

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Katedra konstruování strojů

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky.
Otevřená opěra soustruhu SR5

Autor: **Jiří Petrou**

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

Akademický rok 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří PETROU**

Osobní číslo: **S12B0210P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Upínací prostředky rotačních součástí opěry, podvalky.
Otevřená opěra soustruhu SR5**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

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

Základní požadavky:

Proveďte rešerši v dané oblasti. Zpracujte tematiku z hledisek principů, srovnání jednotlivých koncepcí, konstrukčních provedení, užitečných vlastností a aplikací

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše konstrukčních řešení opěr a podvalků u vybraných výrobců soustruhů
2. Projekt opěry pro zadaný typ soustruhu ve variantách
3. Konstrukční návrh vybrané varianty sestava a kusovník, výpočty
4. Detail vybrané součásti
5. Technicko ekonomické hodnocení navržené konstrukce

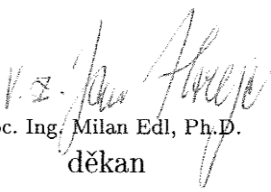
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

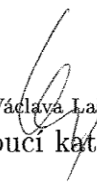
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

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

Datum zadání bakalářské práce: **21. září 2015**
Termín odevzdání bakalářské práce: **20. května 2016**


Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan




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

V Plzni dne 21. září 2015

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu a konzultantovi mé bakalářské práce panu doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc. za vedení mé práce, vstřícnost, trpělivost a za poskytnuté rady.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Petrou	Jméno Jíří		
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.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	90	TEXTOVÁ ČÁST	72	GRAFICKÁ ČÁST	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši opěr a podvalků. Zabývá se konstrukčním návrhem otevřené opěry s valivými styky pro soustruh SR5. Obsahuje základní a kontrolní výpočty. Součástí práce je též FEM analýza vybrané součásti.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>opěra, rešerše, soustruh, kladka, pohybový mechanismus, FEM analýza, pinola, hydraulika, výpočet, CAD</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Petrou	Name Jiří	
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, roller steady rests. Open steady rest for lathe SR5		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	90	TEXT PART	72	GRAPHICAL PART	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor’s thesis is research on steady rests. It concerns design of open steady rest with roller contacts for lathe SR5. It includes basic and supervisory calculations. This thesis contains an FEM analysis of a certain part.
KEY WORDS	steady rest, research, lathe, pulley, motion mechanism, FEM analysis, jaws, hydraulics, calculation, CAD

Obsah

1	Úvod.....	4
1.1	Univerzální hrotové soustruhy.....	4
2	Rešerše opěr a podvalků	5
2.1	Použití opěr a podvalků	5
2.2	Funkce opěr a podvalků.....	6
2.3	Parametry a vlastnosti opěr.....	6
2.3.1	Upínací průměr.....	6
2.3.2	Tíha obrobku	6
2.3.3	Řezná síla	6
2.3.4	Opěrný styk	7
2.3.5	Rozměry opěry	7
2.3.6	Koncepce opěry.....	7
2.3.7	Stavebnicovitá konstrukce.....	8
2.3.8	Posuv saní.....	8
2.4	Konstrukční části opěry	9
2.5	Rozdělení opěr	10
2.5.1	Opěra zavřená s oddělitelnou horní částí	10
2.5.2	Opěra zavřená tvaru C.....	11
2.5.3	Opěra otevřená	12
2.5.4	Opěra samo středící pro CNC soustruhy	12
2.5.5	Podvalek.....	12
2.6	Rozdělení podle kontaktu opěrného styku.....	13
2.6.1	Kluzné styky.....	13
2.6.2	Valivé styky.....	14
2.6.3	Hydrostatické styky.....	14
3	Otevřená opěra hrotového soustruhu	16
3.1	Příloha zadání bakalářské práce	16
3.2	Vstupní parametry	18
3.3	Určení cílů	18
3.4	Soustruh ŠKODA SR5-420 NC	18
3.4.1	Stručný popis stroje.....	18
3.4.2	Technické parametry	20

3.5	Opěra SR5.....	20
3.5.1	Popis opěry.....	20
3.5.2	Technické parametry opěry.....	21
3.5.3	Ovládání.....	22
3.5.4	Mazání opěr.....	22
3.5.5	Mazání dotykových ploch pinol s obrobkem.....	22
3.5.6	Montáž opěr na lože stroje.....	22
3.5.7	Demontáž opěr z lože stroje.....	22
3.5.8	Pojezd opěry po loži.....	23
4	Nový návrh.....	23
4.1	Dosavadní konstrukce opěry SR5 se změnami pro nový návrh.....	23
4.2	Nové konstrukční řešení.....	23
4.2.1	Sestava kladky.....	24
4.2.2	Sestava pinoly.....	25
4.2.3	Pohybový šroub.....	26
4.2.4	Víko hydraulické.....	27
4.2.5	Víko šroubové.....	28
4.2.6	Rám.....	28
4.3	Výpočet zatížení jednotlivých Pinol.....	29
4.4	Výpočet ložisek.....	31
4.5	Výpočet síly potřebné k vystředění obrobku.....	32
4.6	Výpočet pohybového šroubu.....	33
4.7	Výpočet axiálního ložiska.....	34
4.8	Kontrolní výpočet vodícího šroubu na střih.....	35
4.9	Výpočet celkového momentu M_c k otočení pohybového šroubu.....	36
4.9.1	Moment potřebný na ráčně.....	36
4.10	Výpočet potřebného tlaku v lineárním hydromotoru.....	36
4.11	Pevnostní výpočet víka hydraulického.....	37
4.12	Kontrolní výpočet šroubů na víkách.....	37
4.13	Kontrola víka šroubového MKP výpočtem.....	38
4.14	Kontrola odlehnutí dělicí roviny rámu a saní.....	41
5	Technickoekonomické hodnocení navržené konstrukce.....	41
6	Závěr.....	42
7	Bibliografie.....	43
8	Seznam obrázků.....	43

9	Seznam tabulek	45
10	Seznam příloh	45

1 Úvod

Při vybírání zadání pro svou bakalářskou práci jsem se zamyslel, kde bych nejlépe zužitkoval své znalosti z pružnosti a pevnosti a z oblasti konstrukce a dovednosti s CAD systémy a MKP řešiči. Oblast obráběcích strojů mi přišla už dříve velice zajímavá, kvůli požadavkům u součástí obráběcích strojů na přesnost a tuhost. Vybral jsem si proto téma „**Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky, Otevřená opěra soustruhu SR5**“

Bakalářská práce se zaměřuje na nové konstrukční provedení Opěry pro soustruh SR5 při zadaných parametrech. Především nahrazení kluzných styků styky valivými.

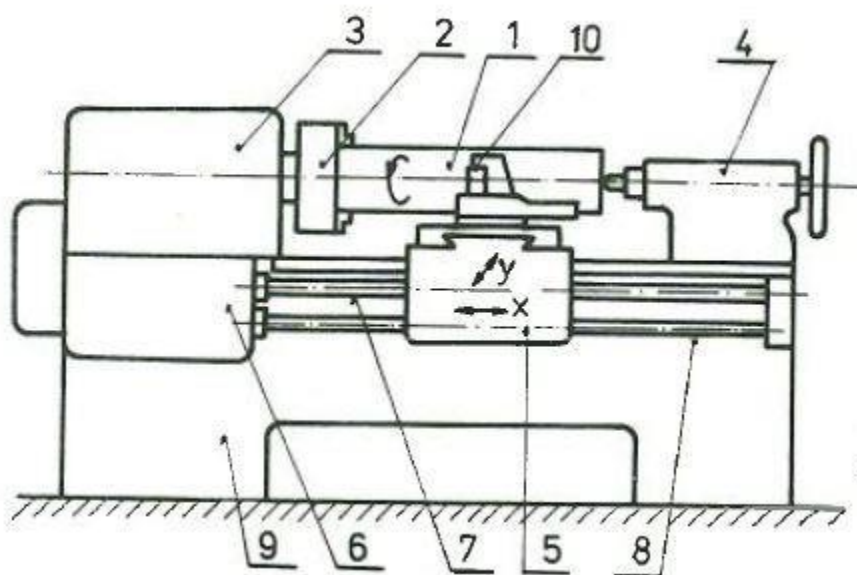
V první části je čtenář seznámen s hrotovými soustruhy, poté následuje rešerše opěr a podvalků.

V druhé části je provedeno vypracování vlastního zadání. Návrh konstrukce otevřené opěry s valivým stykem. Návrh je podložen výpočty a CAD dokumentací ze softwaru NX siemens.

1.1 Univerzální hrotové soustruhy

Slouží k obrábění čelních i rotačních ploch rotačních obrobků. Nejčastěji používaný nástroj na soustruhu je soustružnický nůž a provádí se s ním operace soustružení. Lze použít i jiné nástroje, pomocí kterých můžeme na soustruhu provádět operace jako je vrtání, vyhrubování, vystružování, zahlubování a řezání vnějších a vnitřních závitů.

Základní části hrotového soustruhu jsou: lože, vřeteník a hnací systém, suport a posuvový systém, koník, opěra a podvalek. [1]



Obr. 1. Schéma hrotového soustruhu [1]

- | | |
|---------------|----------------------|
| 1 – Obrobek | 6 – Posuvová skříň |
| 2 – Sklíčidlo | 7 – Pohybový šroub |
| 3 – Vřeteník | 8 – Rozvodový hřídel |
| 4 – Koník | 9 – Lože |
| 5 – Suport | 10 – Nožová hlava |

Podle velikosti se soustruhy dělí pomocí oběžného průměru D_o nad ložem na:

- Malé – D_o do 250 mm
- Střední – D_o od 320 mm do 800 mm
- Velké – nad 1000 mm

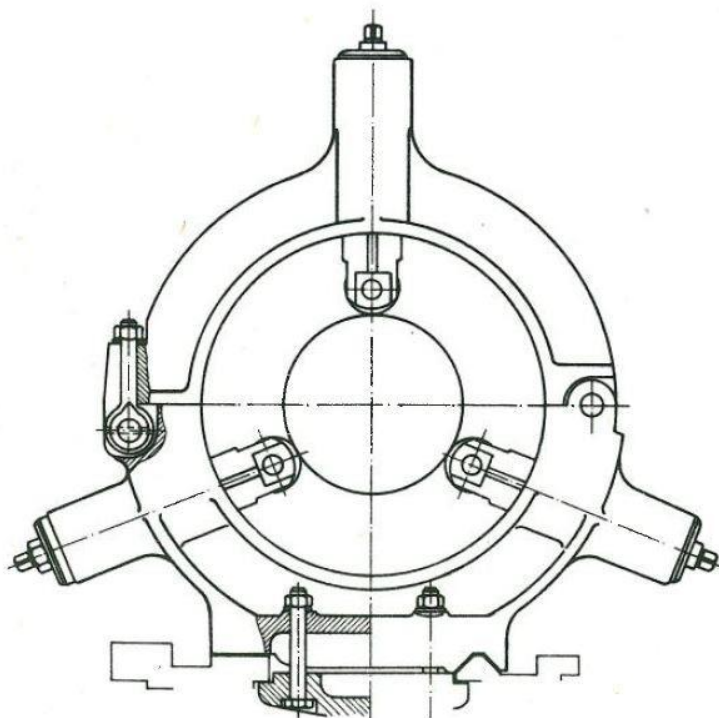
2 Rešerše opěr a podvalků

2.1 Použití opěr a podvalků

Hlavní účel opěr a podvalků je zvyšování přesnosti a produktivity na univerzálních hrotových soustruzích. Opěry se používají pro podepření dlouhých obrobků při obrábění na univerzálních soustruzích. Štíhlostí poměr obrobku je větší než 10 ($\frac{L}{D} > 10$) při upnutí mezi hroty. Nebo při operacích prováděných na čele delšího obrobku jako je třeba soustružení čela, vrtání, či zapichování. Podvalky se používají k podepírání rozměrných obrobků. Díky své konstrukci mohou podvalky vystředovat tyto obrobky o velkém průměru.



Obr. 2. Podvalek



Obr. 3. Opěra

2.2 Funkce opěr a podvalků

Opěry zachycují řezné síly vyvolané nástrojem. Opěra podepře obrobek ve třech bodech. Obrobku se tedy zvýší jeho celková tuhost. Dalším požadavkem na opěru i podvalek je středění obrobku. Při soustružení, ale i vrtání, je potřeba, aby nástroj byl přesně v ose. Kompenzace tíhy obrobku je také jedna z funkcí opěr a podvalků a to především u velmi rozměrných obrobků. Zde se používají spíše podvalky a opěry otevřené, které mají pouze dvě nebo tři pinoly v dolní části, jelikož složku řezné síly ve směru osy y dokonale vyruší tíha obrobku.

2.3 Parametry a vlastnosti opěr

2.3.1 Upínací průměr

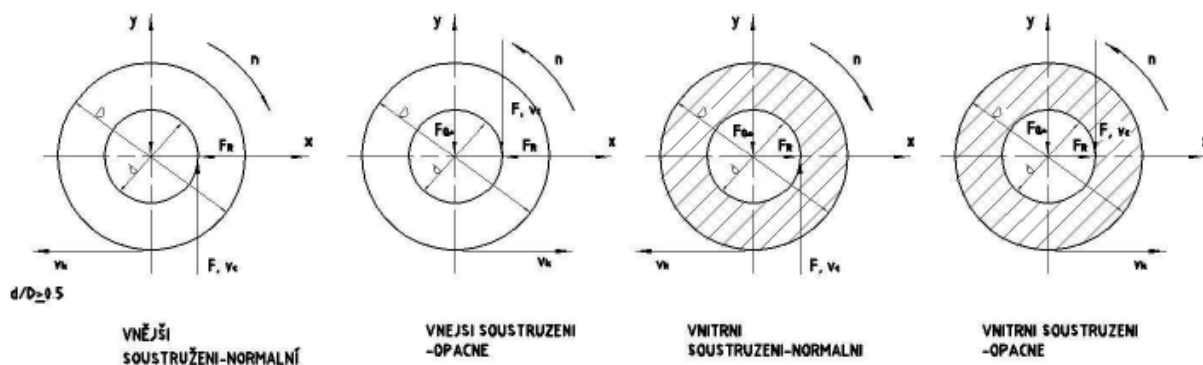
Rozsah upínacích průměrů určuje interval průměrů, které je možné do opěry upnout. Do opěr můžeme upnout širokou škálu průměrů, jelikož styky jsou uloženy v pohyblivých čelistech. Výrobce nám tedy určí minimální upínací průměr d_{\min} a maximální upínací průměr D_{\max} .

2.3.2 Tíha obrobku

Zatížení od tíhy obrobku (F_{QOM}) nám určuje jakou největší hmotnost opěra či podvalek vydrží, aniž by se výrazně deformoval, či dokonce zničil, a tím výrazně ovlivnil rozměry obrobené součásti.

2.3.3 Řezná síla

Řezná síla (F_{OM}) je velkým zatěžujícím faktorem opěry. Výrobce by měl udávat, jaké maximální řezné síly opěra vydrží, aniž by se výrazně deformovala. Podle těchto sil poté musí technologie zvolit řezné podmínky.



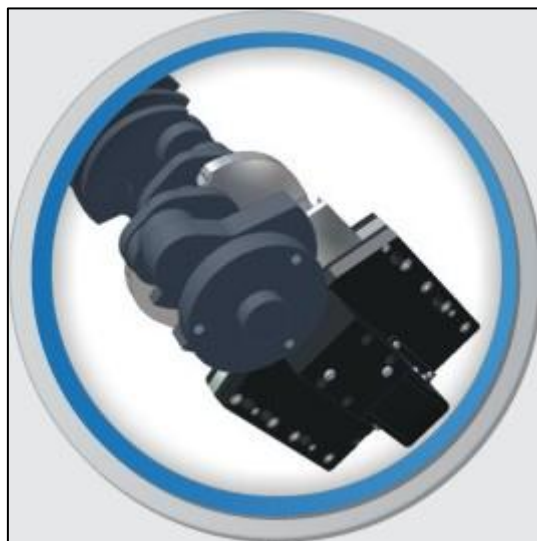
Obr. 4. Síly vyvolané jednotlivými operacemi

2.3.4 Opěrný styk

Typ opěrného styku může být kluzný, valivý, hydrostatický. Každé z těchto řešení má své výhody a nevýhody. Podrobnosti jsou rozvedené v kapitole 2.6 Rozdělení podle kontaktu opěrného styku.

