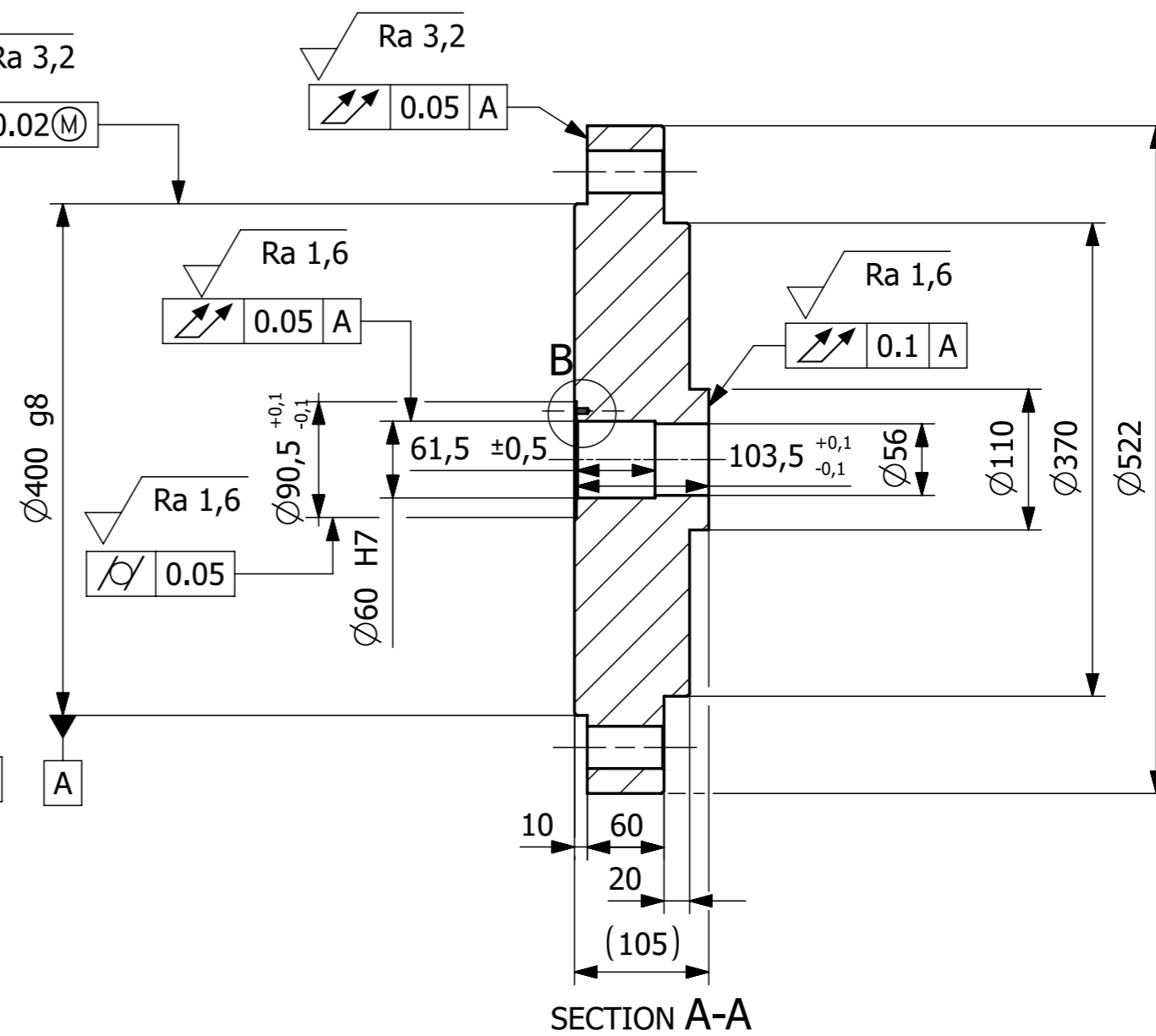