2.3.5 Rozměry opěry

Rozměr opěry velice ovlivňuje její použitelnost. Záleží především na šířce styků. U některých obrobků potřebujeme podepírat na průměru, který není tak široký, proto je zapotřebí úzkých styků (Obr. 5).

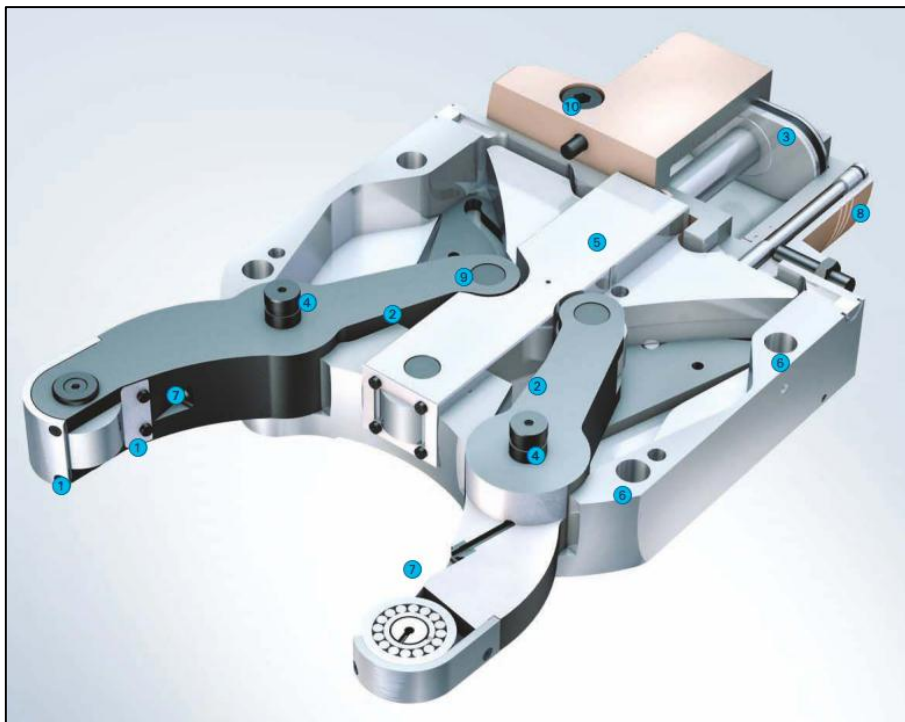


Obr. 5. Opěra s úzkými styky

2.3.6 Koncepce opěry

Opěry se dělí podle mnoha různých aspektů. Podle tvaru se dělí na otevřené a zavřené. Zavřené opěry mají většinou jednu horní pinolu, která zabrání v případě velké řezné síly vyosení obrobku.

Posuv pinol může být samostatný. Dělník otáčí pomocí kliky pohybovým šroubem, který s pinolou hýbe. Posuv může být také automatický pomocí hydrauliky nebo samo středící (Obr. 6. Samo středící opěra pro cnc soustruhy).



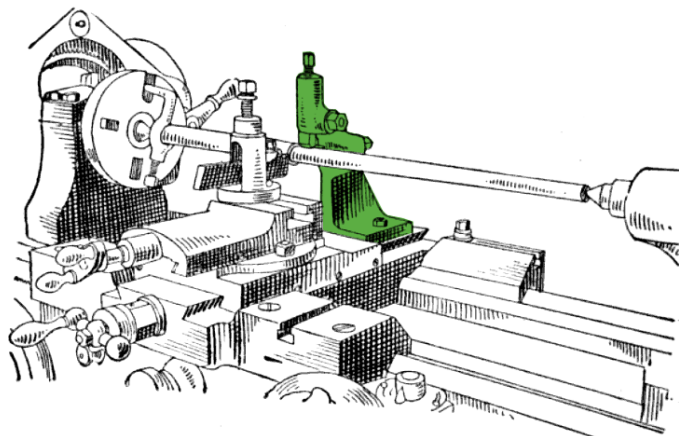
Obr. 6. Samo středící opěra pro cnc soustruhy

2.3.7 Stavebnicovitá konstrukce

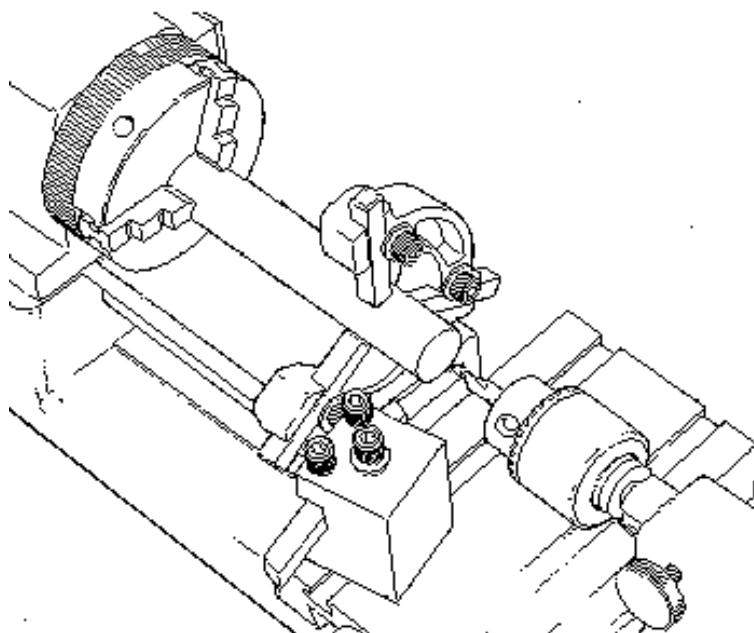
Konstrukční řešení opěry může být takové, že saně a rám jsou vyrobené z jednoho kusu, nebo saně a rám jsou zvlášť. Výhodnější je, když máme saně zvlášť, jelikož můžeme použít na jedny saně více opěr.

2.3.8 Posuv saní

Saně jezdí po podélném loži soustruhu. Zde s nimi manipuluje dělník. Nastaví je na potřebné místo a zajistí utahovacím mechanismem. Opěra je vidět na Obr. 8. Nebo je opěra chycena na supportu soustruhu a pohybuje se v ose x stejně jako nástroj. Této opěře se říká letmá nebo unášivá opěra. Podepírá tedy téměř v místě řezu. Opěra musí podpírat na obrobeném povrchu. Letmá opěra je na Obr. 7.

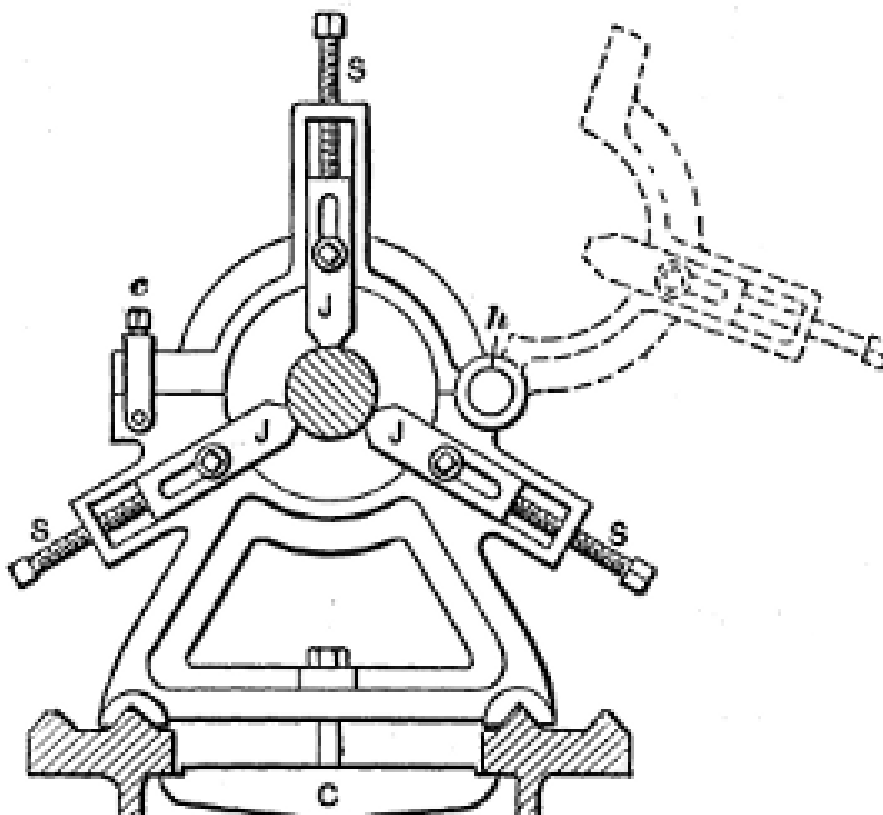


Obr. 7. Opěra upnutá letmo



Obr. 8. Opěra upnutá na podélném loži soustruhu

2.4 Konstrukční části opěry



Obr. 9. Konstrukční části opěry

Rám – Z rámu vycházejí všechny zbylé konstrukční části opěry. Je to ta část, ve které jsou umístěny pinoly a je buď připevněn k saním, či jen se saněmi v jednom kuse. Máme plno různých druhů rámu na Obr. 9 můžete vidět rám s odklopitelnou horní částí. Hlavním

požadavkem na rám je jeho tuhost. Obrobek by měl jít co nejjednodušeji zasadit a upnout. Rám se vyrábí jako Odlitek nebo jako svařenec.

Saně (c) – Saně upínají opěru k loži stroje, nebo u letmé opěry k supportu stroje. Mohou být společně s rámem, nebo zvláště smontovatelné. Saně mají různé druhy uchycení.

Pinoly – V pinolách se pohybují čelisti. Čelisti jsou nastavovány pomocí šroubů. Na konci čelistí jsou opěrné styky.

2.5 Rozdělení opěr

Opěry se dělí většinou podle konstrukce rámu.

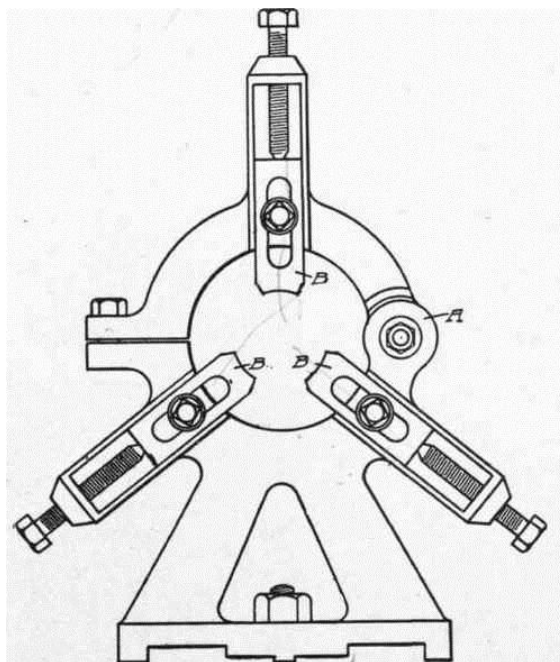
- Opěra zavřená s oddělitelnou horní částí
- Opěra zavřená tvaru C
- Opěra otevřená
- Opěra samo středící pro cnc soustruhy
- Podvalek

2.5.1 Opěra zavřená s oddělitelnou horní částí

Opěra zavřená se používá u středně velkých až velkých obrobků. Mají 3 až 4 pinoly. Horní část může být odklopitelná (Obr. 11), nebo úplně odnímatelná (Obr. 10). Odnímatelná bývá většinou u velkých opěr, kde se horní díl rámu odnímá pomocí jeřábu.



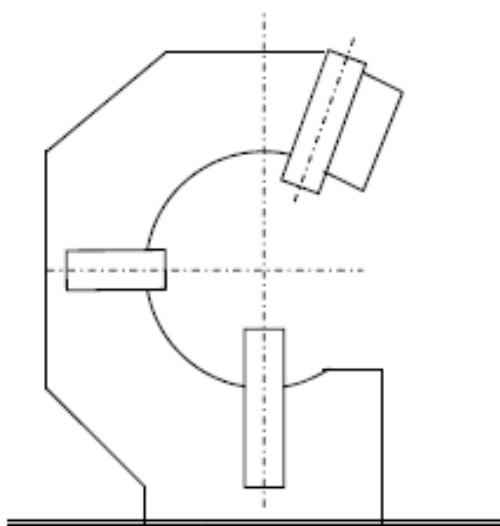
Obr. 10. Opěra s odnímatelnou horní částí



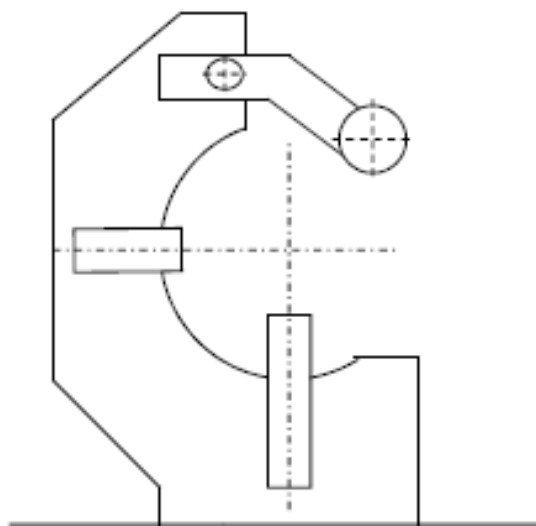
Obr. 11. Opěra s odklápěnou horní část

2.5.2 Opěra zavřená tvaru C

Opěra tvaru C se vyrábí ve dvou konstrukčních variantách. Rozdíl je v rámu. Rám s pinolou. Tento rám má velkou tuhost, ovšem hůře se u tohoto druhu opěry manipuluje s obrobkem. Rám s odklopitelným ramenem umožňuje snadnější manipulaci s obrobkem, a také není tak prostorný jako rám s pinolou, což vytváří větší prostor pro support.



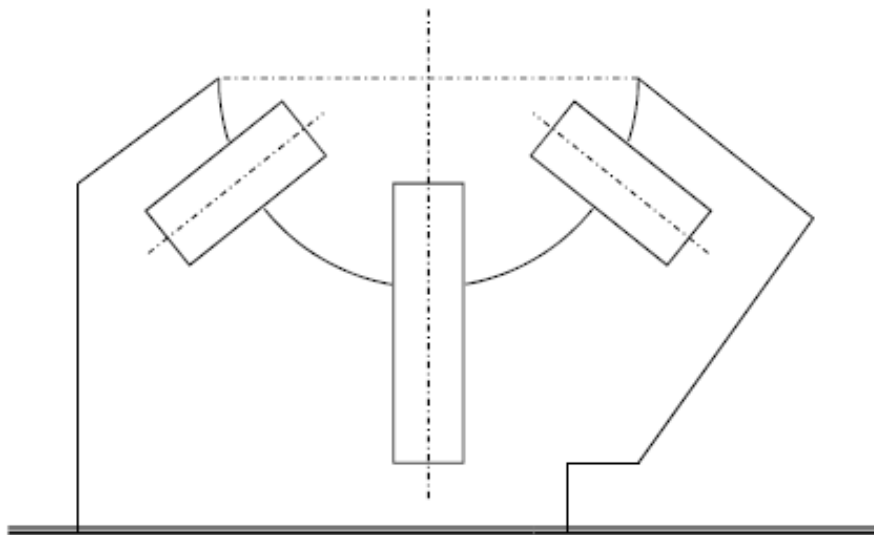
Obr. 12. Rám s pinolou



Obr. 13. Rám s odklopitelným ramenem

2.5.3 Opěra otevřená

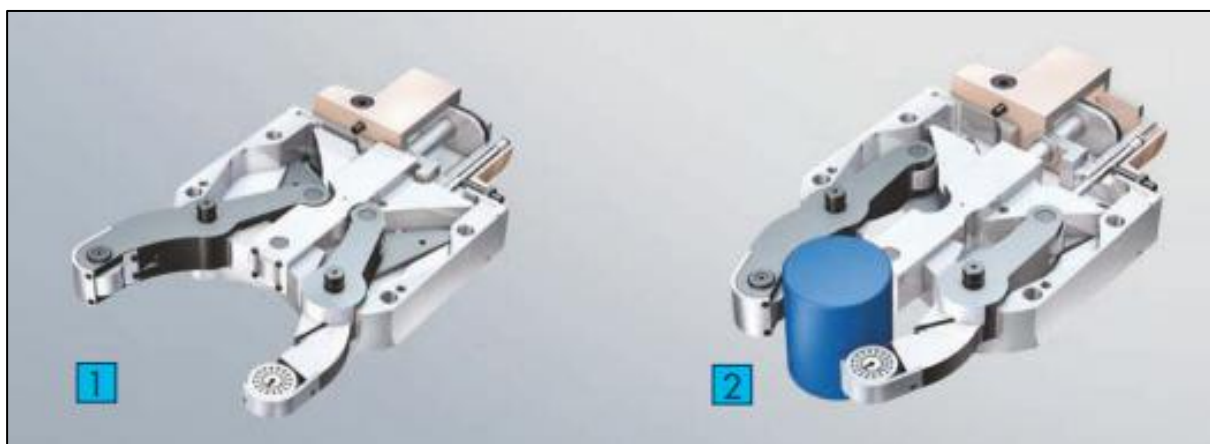
Otevřená opěra nemá vůbec horní část rámu. Opření ze shora nepotřebuje, jelikož se používá u velmi těžkých obrobků, které vykompenzují řeznou sílu ve svislém směru svojí tíhovou silou. Mají většinou tři opěry.