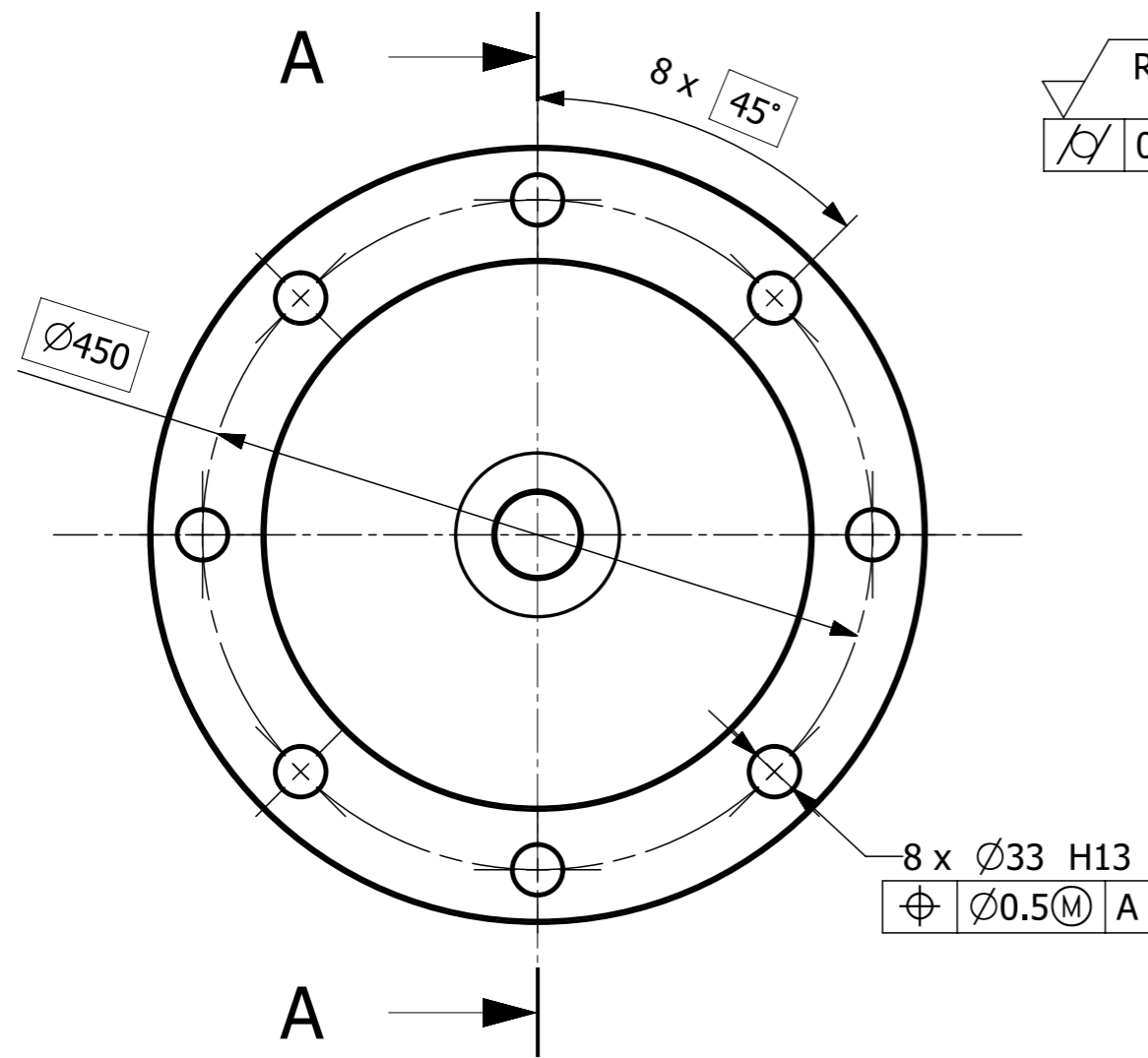