Obr. 14. Schéma otevřené opěry

2.5.4 Opěra samo středící pro CNC soustruhy

Opěry se používají také v automatických obráběcích centrech. Jsou jako všechny ostatní prvky u tohoto stroje plně automatizované. Opěra se skládá z válce, ve kterém se pohybuje píst poháněný hydraulickou kapalinou. Píst pohybuje s pákovým či vačkovým mechanismem, který vysouvá spodní a dvě boční čelisti. Tyto tři čelisti obrobek sevřou a dokonale vystředí. Vyrábějí se od $\varnothing 1$ mm do $\varnothing 1$ m.



Obr. 15. Otevřená a zavřená CNC opěra

2.5.5 Podvalek

Podvalek je speciální druh opěry. Používá se především u velkých obrobků. U obrobků s průměrem větším než jsou použitelné opěry. Slouží především ke středění obrobku či k podepření dlouhého obrobku upnutého letmo. Podvalek se skládá z lože podvalku. Na loži se pohybují dvě konzoly s opěrnými valivými kladkami, na nichž spočívá obrobek. Konzoly

je možné přestavovat pomocí pohybového šroubu, který je uložen v loži. Samotné valivé styky lze u některých konstrukčních řešení také přestavit.



Obr. 16. Podvalek s přestavitelnými valivými styky

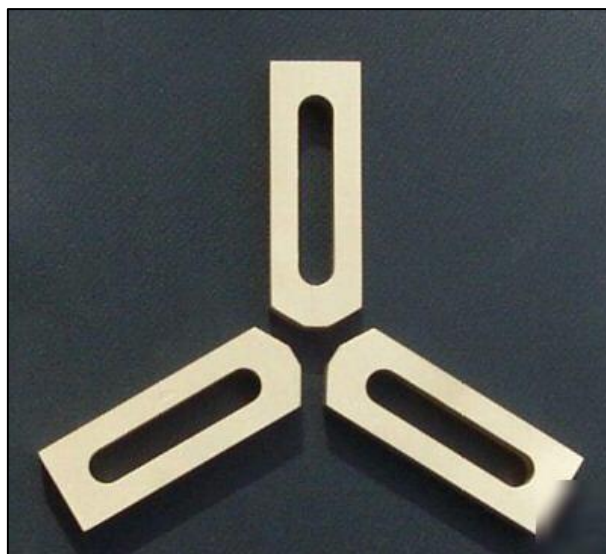
2.6 Rozdělení podle kontaktu opěrného styku

Opěrné styky mohou být:

- Kluzné
- Valivé
- Hydrostatické

2.6.1 Kluzné styky

Používají se většinou u operací, kde je potřeba vysoká přesnost. Potřebujeme obrobek dokonale vystředěný. Jde tedy o dokončovací operace. Můžeme použít pouze velmi malou obvodovou rychlost ($v_D = 0,2$ m/s). Používají se materiály s dobrými kluznými vlastnostmi. Např.: teflonové materiály, bronzová pouzdra, kompozitní materiály, bílá litina



Obr. 17. Čelisti s kluznými styky [2]

2.6.2 Valivé styky

Valivé styky se používají u operací, kde je vysoká obvodová rychlost (až $v_D = 200$ m/min). Jsou tím pádem vhodné pro hrubovací operace. Jejich nevýhodou je menší přesnost a možnost rozechvění se. Valivé styky mají také určitou životnost podobně jako ložiska.

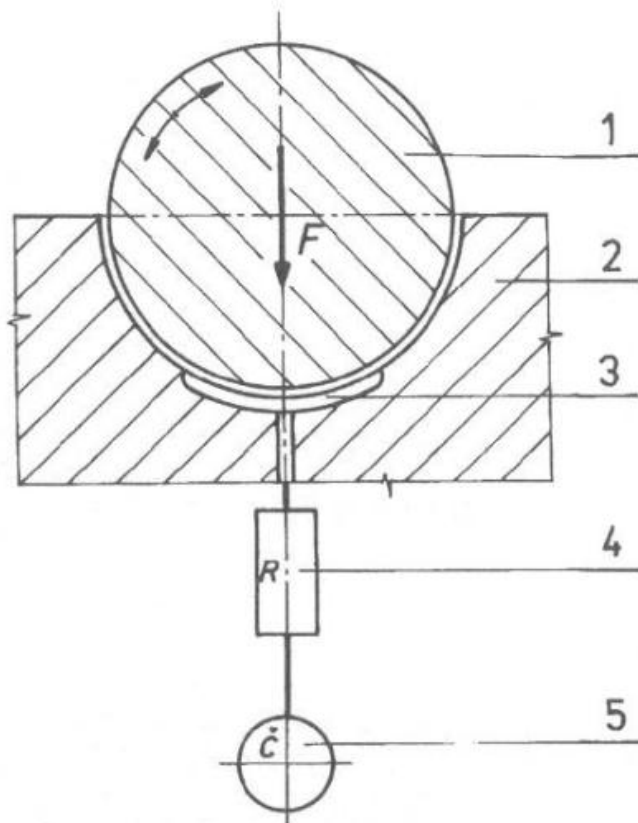


Obr. 18. Čelisti s valivými styky

2.6.3 Hydrostatické styky

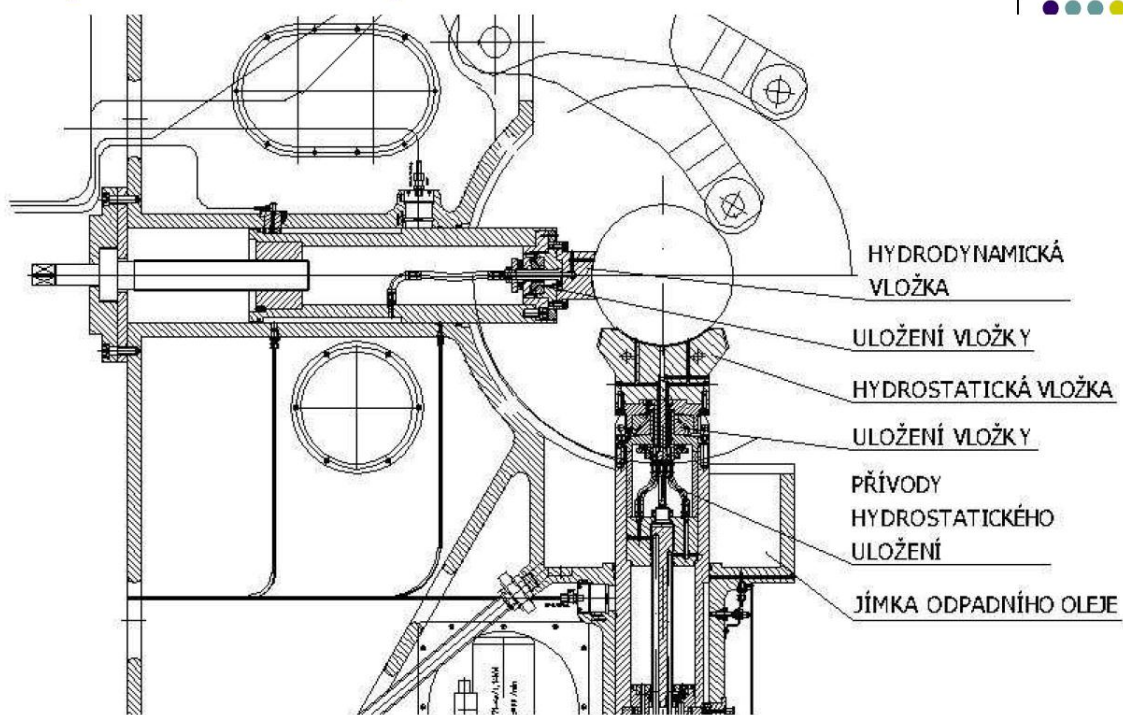
Obrobek je opřen o tvarovou vložku. Tato vložka kopíruje rádius obrobku. Tento typ styku se používá u přesných operací a lze použít i u větších obrobků, kde by kluzné styky měli problém s dovoleným tlakem.

U hydrostatických ložisek se tlak v mazací olejové vrstvě vytvoří pomocí vnějšího zdroje tlaku, nejčastěji zubovým čerpadlem. Příkladem hydrostatického ložiska je ložisko parciální. Používá se tam, kde vnější silové zatížení působí stále jedním směrem. V páni ložiska je vytvořena hydrostatická komora, do které se přivádí tlakový olej přes reduktor tlaku. Reduktor tlaku je v podstatě hydraulický prvek např. kapilára nebo clona, s velkým hydraulickým odporem. Při průtoku oleje dochází na reduktoru k určitému poklesu tlaku, takže tlak za reduktorem i v hydrostatické komoře je vždy menší než tlak před reduktorem. Čím větší je průtok oleje, tím větší je i ztráta tlaku na reduktoru. Jestliže hřídelový čep zatížíme radiální silou, posune se ve směru působení této síly. Tím se přiškrtí průřez, kterým olej protéká, takže reduktorem nyní proudí menší množství oleje. Tlaková ztráta na reduktoru se zmenší, takže tlak za reduktorem se zvětší. Větší hydrostatický tlak bude působit i v hydrostatické komoře, takže hřídelový čep se posune o určitou hodnotu zpět a ustaví se v takové poloze, ve které bude vnější zatěžující síla v rovnováze s hydrostatickou tlakovou silou. [3]



Obr. 19. Hydrostatické ložisko [3]

1. Otáčející se čep. V našem případě obrobek
2. Pánev
3. Hydrostatická komora
4. Reduktor tlaku
5. Čerpadlo



Obr. 20. Hydrostatická opěra

3 Otevřená opěra hrotového soustruhu

3.1 Příloha zadání bakalářské práce

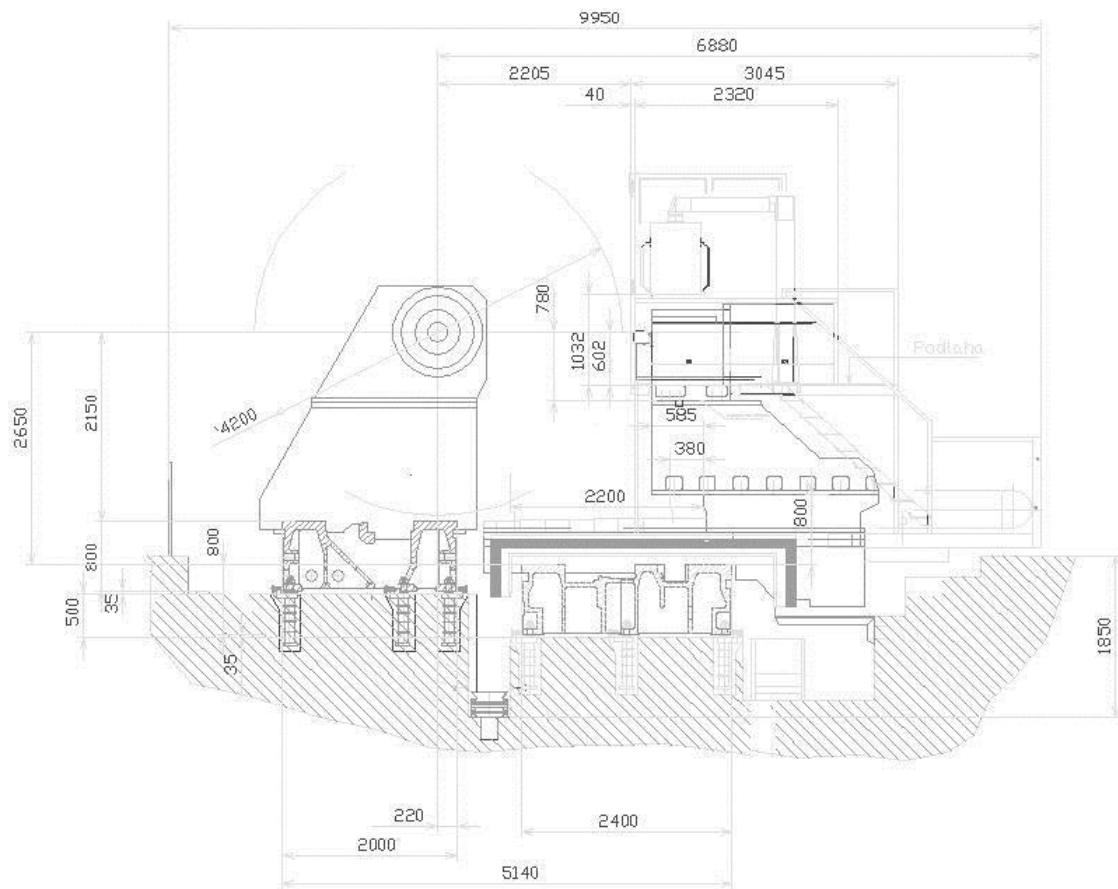
Pro vypracování konstrukčního návrhu opěry byla dodána příloha zadání bakalářské práce, která obsahuje technické specifikace opěry a její zatížení. Byli přidány tři pomocné výkresy a výpočtový program opěry v softwaru Mathcad. Dále byly stanoveny cíle, které budou dále rozvedeny v kapitole 3.3 Určení cílů.

Tab. 1. Technické parametry stroje a opěry

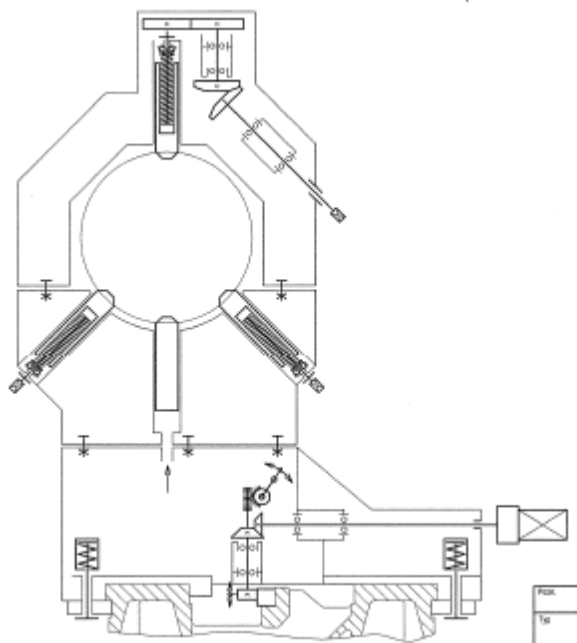
Technické parametry stroje:		
Oběžný průměr nad suportem	[mm]	4200
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	[mm]	2150
Rozsah otáček vřetene	[min ⁻¹]	0,3 - 120
Technické parametry opěry:		
Rozsah podepíraných průměrů	[mm]	900 - 1600
Max. tíha obrobku působící na opěru	[kN]	1750
Max. svislá složka řezné síly	[kN]	200
Rozsah obvodových rychlostí kladky	[m/min]	50 - 400
Životnost	[hod]	4000

Tab. 2. Dokumentace poskytnuta pro konstrukci

Popis stroje	Podvalek_oper.a.doc
Kladka	ob913843.dwg, u_oper.a.dwg
SR5	sr5.dwg
Učební text	HUDEC, Z. Upínací prostředky rotačních součástí – opěry a koník - příklady. Plzeň: ZČU, 2013.
Program	opera_o_2_1m.xmcd,



Obr. 21. Soustruh SR5 v řezu



Obr. 22. Opera zavřena

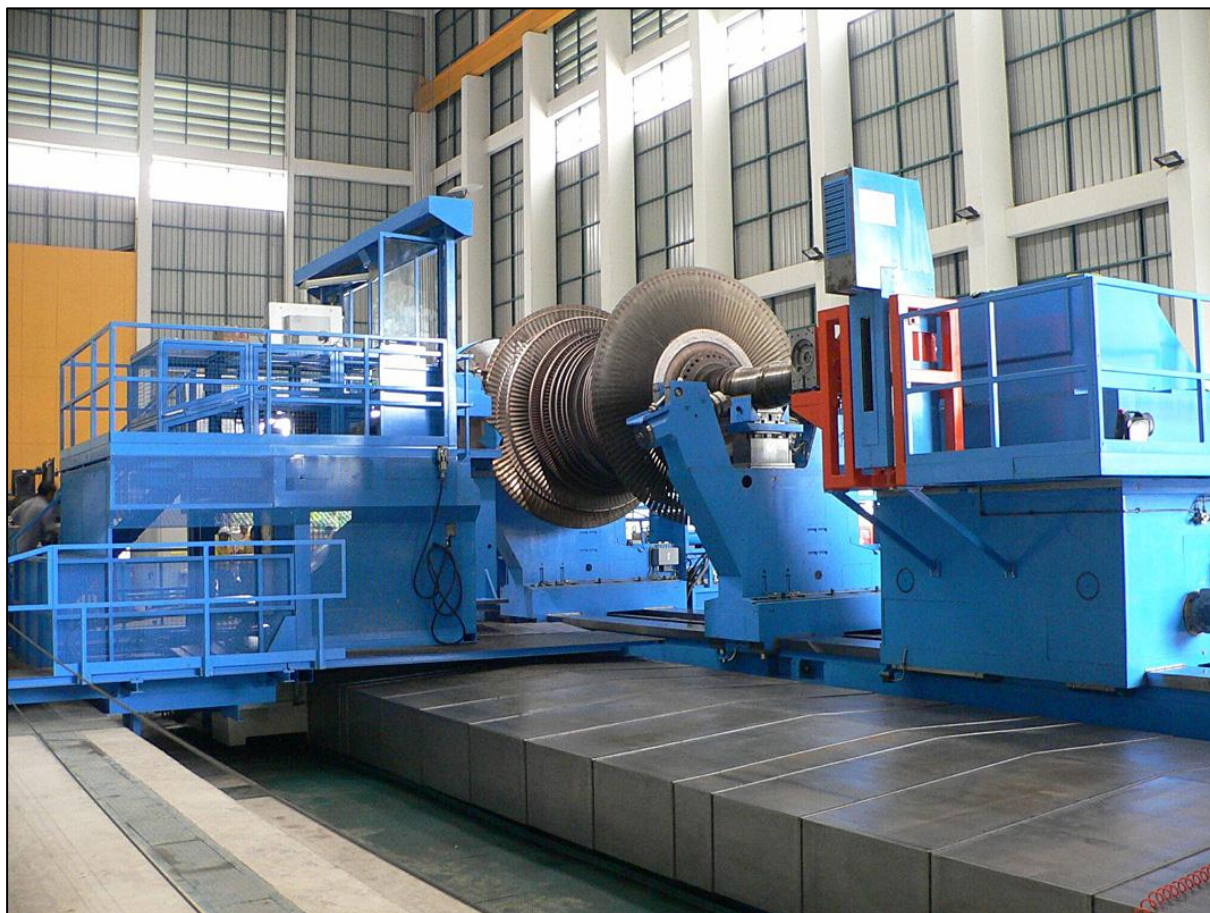
3.2 Vstupní parametry

Vstupní parametry jsou uvedeny v Tab. 1 v kapitole 3.2. Příloha zadání bakalářské práce.

3.3 Určení cílů

Cílem této bakalářské práce je provést analýzu dosavadní konstrukce opěry soustruhu SR5. Kluzné styky na stávající opěře nahradit kladkovým provedením pro zadané vstupní parametry. Zpracovat projektovou dokumentaci pro toto nově navržené konstrukční řešení otevřené opěry. Vypracovat výkres sestavy s kusovníkem hlavních dílů. Uvést výpočet popis a detail vybrané součásti. Jako poslední provést Technicko – ekonomické hodnocení navržené konstrukce.

3.4 Soustruh ŠKODA SR5-420 NC



Obr. 23. Škoda SR5 [4]

3.4.1 Stručný popis stroje

Soustruh ŠKODA SR5-420 NC je určen pro hrubování a soustružení načisto ploch rotačních obrobků všech tvarů.

Soustruh se skládá ze dvou loží - suportového a koníkového, která jsou spojena se základem kotevními šrouby. K levému čelu koníkového lože je připevněn Spodek vřeteníku a na něm je upevněn vřeteník. Svršek vřeteníku obsahuje tyto skupiny: Uložení vřetená, Upínací deska, Hlavní pohon, Zpevnění vřetená.

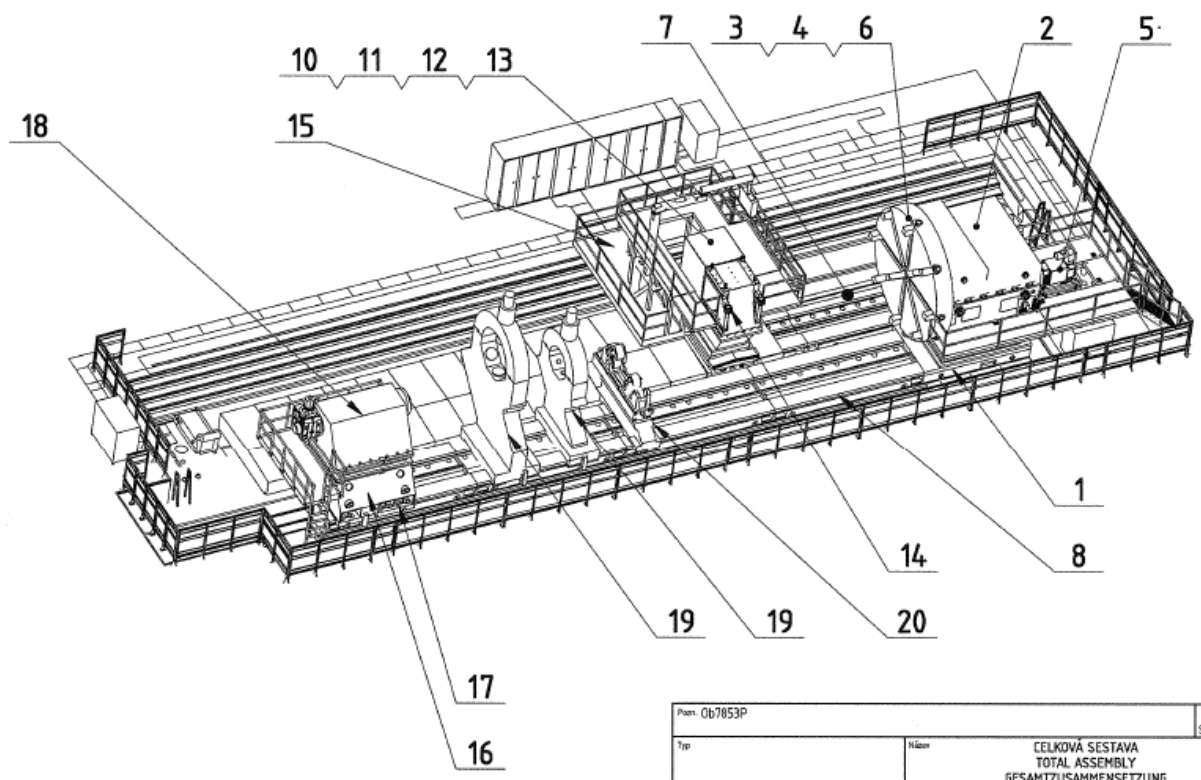
Po suportovém loži pojíždí Suport. Suport se skládá ze skupin: Podélné saně, Posuv Z, Příčné saně, Posuv X. Na suportu je připevněn lamelový suport a Plošina obsluhy. Po koníkovém

loži pojíždí koník. Koník se skládá ze skupin: Spodek koníka, Upínací jednotka koníku, Svršek koníku.

K podpírání obrobku slouží čtyři Opěry a dva podvalky, které pojíždí po koníkovém loži.

Je-li stroj vybaven dalším příslušenstvím jako je frézovací a vrtací zařízení, brousící zařízení, speciální nožové držáky, polohování a indexování vřeten, rozšiřuje to jeho pracovní možnosti. [5]

- | | |
|----------------------|------------------------------|
| 1 – Spodek vřeteníku | 11 – Příčné saně |
| 2 – Svršek vřeteníku | 12 – Posuv v ose x |
| 3 – Uložení vřeten | 13 – Lamelový suport |
| 4 – Upínací deska | 14 – Řídící jednotka |
| 5 – Hlavní pohon | 15 – Plošina obsluhy |
| 6 – Zpevnění vřeten | 16 – Spodek koníku |
| 7 – Suportové lože | 17 – Upínací jednotka koníku |
| 8 – Koníkové lože | 18 – Svršek koníku |
| 9 – Suport | 19 – Opěry |
| 10 – Posuv v ose Z | 20 – Podvalky |



Obr. 24. Celková sestava soustruhu SR5

3.4.2 Technické parametry

Tab. 3. Technické parametry soustruhu SR5

Pracovní rozsah	
Oběžný průměr nad suportem	4200 mm
Oběžný průměr nad ložem	4200 mm
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	2500 mm
Výška hrotů nad ložem (suportové)	3000 mm
Maximální točná délka	16000 mm
Hmotnost obrobku mezi hroty	350 tun

Lože	
Šířka vedení - suportové	2400 mm
Šířka vedení - koníkové	2000 mm
Výška loží	800 mm
Vřeteník	
Max. moment na vřetenu	275 kN·m
Rozsah otáček	0.3 - 120 min ⁻¹

3.5 Opěra SR5

3.5.1 Popis opěry

Opěry slouží k vyrovnání a podepření obrobku. Stroj je vybaven 2 opěrami.

Opěry se skládají z 3 částí saně opěry, spodek opěry, svršek opěry. Saně a spodek opěry jsou spojeny šrouby. Na saních je umístěn mechanismus pro motorický posuv opěry po loži. Skládá se z motoru s převodovkou a páru ozubených kuželových kol. Finálním členem je pastorek zabírající do hřebenu na loži.

Boční zpevnění se provede lištou, kterou se boční upínací jednotky zpevní proti loži. Potom 4 upínací jednotky v rozích saní upnou pomocí lišt saně do požadované polohy.

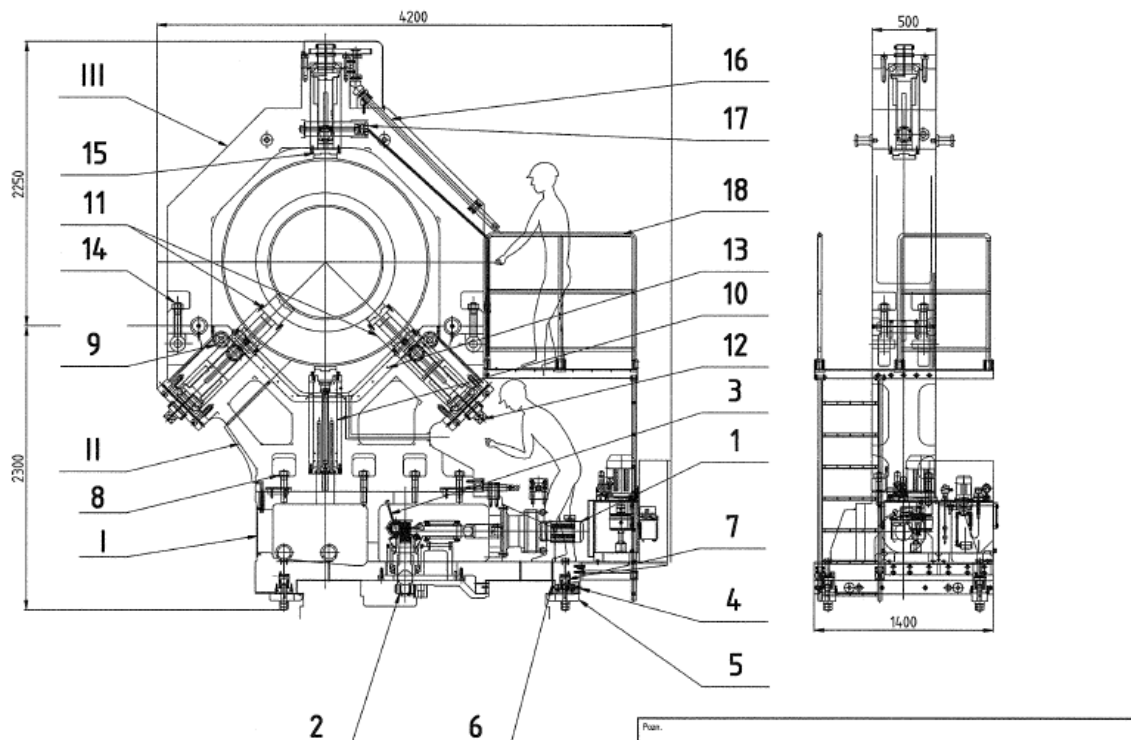
Na saních je umístěn agregát, který dodává tlakový olej pro uvolňování upínacích jednotek a pro výsuv středního pístonu.

Spodek opěry je připojen k saním pomocí šroubů. V tělese spodku jsou 3 pístony, které podpírají obrobek. Středový píston je vysouván tlakem oleje z agregátu. Boční pístony svírají se středovým úhlem 45°. Výsuv bočních pístonů je ruční, otáčením pohybového šroubu se čtyřhranem.

Svršek opěry je šrouby připevněn k spodku. Při zakládání obrobku se musí sejmut, odložit stranou a potom opět namontovat. Horní píston je vysouván ručně přes šroub se čtyřhranem.

Všechny pístony jsou v potřebné poloze zajištěny hydraulickými upínkami. Vodicí plochy pístonů jsou mazány maznicemi.

- | | |
|---------------------------------------|---|
| I. Saně opěry | 8. Šroubové spojení |
| II. Spodek opěry | 9. Hydraulické upínky |
| III. Svršek opěry | 10. Středový píston |
| 1. Motor s převodovkou | 11. Boční pístony |
| 2. Pastorek zajišťující posuv po loži | 12. Pohybový šroub |
| 3. Páka pro montáž | 13. Maznice |
| 4. Boční upínací jednotky | 14. Šroubové spojení svršku a spodku opěry |
| 5. Rohová upínací lišta | 15. Horní píston |
| 6. Boční lišta | 16. Pohybový šroub vysouvající horní píston |
| 7. Upínací jednotky | 17. Hydraulická upínka horní opěry |
| | 18. Plošina pro obsluhu stroje |



Obr. 25. Opěra soustruhu SR5

3.5.2 Technické parametry opěry

Opěra se vyrábí ve dvou variantách lišících se v rozsahu podepíraných průměrů.

Tab. 4. Parametry Opěry I

Opěra I		
Rozsah podpíraných průměrů	[mm]	ø300 –ø1000
Únosnost opěry	[kN]	1750
Rychlost posuvu opěry po loži - rychloposuv	[mm·min ⁻¹]	2500
Rychlost posuvu opěry po loži - pracovní	[mm·min ⁻¹]	50
Výsuv pinol	[mm]	230
Hmotnost opěry	[kg]	10000

Tab. 5. Parametry Opěry II

Opěra II		
Rozsah podpíraných průměrů	[mm]	Ø900 – Ø1600
Únosnost opěry	[kN]	1750
Rychlost posuvu opěry po loži - rychloposuv	[mm·min ⁻¹]	2500
Rychlost posuvu opěry po loži - pracovní	[mm·min ⁻¹]	50
Výsuv pinol	[mm]	230
Hmotnost opěry	[kg]	10000

3.5.3 Ovládání

Ovládání opěry je soustředěno na panelu, který je umístěn v zadní části opěry.