Figure: Display of restraint-diagram

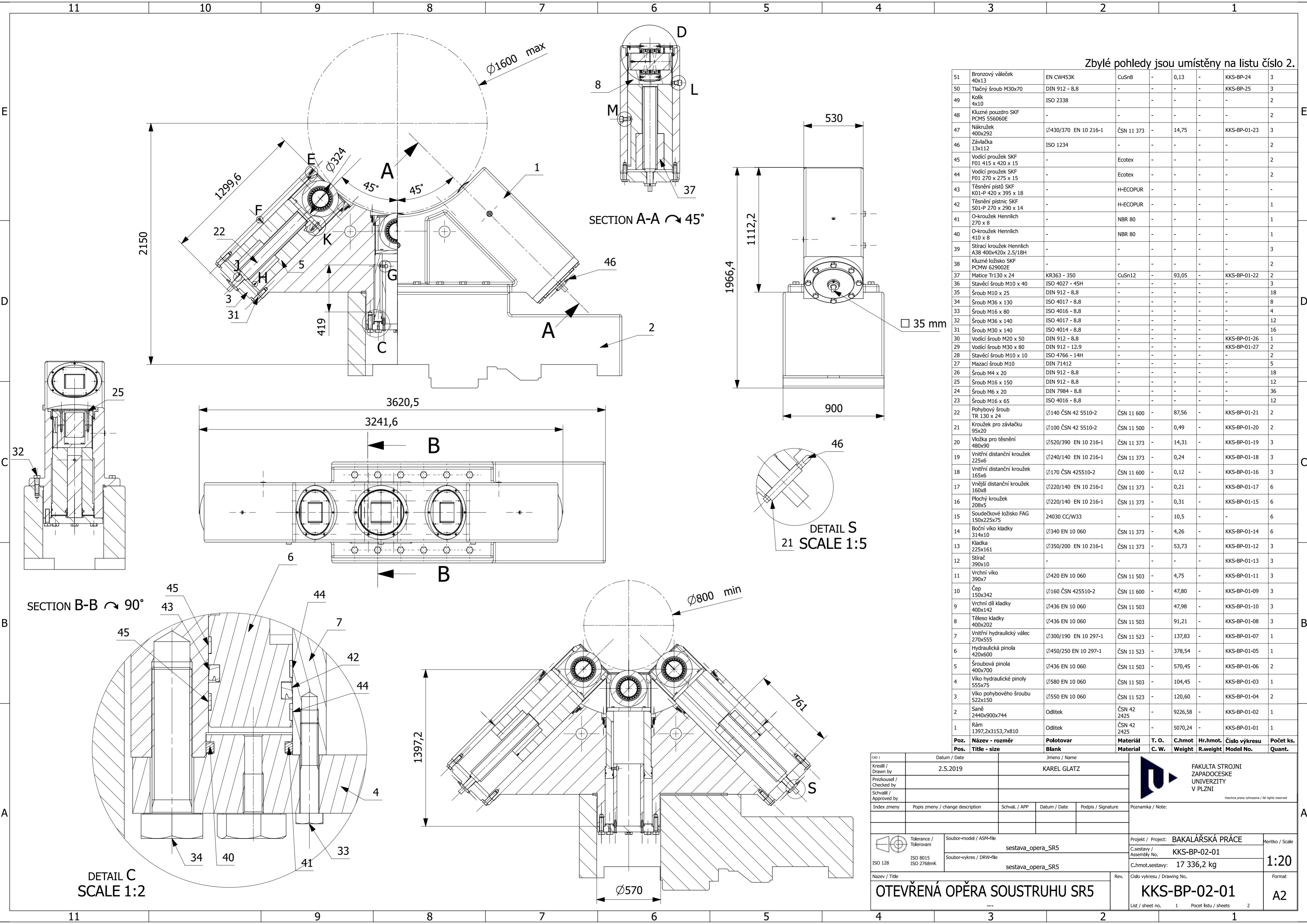
Remarks:

- 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/αA, FKerf = FKQ + FKP
- 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..
- Total required clamp load according to (R2/4): FKerf >= Maxi(FKA + FKP, FKQ)



$Ra 6,3$ ($Ra 1,6$ $Ra 3,2$) Všechna nekótovaná sražení $1 \times 45^\circ$
Nekótované poloměry $R=1$