3.5.4 Mazání opěr

Vodící plochy pro posuv opěry po loži jsou mazány olejem z ručního mazacího agregátu na opěře. Agregát dodává olej z nádrže do jednotlivých mazacích míst. Obsah nádrže je 4.5 l.

Vodící plochy bočních pinol a vodící plocha uložení pastorku jsou mazány tukem z maznic.

Ozubená kola převodu od motoru a uložení pastorku jsou mazány tukem s celoživotní náplní.

3.5.5 Mazání dotykových ploch pinol s obrobkem

Olej pro mazání dotykových ploch pinol s obrobkem je dodáván z mazacího agregátu, který je umístěn v zadní části opěry. Olej je na opěře rozváděn potrubím k mazacím místům na obrobku. Množství mazacího oleje se seřizuje ventilem na opěře. Odpadní olej se potrubím svádí do nádrže k následné regeneraci.

3.5.6 Montáž opěr na lože stroje

- čtyři lišty u upínacích jednotek musí být vysunuty do zadní polohy
- ozubený pastorek vysunut pákou mimo záběr
- upínací jednotky pro středící lištu uvolněny
- opěra se zavěsí na jeřáb a spustí na lože zhruba do požadované polohy
- spustí se hydraulické agregáty
- tlakem oleje se uvolní lišty a zasunou se pod spodní vodící plochy lože
- pákou se zasune ozubený pastorek do záběru s ozubeným hřebenem na loži
- pomocí mazacího agregátu přivedeme olej do jednotlivých mazacích míst
- nyní je opěra připravena k posuvu po loži do požadované pozice

3.5.7 Demontáž opěr z lože stroje

- uvolníme opěru na loži přivedením tlakového oleje do upínacích jednotek
- čtyři rohové lišty vysuneme do zadní polohy

- upínací jednotky pro středící lištu necháme uvolněny
- vysuneme ozubený pastorek ze záběru s hřebenem pomocí páky
- zavěsíme opěru na jeřáb a sejmeme z lože a uložíme mimo stroj

3.5.8 Pojezd opěry po loži

- uvolníme opěru na loži odblokováním upínacích jednotek
- uvolníme upínací jednotky
- pomocí mazacího agregátu přivedeme olej do mazacích míst
- najedeme opěrrou do místa podepření obrobku
- upínacími jednotkami přes boční lištu vycentrujeme opěru do osy stroje
- vypneme tlakový olej do upínacích jednotek a tím upneme opěru na loži

4 Nový návrh

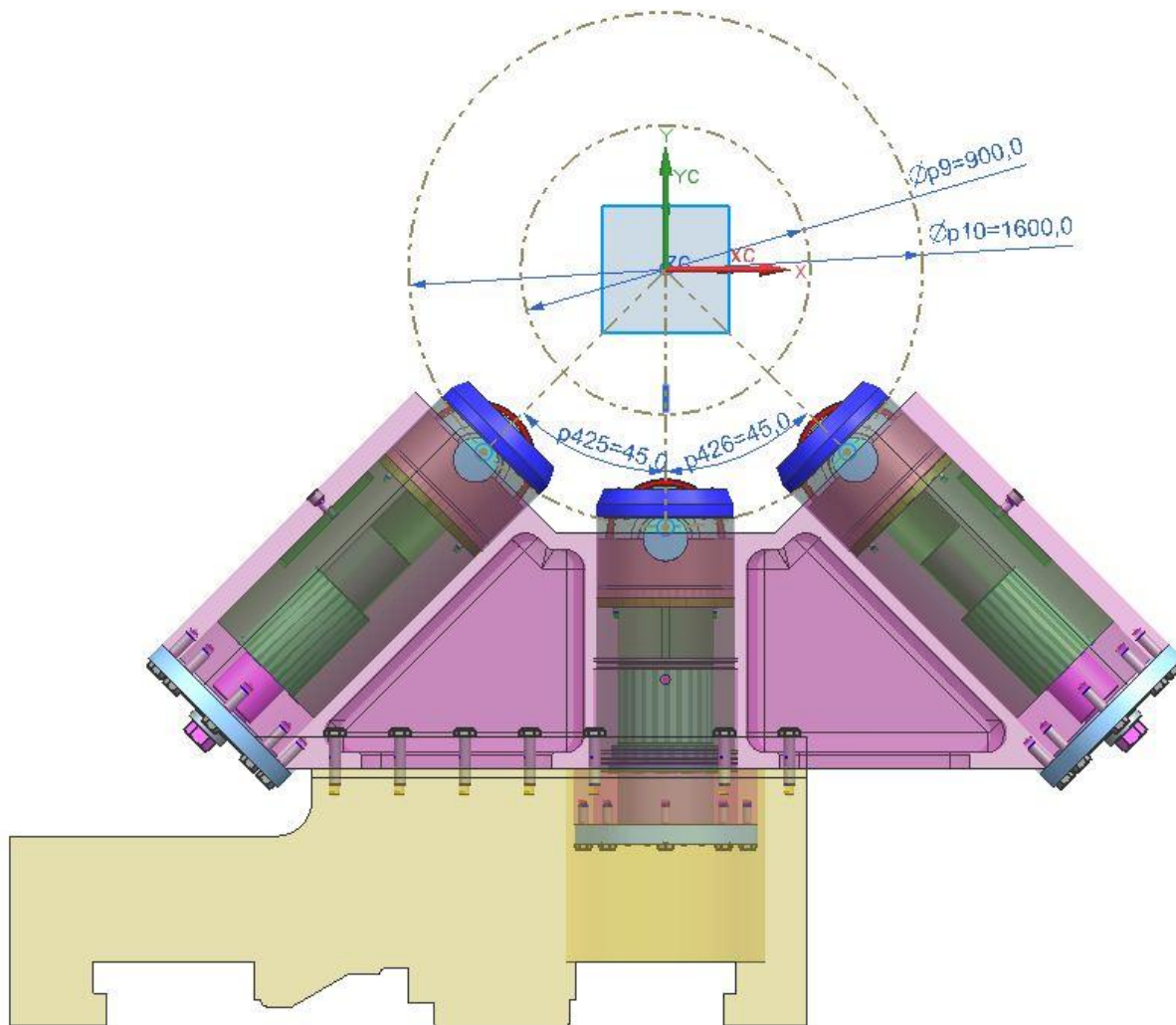
4.1 Dosavadní konstrukce opěry SR5 se změnami pro nový návrh

Stávající opěra je řešena ve třech konstrukčních částech. Saně opěry, Spodek opěry, Svršek opěry. Nová opěra bude řešená jako otevřená opěra. Tudíž úplně odpadá svrchní část opěry. Upraví se také spodek opěry, který skončí u bočních pinol a nebudeme řešit spojení se svrchní částí. Styky kluzné nahradíme kladkovým provedením styků. Zajištění pohybu pinol zůstane stejný a to pro střední pinolu tlakovou kapalinou, pomocí lineárního hydromotoru. Pro boční pinoly ruční, pomocí pohybového šroubu. Boční pinoly budou svírat s prostřední úhel 45° jako u stávajícího řešení.

Zásadní rozdíl je ve snížení vzdálenosti hrotů od lože stroje z 2500 mm na 2150 mm. Snížení bude tedy i koník s vřeteníkem. Toto snížení je výhodné z důvodu ušetření materiálu u spodních dílů vřeteníku a koníku.

4.2 Nové konstrukční řešení

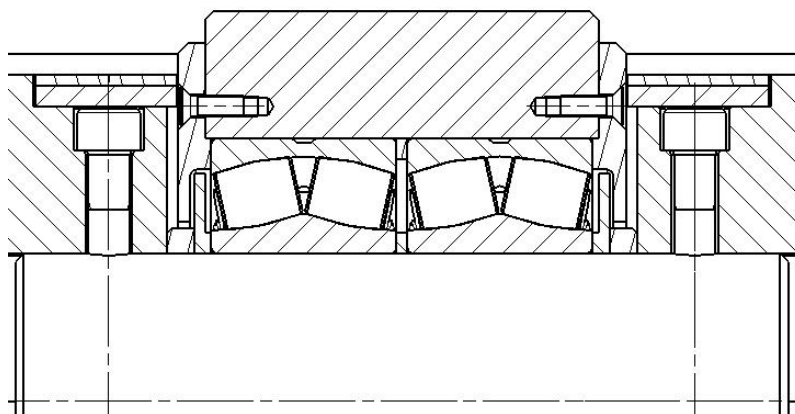
Nové řešení splňuje rozsah upnutých průměru 900 až 1600 mm. Dělicí rovina mezi rámem a saněmi se nachází 1150 mm od hrotů stroje. Pinoly se dokáží vysunout od průměru 1620 mm až do 880 mm. Celkový zdvih opěry je 370 mm. Boční pinoly svírají úhel 45° . Pinoly v krajních polohách jsou vidět v příloze č. 6. Posuv pinol zajišťuje pohybový šroub se závitem Tr 170 x 28. Vedení a dorazy v krajních polohách jsou zajištěny šrouby uchycenými v rámu s válcovitou koncovou částí, která pojíždí v drážce umístěné v pinole. Prostřední pinola je poháněna lineárním hydromotorem s minimálním tlakem 80 barů. Vedena je také šroubem, upevněným zevnitř hydraulické vložky, kvůli lepším zástavbovým rozměrům. V pinolách jsou uchyceny kladky o průměru 370 mm se soudečkovými valivými ložisky. Pinoly jsou uloženy v nábojích rámu a zespodu zajištěny víky. Rám je řešen jako odlitek o tloušťce stěny 50 mm, u nábojů 70 mm a je připevněn pomocí šroubů na saně. Saně jsou v této úloze uvažovány pouze jako konstrukční celek a jsou na něm aplikovány pouze základní rozměry.



Obr. 26. Sestava otevřené opěry

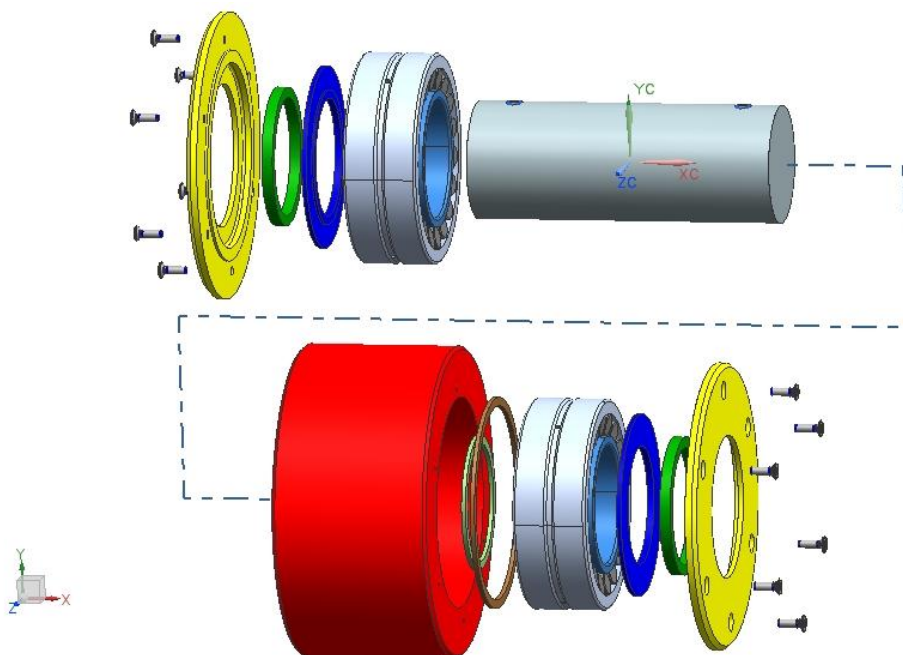
4.2.1 Sestava kladky

Průměr kladky volím 370 mm. Uložena bude na dvou dvouřadých soudečkových ložiskách 23228 – E1 - TVPB. Ložiska jsou mazána tukem s doživotní náplní. Ložiska jsou uložena na čepu, malé průměry jsou ustaveny pomocí distančních kroužků a vsunutím do tělesa pinoly. Velké průměry jsou zajištěny víkem, které je upevněno na boku kladky. Ložisko je zkontrolováno výpočtem v programu MITCalc.



Obr. 27. Sestava kladky v řezu

Kladka bude později zastavěna do pinoly tak aby vyčnívala pouze její malá část. To zabrání znečišťování ložisek od prachu a třísek. Kvůli tomuto faktu je potřeba kladku zkonstruovat co nejúžší pro lepší zástavbové rozměry.

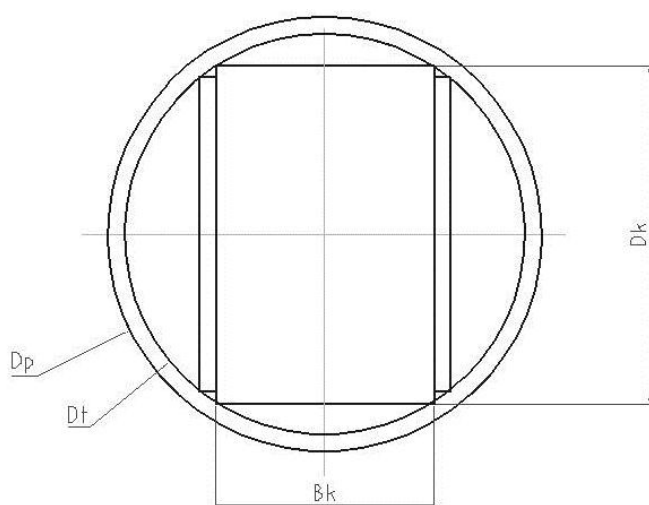


Obr. 28. Rozstřel sestavení kladky

4.2.2 Sestava pinoly

Sestava pinoly se skládá ze součástí, které mají funkci ustavit sestavu kladky, zakrýt její velkou část a ze samotné pinoly. Pinola je pro prostřední provedení jiná než pro boční. V bočních pinolách je uložena matice pro pohybový šroub. Prostřední pinola je v dolní části rozšířena a jsou v ní uloženy těsnící a vodící prvky. Do vnitřního průměru hydraulické pinoly se zašroubuje kroužek s těsněními vnitřního průměru.

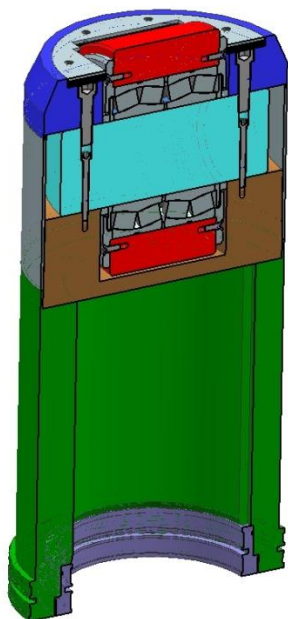
Průměr pinoly se navrhne podle následujícího výpočtu:



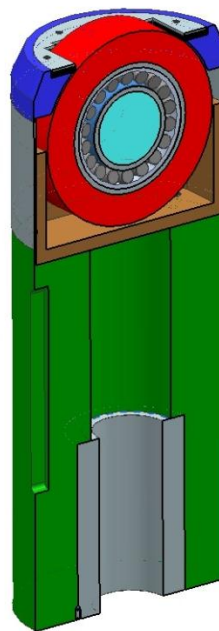
Obr. 29. Návrh průměru pinoly

$$\begin{aligned}
 D_k &= 370 \text{ mm} && \text{průměr kladky} \\
 b &= 88 \text{ mm} && \text{zvolená šířka ložiska} \\
 B_k &= 187 \text{ mm} && \text{šířka kladky} \\
 D_t &= \sqrt{D_k^2 + B_k^2} && \text{průměr tělesa} \\
 D_t &= \sqrt{370^2 + 187^2} = 414.57 \text{ mm} \\
 D_p &= D_t + 10 && \text{průměr pinoly} \\
 D_p &= 414.57 + 10 = 424.57 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Z konstrukčních důvodů volím: $D_t = 422 \text{ mm}$
 $D_p = 430 \text{ mm}$



Obr. 30. Pinola hydraulická



Obr. 31. Pinola šroubová

Sestava kladky se zasune do tělesa pinoly a přišroubuje pomocí dvou šroubu M10 x 100 zapuštěných do čepu. Těleso pinoly se zasune do pinoly a přišroubuje pomocí čtyř šroubů M16 x 25. Na těleso kladky se nasune nákrůžek, který vystředí vrchlík. Vrchlík je přišroubován k čepu pomocí dvou šroubů M20 x 80. Na vrchlíku je také řešen stírač který zabraňuje zapadání třísek do dutin pinoly. Skládá se z gumové podložky, která je přitlačena plechem pomocí osmi šroubů M6 x 25. Po sestavení se vnější průměr přebrousí na stejný rozměr, aby při pohybu pinoly v náboji nedošlo k zadrhávání na hranách součástí.

Vedení šroubové pinoly

Je zajištěno pomocí vyfrézované drážky a šroubu M30 x 70 zašroubovaného v rámu. Koncová část je průměru 25 mm a je ověřena na stříh.

Vedení hydraulické pinoly

Hydraulická pinola je vedena obdobně jako šroubová. Šroub M24 x 40 je však zašroubován ve vnitřní hydraulické vložce. Tato vložka se poté vsune do vnitřního průměru pinoly tak aby vodící šroub zajel do drážky v pinole. Do pinoly se poté zašroubuje kroužek pro těsnění. Ten zajistí, že při maximálním vysunutí se vodící šroub zarazí o kroužek pro těsnění. Vedení je tímto způsobem řešeno, jelikož na vnitřním průměru je více prostoru pro jeho uložení.

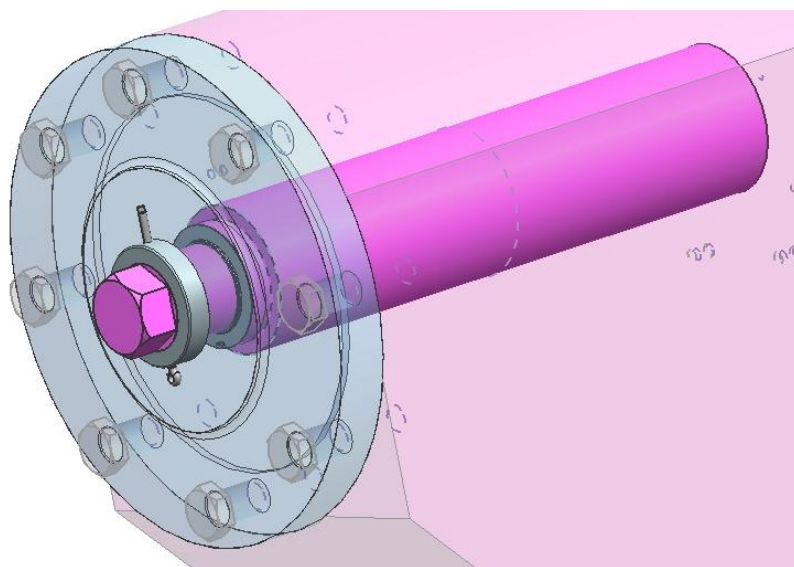
4.2.3 Pohybový šroub

Posuv bočních pinol je řešen mechanismem otáčejícího se pohybového šroubu a posouvající se matice s plošným stykem. Pohybový šroub je otočně uložen ve víku na axiálním kluzném ložisku a zvenčí je zajištěn kroužkem se závlačkou. Matice je uložena na pevno v pinole, zajištěna stavěcím šroubem.



Obr. 32. Schéma pohybového mechanismu

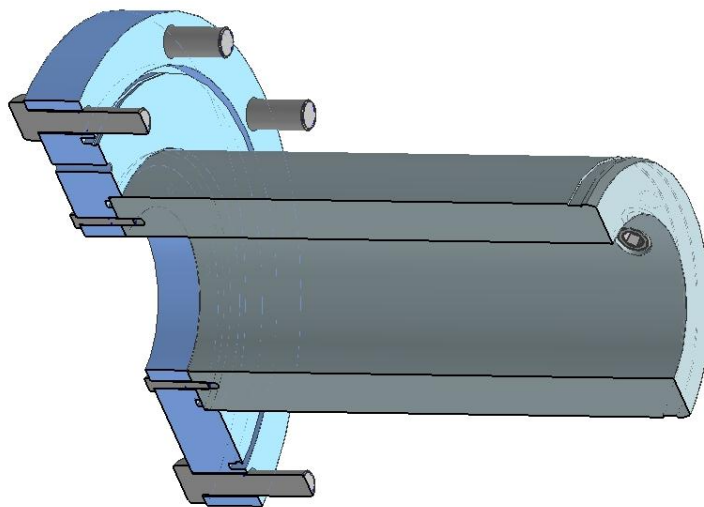
Průměr závitové části pohybového šroubu je 170 mm se závitem Tr 170 x 28. Délka matice je 340 mm. Pohybovým šroubem se bude otáčet pomocí normalizovaného šestihranu na konci šroubu ($s = 55$ mm). Pohybový šroub byl vypočten pomocí softwaru Autodesk Inventor.



Obr. 33. Pohybový šroub v sestavě

4.2.4 Víko hydraulické

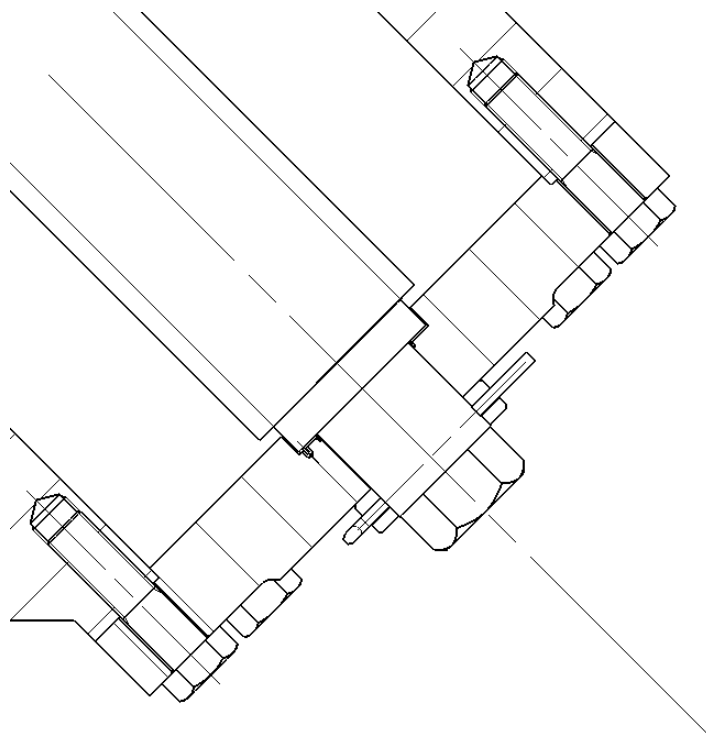
Víkem bude do spodní pinoly přiváděna tlaková kapalina k umožnění pohybu pinoly. Bude namáháno tlakem. Výpočet víka byl proveden v softwaru MITCalc. Na víku je připevněna vnitřní vložka hydraulická, po které pojíždí pinola. Víko je připevněno k rámu pomocí šroubů M30 x 120.



Obr. 34. Víko hydraulické s vnitřní vložkou hydraulickou

4.2.5 Víko šroubové

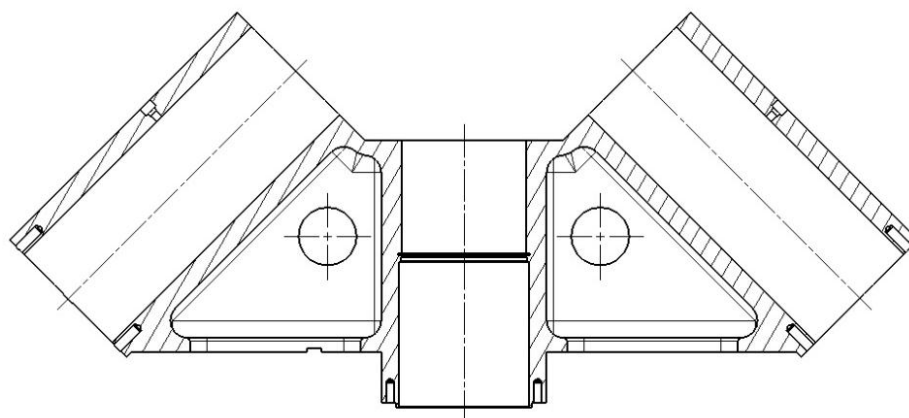
Zajišťuje uložení pohybového šroubu a je připevněné k rámu pomocí osmi šroubů M36 x 140. Tato součást zachycuje sílu od obrobku. Bude velice namáhaná, a proto v kapitole 4.13 je na tuto součást proveden MKP výpočet pomocí softwaru NX Nastran.



Obr. 35. Víko šroubové s uloženým pohybovým šroubem

4.2.6 Rám

Rám je řešen jako odlitek o tloušťce stěny 50 mm u nábojů zesílených na 70 mm pro lepší uchycení šroubů od vík. Rám bude odléváný na ležato se třemi válcovými jaderníky pro náboje a dvěma jaderníky, které se uchytí skrz otvor ve spodní části rámu a po odlití se vytlučou. Prostřední pinola bude přesahovat dělicí rovinu mezi rámem a saněmi a bude zapuštěna do otvoru v saních. Na dělicí rovině se saněmi bude vyčnívat příruba, ve které budou díry pro šrouby spojující rám se saněmi. Prostřední náboj bude o dvou různých průměrech a s několika drážkami pro těsnící a vodící prvky, kvůli řešení hydraulického systému. Díry v bocích rámu budou sloužit k zavěšení na jeřáb.



Obr. 36. Rám

4.3 Výpočet zatížení jednotlivých pinol

Prvním úkonem výpočtu je zjištění zatížení jednotlivých pinol. Vstupními parametry jsou zatížení od obrobku a od řezných sil.

Tab. 6. Vstupní parametry výpočtu

F_{QoM}	[kN]	1750	Jmenovitá únosnost opěry	
α	[°]	45	Úhel svírající boční opěra s prostřední	
F_m	[kN]	200	Maximální složka obvodové síly	
k_p	[-]	0.4	Součinitel zatížení střední pinoly	
k_{vK}	[-]	1	Součinitel korekce obvodové rychlosti	
k_{Qo}	[-]	0.5	Koeficient zatížení opěry tíhou obrobku	
		1		
		1		
		0.5		
		0.2		
k_F	[-]	1	Koeficient obvodové složky řezné síly pro:	1. hrubování
		-0.5		1. hrub. - opačné
		0.3		Vnitřní soust. – normální
		-0.3		Vnitřní soust. - opačné
		0		Dokončování
v_k	[m·min ⁻¹]	200	Obvodová rychlost kladky pro:	1. hrubování
		200		1. hrub. - opačné
		400		Vnitřní soust. – normální
		400		Vnitřní soust. - opačné
		400		Dokončování
q	[-]	0.25	Poměrná doba běhu	
		0.25		
		0.2		
		0.25		
		0.05		

Z těchto hodnot určíme pomocí výpočtu uvedeného v Příloze č. 1 nastavení síly střední pinoly F_{py} a velikost i směr výslednice zatížení opěry F_v . Z výslednice určíme reakce bočních pinol F_{1p} a F_{2p} a tím i síly na ložisko F_{L1} a F_{L2} . Výsledky budou ve spektru. To znamená, že každá síla bude mít 5 hodnot, každou pro danou operaci. Operace jsou uvedené u součinitele k_F v Tab. 6.

Vypočítány jsou také otáčky pro jednotlivě operace při volbě průměru kladky 370 mm.

Tab. 7. Výstupní hodnoty zatěžujících sil a úhlu výslednice

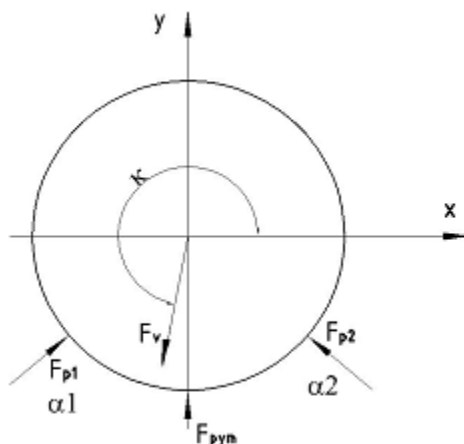
	F_v [kN]	κ_{Fv} [°]	F_{py} [kN]	F_{1p} [kN]	F_{2p} [kN]
1. hrubování	346.446	249.734	350	314.663	144.957
1. hrub. - opačné	1151.564	267.013	700	855.599	770.746
Vnitřní soust. - normální	990.654	272.083	700	674.58	725.492
Vnitřní soust. - opačné	586.107	273.521	350	388.202	439.113
Dokončování	210	270	140	148.492	148.492

Tab. 8. Výstupní hodnoty otáček kladek a zatížení ložisek

	n_{py} [min ⁻¹]	n_{1K} [min ⁻¹]	n_{2K} [min ⁻¹]	F_{Lpy} [kN]	F_{L1} [kN]	F_{L2} [kN]
1. hrubování	172.1	172.1	172.1	175	157.331	72.478
1. hrub. - opačné	172.1	172.1	172.1	350	427.8	385.373
Vnitřní soust. - normální	344.1	344.1	344.1	350	337.29	362.746
Vnitřní soust. - opačné	344.1	344.1	344.1	175	194.101	219.557
Dokončování	344.1	344.1	344.1	70	74.246	74.246

Tab. 9. Názvy spočítaných veličin

F_v [kN]	Výslednice zatížení
κ_{Fv} [°]	Polární souřadnice zatížení
F_{py} [kN]	Nastavení síly střední pinoly
F_{1p} [kN]	Reakční síla pinoly 1
F_{L1} [kN]	Síla na ložisko v pinole 1
F_{2p} [kN]	Reakční síla pinoly 2
F_{L2} [kN]	Síla na ložisko v pinole 2
n_{py} [min ⁻¹]	Otáčky kladky prostřední pinoly
n_{1K} [min ⁻¹]	Otáčky kladky pinoly 1
n_{2K} [min ⁻¹]	Otáčky kladky pinoly 2



Obr. 37. Schéma působení sil

Na schématu je naznačena síla F_{p1} a F_{p2} což jsou jedny z pěti složek síly F_{1p} a F_{2p} .

4.4 Výpočet ložisek

Ložiska jsou vypočteny pomocí programu MITCalc. Přesný postup se nachází v Příloze č. 2.

Vstupními parametry jsou výstupní parametry z předchozího výpočtu a jsou uvedeny v Tab. 8.

Ověřovat se bude zadaná životnost $L=4000$ hodin.