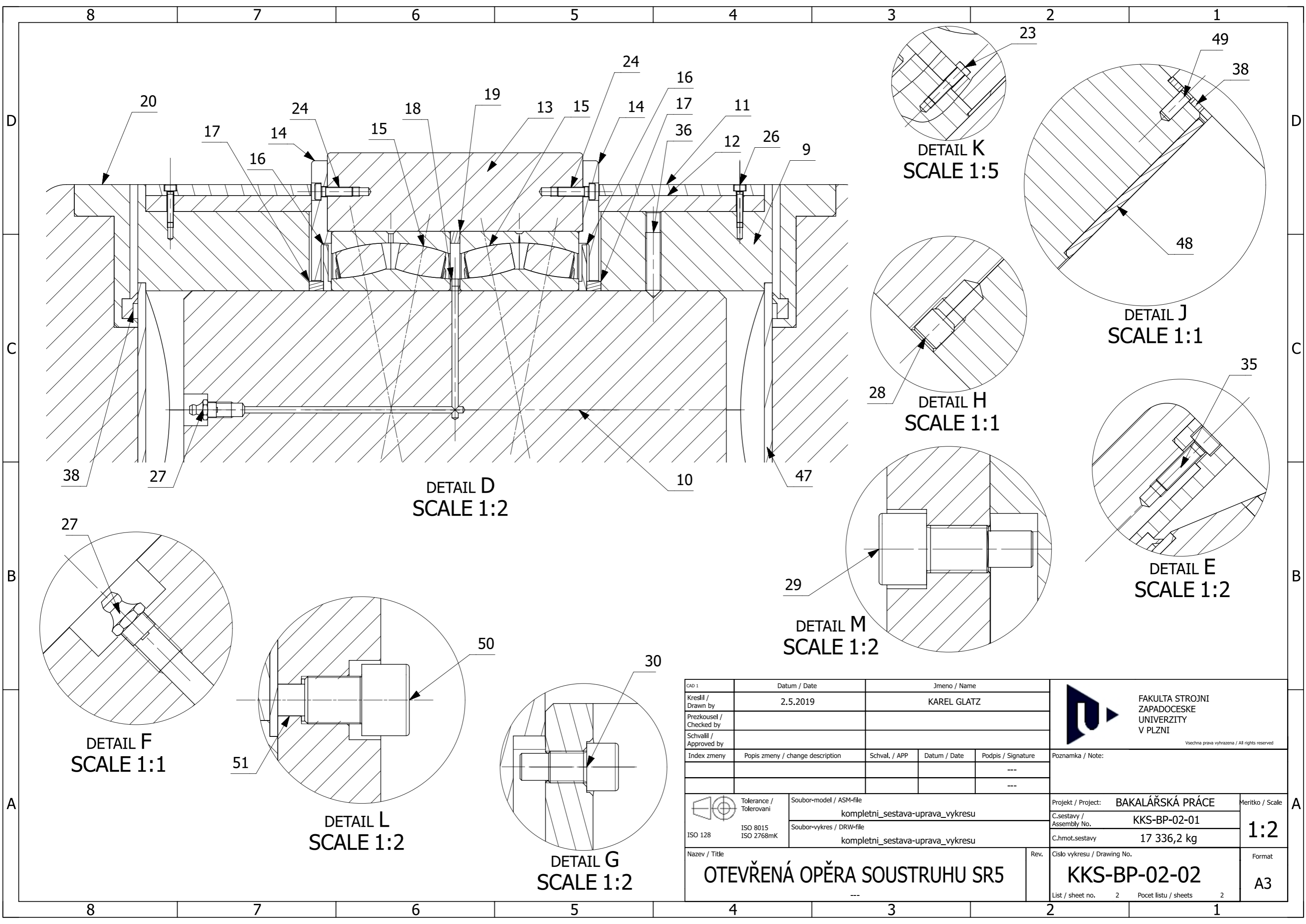
2	Víko pohybového šroubu - 522x115 mm	$\varnothing 580 \text{ EN 10 060}$	ČSN 11 523	-	120,6	-	KKS-BP-02-01	3
Počet kus.	Nazev - rozmer	Polotovár	Material	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Císlo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Poz.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	8. 5. 2019	Karel Glatz						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file viko_pohyboveho_sroubu		Projekt / Project:	Bakalářská práce		Meritko / Scale	
		Soubor-vykres / DRW-file viko_pohyboveho_sroubu		C.sestavy / Assembly No.	KKS-BP-02-01		1:5	
Nazev / Title	Víko pohybového šroubu			Rev.	Císlo vykresu / Drawing No. KKS-BP-01-04			Format A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	



Zbýlé pohledy jsou umístěny na listu číslo 2.