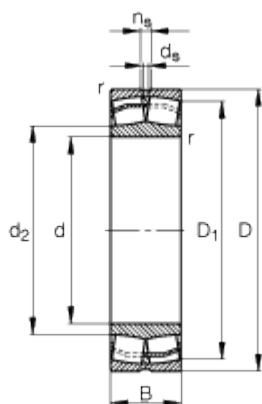
Podle výpočtu volíme Ložisko 23228-E1-TVPB. Ložisko bude mazané tukem. Výpočet ověřil, že ložisko obstojí na všech třech pinolách.

$$L_{10h \text{ pinola } 1} = 4456 \text{ hodin} > L$$

$$L_{10h \text{ pinola } 2} = 4589 \text{ hodin} > L$$

$$L_{10h \text{ pinola } \text{prostřední}} = 5716 \text{ hodin} > L$$

Vyhovuje!



$$d = 140 \text{ mm}$$

$$D = 250 \text{ mm}$$

$$B = 88 \text{ mm}$$

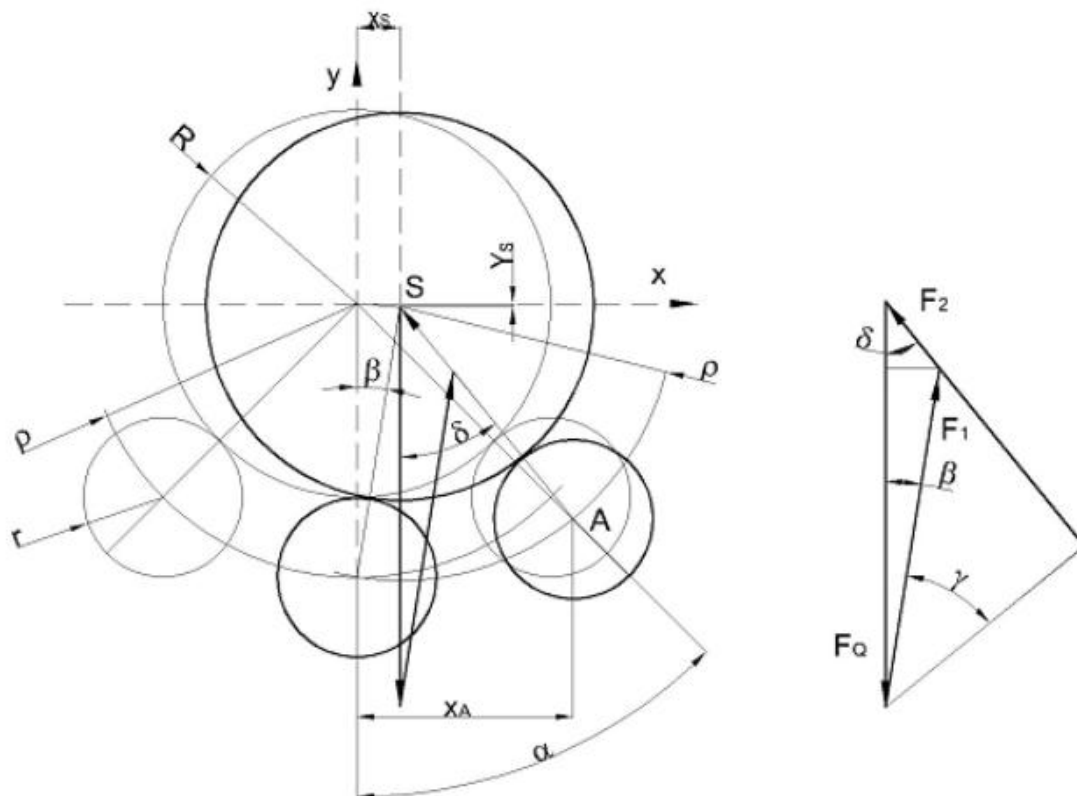
$$D_1 = 216 \text{ mm}$$

$$d_2 = 162 \text{ mm}$$

Obr. 38. Ložisko 23228-E1-TVPB [6]

4.5 Výpočet síly potřebné k vystředění obrobku

Při usazení obrobku vyjedeme prostřední pinolou do požadované výšky. Obrobek poté může být mimo osu stroje (rozměr x_s). Vystředění stroje provede jedna z bočních pinol pomocí síly F_2 . Cílem této kapitoly je zjistit potřebnou sílu F_2 .



Obr. 39. Rozložení sil při středění obrobku

Vstupní parametry

$R = 450 \text{ mm}$	poloměr obrobku
$r = 185 \text{ mm}$	poloměr kladky
$x_s = 10 \text{ mm}$	odchylka polohy obrobku
$\alpha = 45^\circ$	sklon boční pinoly
$F_Q = 1750 \text{ kN}$	tíha obrobku působící na opěru

Výpočet

$$\rho = R + r$$

$$\rho = 0.635 \text{ m}$$

Při zanedbání y_s

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

$$x_A = 0.454 \text{ m}$$

$$\delta = \arcsin\left(\frac{x_A - x_S}{\rho}\right)$$

$$\delta = 44.362^\circ$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{x_S}{\rho}\right)$$

$$\beta = 0.902^\circ$$

$$\gamma = \left(\frac{\pi}{2} - \delta - \beta\right) \text{ [rad]}$$

$$\gamma = 44.736^\circ$$

$$F_1 = F_Q * \frac{\cos(\gamma + \beta)}{\cos(\gamma)}$$

$$F_1 = 1722 \text{ kN} \quad \text{reakce spodní pinoly}$$

$$F_2 = \frac{F_Q - F_1 * \cos(\beta)}{\cos(\delta)}$$

$$F_2 = \mathbf{38.791 \text{ kN}} \quad \text{reakce boční pinoly}$$

4.6 Výpočet pohybového šroubu

Šroub bude spočítán v programu Autodesk Inventor. Podrobné informace jsou v Příloze č. 3.

Vstupní parametry

Maximální axiální síla zatěžující pohybový šroub bude součet síly potřebné k vystředění obrobku F_2 a největší síly ze složek ze sil F_{1p} a F_{2p} .

$$F_{1p \text{ 1.hrub.opačné}} = F_{p \text{ max}} = 855599 \text{ N}$$

$$F_2 = 38791 \text{ N}$$

$$F_{ax} = F_2 + F_{p \text{ max}}$$

$$F_{ax} = 894390 \text{ N}$$

maximální axiální síla

$$f_1 = 0.1$$

součinitel tření v závitu

$$d = 170 \text{ mm}$$

průměr závitu

$$H = 340 \text{ mm}$$

výška matice

$$L = 700 \text{ mm}$$

maximální délka

$$p_a = 15 \text{ MPa}$$

dovolený tlak v závitu

$$E = 205000 \text{ MPa}$$

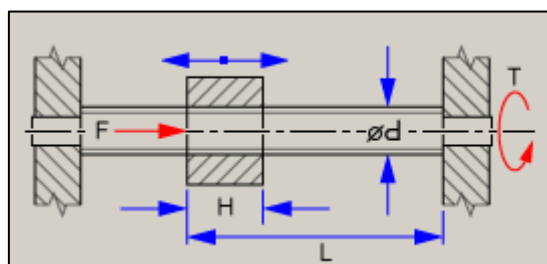
modul pružnosti v tahu

$$s_y = 300 \text{ MPa}$$

mez kluzu v tahu

$$k_s = 3$$

součinitel bezpečnosti



Obr. 40. Schéma pohybového šroubu

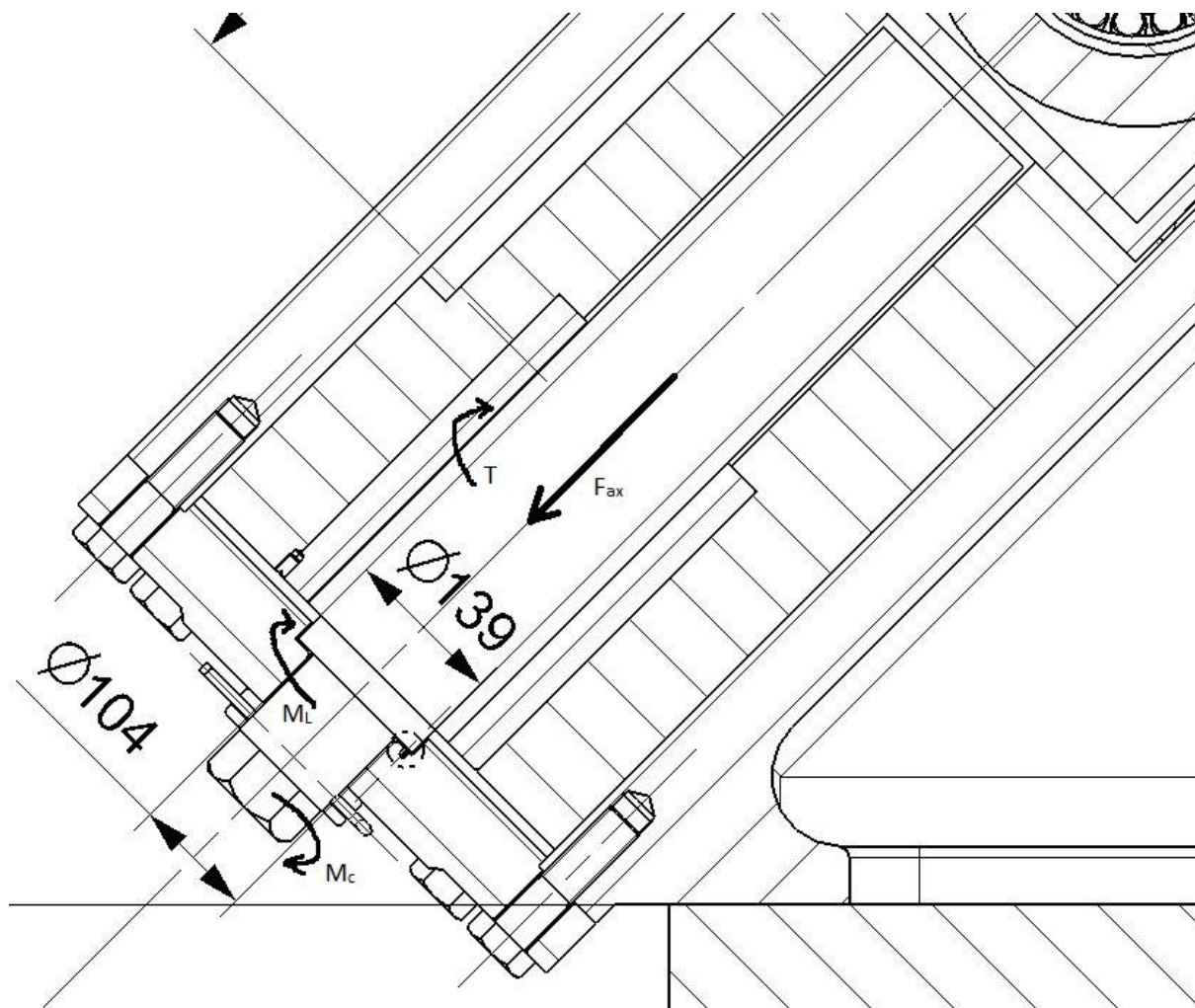
Výstupní parametry

$$T = 11024.935 \text{ Nm}$$

maximální moment v závitech pohybového šroubu

Program zkontroloval pohybový šroub na tlak v závitech, a provedl pevnostní výpočet. **Šroub vyhověl.**

4.7 Výpočet axiálního ložiska



Obr. 41. Kroucí momenty v pinole

Vstupní parametry

$$d_1 = 104 \text{ mm}$$

vnitřní průměr třecí plochy

$$d_2 = 139 \text{ mm}$$

vnější průměr třecí plochy

$$F_{ax} = 894390 \text{ N}$$

maximální axiální zatěžující síla

$$f = 0.06$$

součinitel tření v ložisku udávaný výrobcem

$$p_{dov} = 250 \text{ MPa}$$

dovolený tlak v ložisku udávaný výrobcem

Výpočet momentu M_L

$$F_t = F_{ax} \cdot f$$

třecí síla

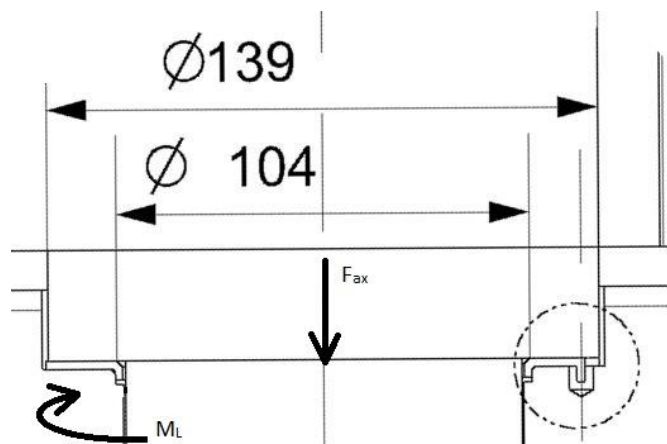
$$F_t = 53663.4 \text{ N}$$

$$M_L = F_t \cdot \left(\frac{d_2}{4} - \frac{d_1}{4} \right) + \frac{d_1}{2}$$

$$M_L = 3260.052 \text{ Nm}$$

moment v axiálním ložisku

Výpočet tlaku v axiálním ložisku



Obr. 42. Axiální kluzné ložisko

$$S_{\text{lož}} = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4}$$

$$S_{\text{lož}} = 6680 \text{ mm}^2 \quad \text{styková plocha ložiska}$$

$$p = \frac{F_{\text{ax}}}{S_{\text{lož}}}$$

$$p = 133.894 \text{ MPa} \quad \text{tlak v ložisku}$$

$$p < p_{\text{dov}} = 250 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje!}$$

4.8 Kontrolní výpočet vodícího šroubu na střiž

Vstupní parametry

$$T = 11024.935 \text{ Nm} \quad \text{maximální moment v závitech pohybového šroub}$$

$$d_{\text{sr}} = 25 \text{ mm} \quad \text{průměr vodícího šroubu v kritickém místě}$$

$$D_{\text{pinoly}} = 430 \text{ mm} \quad \text{průměr pinoly}$$

$$\sigma_{\text{pt}} = 1000 \text{ MPa} \quad \text{mez pevnosti materiálu šroubu [7]}$$

Výpočet napětí ve střiž

$$S_{\text{sr}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{sr}}^2}{4} = 490.874 \text{ mm}^2 \quad \text{plocha průřezu šroubu}$$

$$F_{\text{stř}} = \frac{2 \cdot T}{D_{\text{pinoly}}} = 51279 \text{ kN} \quad \text{síla působící na šroub}$$

$$\tau_s = \frac{F_{\text{stř}}}{S_{\text{sr}}} = 104.464 \text{ MPa} \quad \text{napětí ve střiž$$

$$\tau_{\text{kc}} = 0.25 \cdot \sigma_{\text{pt}} = 250 \text{ MPa} \quad \text{mez únavy v krutu}$$

$$s = \frac{\tau_{\text{kc}}}{\tau_s} = \frac{250}{104.464} = 2.4 \quad \text{bezpečnost vyhovuje}$$

4.9 Výpočet celkového momentu M_c k otočení pohybového šroubu

Z Obr. 41. je patrné, že celkový krouticí moment, který budeme potřebovat vyvodit na šestihranu pohybového šroubu, získáme sečtením momentů T a M_L .

$$M_c = T + M_L$$

$$M_c = 14284.987 \text{ Nm} \quad \text{moment potřebný k otočení pohybového šroubu}$$

Krouticí moment M_c je příliš velký, na to aby byla použita pouze ráčna. Použijeme proto ráčnu společně s multiplikátorem.

4.9.1 Moment potřebný na ráčně

Tab. 10. Multiplikátor Norbar HT11 [8]

Název	Rozsah [N·m]	Poměr
HT11/125	20000	125:1

Tab. 11. ráčna Norbar 300 P [8]

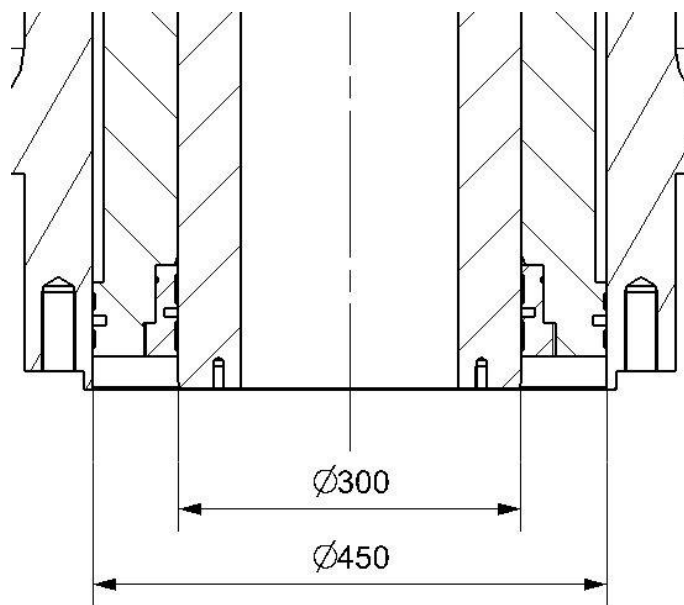
Název	Rozsah [N·m]	Délka [mm]
300 P	60 - 300	663

Díky multiplikátoru se nám potřebný moment na ráčně sníží v poměru daného multiplikátoru.

$$M_r = \frac{M_c}{125} = \frac{14284.987}{125} = 114.28 \text{ Nm}$$

Tento moment už ráčnou pohodlně dokážeme vyvinout.