Pos.	Název - rozměr	Polotovar	Materiál	T. O.	C.hmot	Hr.hmot	Číslo výkresu	Počet ks.
Pos.	Title - size	Blank	Material	C. W.	Weight	R.weight	Model No.	Quant.
51	Bronzový váleček 40x13	EN CW453K	CuSn8	-	0,13	-	KKS-BP-24	3
50	Tlačný šroub M30x70	DIN 912 - 8,8	-	-	-	-	KKS-BP-25	3
49	Kolík 4x10	ISO 2338	-	-	-	-	-	2
48	Kluzné pouzdro SKF PCMS 556060E	-	-	-	-	-	-	2
47	Nákržek 400x292	Ø430/370 EN 10 216-1	ČSN 11 373	-	14,75	-	KKS-BP-01-23	3
46	Závlačka 13x112	ISO 1234	-	-	-	-	-	2
45	Vodící proužek SKF F01 415 x 420 x 15	-	Ecotex	-	-	-	-	2
44	Vodící proužek SKF F01 270 x 275 x 15	-	Ecotex	-	-	-	-	2
43	Těsnění pístů SKF K01-P 420 x 395 x 18	-	H-ECOPUR	-	-	-	-	-
42	Těsnění pístnic SKF S01-P 270 x 290 x 14	-	H-ECOPUR	-	-	-	-	1
41	O-kroužek Hennlich 270 x 8	-	NBR 80	-	-	-	-	1
40	O-kroužek Hennlich 410 x 8	-	NBR 80	-	-	-	-	1
39	Stírací kroužek Hennlich A38 400x420x 2,5/18H	-	-	-	-	-	-	3
38	Kluzné ložisko SKF PCMW 629002E	-	-	-	-	-	-	2
37	Matice Tr130 x 24	KR363 - 350	CuSn12	-	93,05	-	KKS-BP-01-22	2
36	Stavěcí šroub M10 x 40	ISO 4027 - 45H	-	-	-	-	-	3
35	Šroub M10 x 25	DIN 912 - 8,8	-	-	-	-	-	18
34	Šroub M36 x 130	ISO 4017 - 8,8	-	-	-	-	-	8
33	Šroub M16 x 80	ISO 4016 - 8,8	-	-	-	-	-	4
32	Šroub M36 x 140	ISO 4017 - 8,8	-	-	-	-	-	12
31	Šroub M30 x 140	ISO 4014 - 8,8	-	-	-	-	-	16
30	Vodící šroub M20 x 50	DIN 912 - 8,8	-	-	-	-	KKS-BP-01-26	1
29	Vodící šroub M30 x 80	DIN 912 - 12,9	-	-	-	-	KKS-BP-01-27	2
28	Stavěcí šroub M10 x 10	ISO 4766 - 14H	-	-	-	-	-	2
27	Mazací šroub M10	DIN 71412	-	-	-	-	-	5
26	Šroub M4 x 20	DIN 912 - 8,8	-	-	-	-	-	18
25	Šroub M16 x 150	DIN 912 - 8,8	-	-	-	-	-	12
24	Šroub M6 x 20	DIN 7984 - 8,8	-	-	-	-	-	36
23	Šroub M16 x 65	ISO 4016 - 8,8	-	-	-	-	-	12
22	Pohybový šroub TR 130 x 24	Ø140 ČSN 42 5510-2	ČSN 11 600	-	87,56	-	KKS-BP-01-21	2
21	Kroužek pro závlačku 95x20	Ø100 ČSN 42 5510-2	ČSN 11 500	-	0,49	-	KKS-BP-01-20	2
20	Vložka pro těsnění 480x90	Ø520/390 EN 10 216-1	ČSN 11 373	-	14,31	-	KKS-BP-01-19	3
19	Vnitřní distanční kroužek 225x6	Ø240/140 EN 10 216-1	ČSN 11 373	-	0,24	-	KKS-BP-01-18	3
18	Vnitřní distanční kroužek 165x6	Ø170 ČSN 425510-2	ČSN 11 600	-	0,12	-	KKS-BP-01-16	3
17	Vnější distanční kroužek 160x8	Ø220/140 EN 10 216-1	ČSN 11 373	-	0,21	-	KKS-BP-01-17	6
16	Plochý kroužek 208x5	Ø220/140 EN 10 216-1	ČSN 11 373	-	0,31	-	KKS-BP-01-15	6
15	Soudečkové ložisko FAG 150x225x75	24030 CC/W33	-	-	10,5	-	-	6
14	Boční víko kladky 314x10	Ø340 EN 10 060	ČSN 11 373	-	4,26	-	KKS-BP-01-14	6
13	Kladka 225x161	Ø350/200 EN 10 216-1	ČSN 11 373	-	53,73	-	KKS-BP-01-12	3
12	Stírač 390x10	-	-	-	-	-	KKS-BP-01-13	3
11	Vrchní víko 390x7	Ø420 EN 10 060	ČSN 11 503	-	4,75	-	KKS-BP-01-11	3
10	Čep 150x342	Ø160 ČSN 425510-2	ČSN 11 600	-	47,80	-	KKS-BP-01-09	3
9	Vrchní díl kladky 400x142	Ø436 EN 10 060	ČSN 11 503	-	47,98	-	KKS-BP-01-10	3
8	Těleso kladky 400x202	Ø436 EN 10 060	ČSN 11 503	-	91,21	-	KKS-BP-01-08	3
7	Vnitřní hydraulický válec 270x555	Ø300/190 EN 10 297-1	ČSN 11 523	-	137,83	-	KKS-BP-01-07	1
6	Hydraulická pinola 420x600	Ø450/250 EN 10 297-1	ČSN 11 523	-	378,54	-	KKS-BP-01-05	1
5	Šroubová pinola 400x700	Ø436 EN 10 060	ČSN 11 503	-	570,45	-	KKS-BP-01-06	2
4	Víko hydraulické pinoly 555x75	Ø580 EN 10 060	ČSN 11 503	-	104,45	-	KKS-BP-01-03	1
3	Víko pohybového šroubu 522x150	Ø550 EN 10 060	ČSN 11 523	-	120,60	-	KKS-BP-01-04	2
2	Saně 2440x900x744	Odlitek	ČSN 42 2425	-	9226,58	-	KKS-BP-01-02	1
1	Rám 1397,2x3153,7x810	Odlitek	ČSN 42 2425	-	5070,24	-	KKS-BP-01-01	1

CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJINI ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>	
Kreslil / Drawn by		2.5.2019		KAREL GLATZ			
Prezkoušel / Checked by						Poznamka / Note:	
Schválil / Approved by							
Index změny		Popis změny / change description		Schval. / APP		Datum / Date	
 Tolerance / Tolerování ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mk		Soubor-model / ASM-file		sestava_opera_SR5		Projekt / Project: BAKALÁŘSKÁ PRÁCE	
		Soubor-vykres / DRW-file		sestava_opera_SR5		C.sestavy / Assembly No. KKS-BP-02-01	
Nazev / Title		Otevřená opěra soustruhu SR5		Rev.		Cílo vykresu / Drawing No. KKS-BP-02-01	
						List / sheet no. 1 Počet listů / sheets 2	



DETAIL D
SCALE 1:2

DETAIL K
SCALE 1:5

DETAIL J
SCALE 1:1

DETAIL H
SCALE 1:1



DETAIL E
SCALE 1:2

DETAIL M
SCALE 1:2

DETAIL F
SCALE 1:1

DETAIL L
SCALE 1:2

DETAIL G
SCALE 1:2

CAD 1		Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOČESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>
Kreslil / Drawn by		2.5.2019		KAREL GLATZ		
Prezkoušel / Checked by						
Schválil / Approved by						Poznámka / Note:
Index zmeny		Popis zmeny / change description		Schval. / APP		
				Datum / Date		---
				Podpis / Signature		---
 Tolerance / Tolerovani ISO 128 ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		BAKALÁŘSKÁ PRÁCE KKS-BP-02-01 17 336,2 kg 1:2	
	kompletni_sestava-uprava_vykresu		C.sestavy / Assembly No.			
		Soubor-vykres / DRW-file		C.hmot.sestavy		Císlo vykresu / Drawing No. KKS-BP-02-02 Format A3
		kompletni_sestava-uprava_vykresu		List / sheet no. 2		
Nazev / Title OTEVŘENÁ OPĚRA SOUSTRUHU SR5			Rev.		Pocet listu / sheets 2	