4.10 Výpočet potřebného tlaku v lineárním hydromotoru



Obr. 43. Rozměry hydraulického pístu

Vstupní parametry

$d_1 = 300 \text{ mm}$ vnitřní průměr

$d_2 = 450 \text{ mm}$ vnější průměr

$F = 700 \text{ kN}$ nejvyšší zatěžující síla

Výpočet

$$S = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} = 8.836 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

$$p = \frac{F}{S}$$

$$p = 7.922 \text{ MPa}$$

Vypočtený tlak nebude problém vyvinout pomocí běžných čerpadel a použitá těsnění mu také odolají.

Pro zatlačování pinoly dolů bude sloužit druhá menší plocha viditelná na Obr. 43 potřebný tlak na tuto plochu bude velice malý a není třeba jej počítat.

4.11 Pevnostní výpočet víka hydraulického

Víko bude zatěžováno tlakem p z předchozího výpočtu. Podrobný výpočet se nachází v Příloze č.4.

Tab. 12. Výstupní hodnoty výpočtu hydraulického víka

Maximální průhyb	y_{\max}	-0.02584 mm
Maximální napětí	σ_{\max}	48.86 MPa
Minimální koeficient bezpečnosti	$S_{F\min}$	5.63

4.12 Kontrolní výpočet šroubů na víkách

Pro výpočet šroubů zvolíme největší hodnotu ze zatěžujících sil F_{1p} a F_{py} .

Tab. 13. Vstupní parametry výpočtu šroubů na víku

		Víko šroubové	Víko hydraulické
Maximální síla zatěžující víko	$F_{ax} \text{ [N]}$	984390	700000
Tloušťka víka [mm]	L	60	50
Počet šroubů	-	8	8
Síla na šroub	$F_{amax} \text{ [N]}$	111798.75	87500
Volený šroub	-	M36 x 140	M30 x 120

Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje

Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osové síly	σ	337,19	[MPa]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	133,32	[MPa]
Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	408,68	[MPa]
Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	940	[MPa]
Bezpečnost na mezi kluzu	n	2,30	

Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu

Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	192,92	[MPa]
Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	710	[MPa]

Obr. 44. Výstupní parametry šroubu M36 na víku šroubovém

Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje

Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osové síly	σ	294,48	[MPa]
Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	114,61	[MPa]
Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	355,14	[MPa]
Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100	[MPa]
Bezpečnost na mezi kluzu	n	3,10	

Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu

Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	171,92	[MPa]
Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	710	[MPa]

Obr. 45. Výstupní parametry šroubu M30 na víku hydraulickém

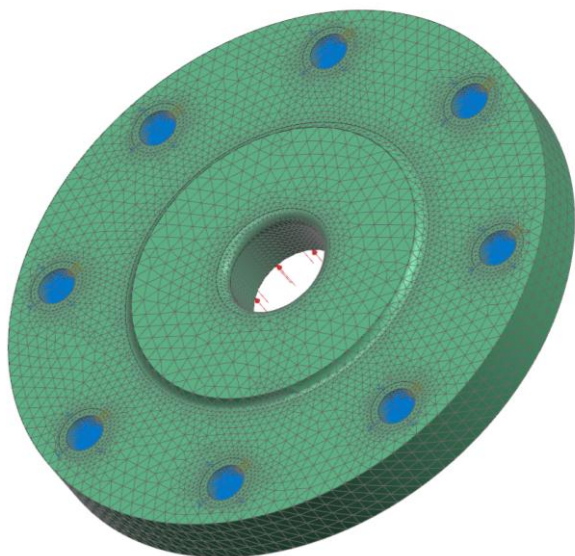
Bezpečnosti u obou zvolených šroubů vycházejí více než 2 což je dostačující.

4.13 Kontrola víka šroubového MKP výpočtem

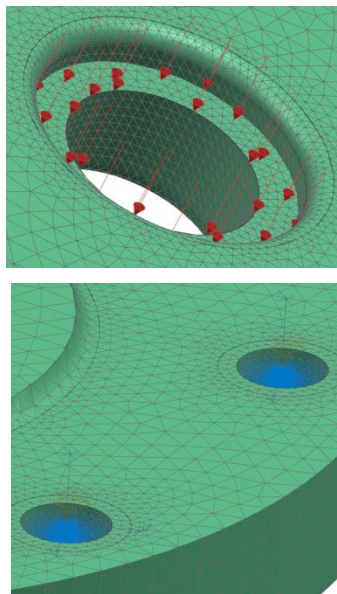
Víko držící pohybový šroub bude velice namáhané. Jeho výpočet provedeme pomocí softwaru NX Nastran.

Víko uchytíme za válcové plochy od děr šroubů pomocí 1D připojení bodu k ploše. Toto uchycení nám vyvolá vysoká napětí v okolí šroubu, která ovšem nejsou reálná a nebudou maximálním napětím na víku. Chybu způsobí naprosto pevné uchycení, které ve skutečnosti na tomto místě není. Pro idealizaci nám ovšem vystačuje.

Součást zatížíme silou $F_{ax} = 894030 \text{ N}$ na plochu kde dosedá pohybový šroub.



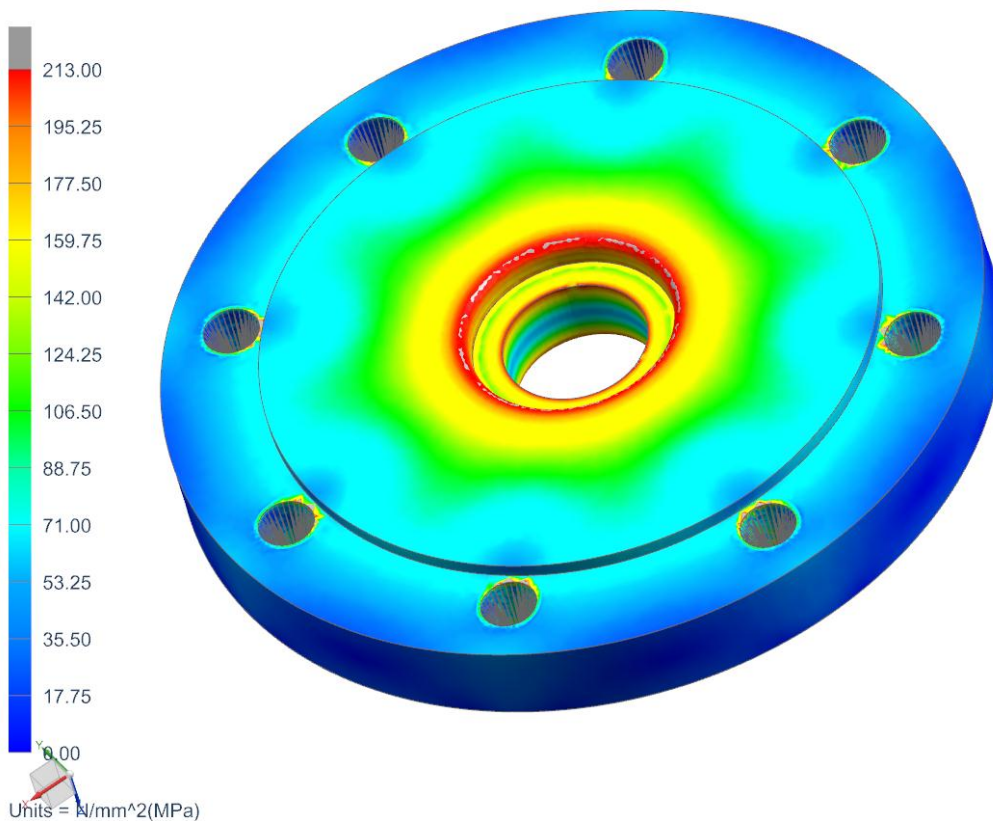
Obr. 46 Zasiťovaný model s okrajovými podmínkami



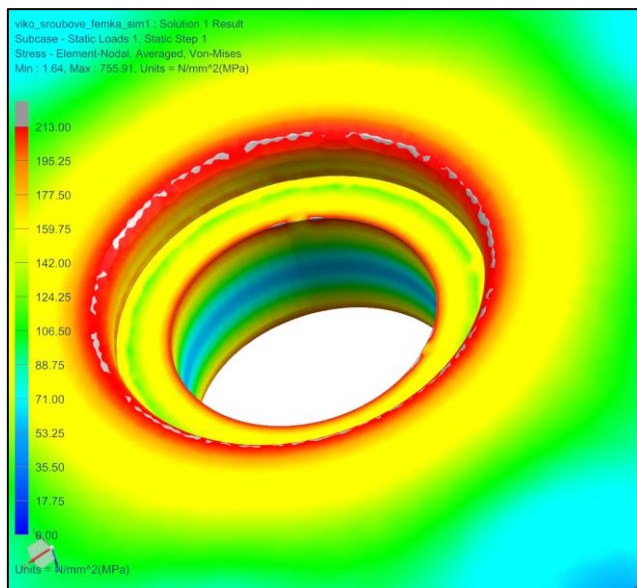
Obr. 47. Síla a 1D spojenie

Model víka jsme zasiťovali 3D čtyřbokou sítí s meziuzlem.

viko_sroubove_femka_sim1 : Solution 1 Result
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1
Stress - Element-Nodal, Averaged, Von-Mises
Min : 1.64, Max : 755.91, Units = N/mm²(MPa)



Obr. 48. Výsledné napětí dle Von-Mises



Obr. 49. Detail nejvíce namáhaného místa

Výpočtem nyní zjistíme bezpečnost, se kterou jsme víko navrhli:

$$\sigma = 213 \text{ MPa}$$

maximální napětí na víku

$$\sigma_k = 370 \text{ MPa}$$

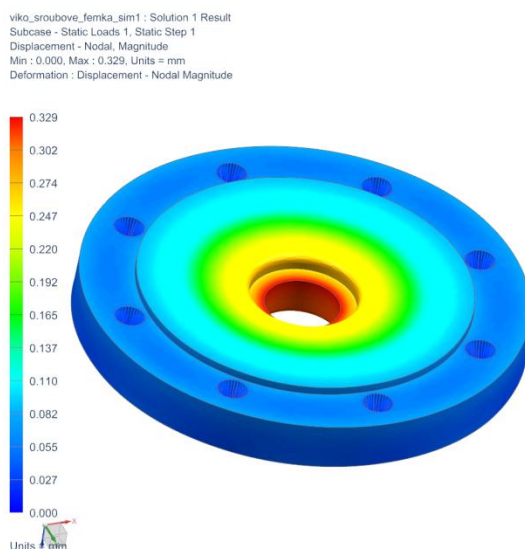
mez kluzu pro materiál 11 600

$$s = \frac{\sigma_k}{\sigma} = \left(\frac{370}{213} \right)$$

$$s = 1.74$$

bezpečnost

Bezpečnost pro náš návrh vyhovuje. Navíc silou, kterou jsme víko zatížili, budeme víko zatěžovat pouze při středění a operaci 1. hrubování opačné. Při zbylých stavech bude zatížení menší.

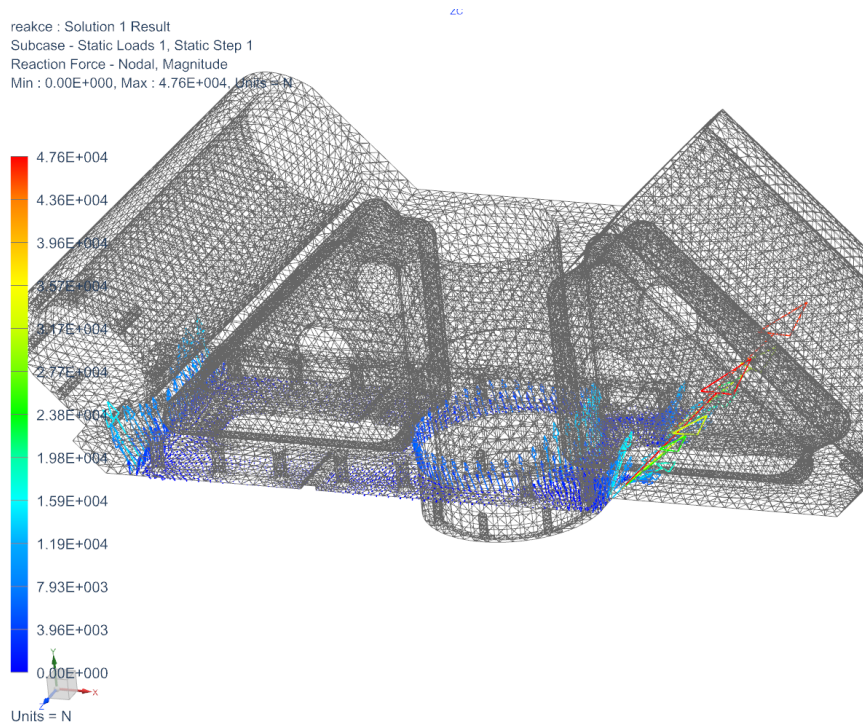


Obr. 50. Deformace šroubového víka

Deformace 0.329 mm není pro naše řešení problémem, jelikož ji můžeme kompenzovat vysunutím pinoly.

4.14 Kontrola odlehnutí dělicí roviny rámu a saní

Výsledná síla F_v zatěžující opěru by mohla svým momentem způsobit odlehnutí v místě styku saní s rámem. Uděláme proto simulaci zatížení opěry a vyhodnotíme směr reakčních sil ve stykové ploše.

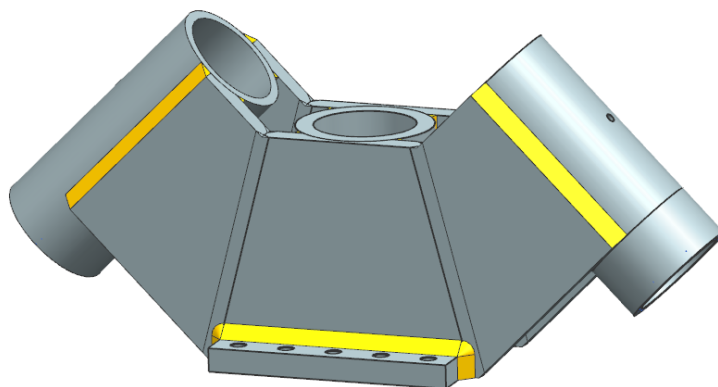


Obr. 51. Reakční síly v místě dotyku

Z Obr. 52 je vidět, že všechny reakce směřují vzhůru. Z toho vyplývá, že nebudeme muset speciálně počítat předepnutí šroubů spojujících saně s rámem.

5 Technickoekonomické hodnocení navržené konstrukce

Snížení výšky hrotů nad ložem z 2500 mm na 2150 mm ušetříme náklady na materiál pro spodek vřeteníku a spodek koníku a i opěry. Díky použití velkého počtu normalizovaných součástí ušetříme náklady na jejich případnou výrobu. Rám je řešen jako odlitek, což bude levnější než původně navrhovaný svařený rám nového řešení. Ve srovnání se svařováním vyžaduje sice výroba odlitku model, ale je pak méně pracná a nákladná. [9]



Obr. 52. První varianta nového návrhu rámu

6 Závěr

Náplní této práce bylo zanalyzovat opěry a podvalky. Jejich funkci užití a konstrukci. Podrobné prozkoumání stávající opěry soustruhu SR5 a navrhnutí nového návrhu otevřené opěry soustruhu SR5 s valivými styky a její technicko - ekonomické hodnocení. Všechny tyto kroky byly provedeny v průběhu práce. Nově navrhnutá opěra byla podrobně ověřena pevnostními výpočty kriticky namáhaných součástí. Víko šroubové bylo zkontrolováno MKP řešičem NX Nastran. Byla vypracována výkresová dokumentace v podobě výkresu sestavy KKS – BP – 01 – 00 a výrobního výkresu pinoly šroubové KKS – 00 – 01 – 16.

Nové konstrukční řešení je velice jednoduše řešené a na montáž nenáročné. Rám je zcela nové konstrukce řešený jak odlitek. Odléváním dokážeme zhotovit složitý tvar rámu při minimální spotřebě materiálu. Pinoly mají jednoduché řešení zastavění kladky a uložení v rámu.

Při návrhu bylo nejtěžší navrhnout délku matice pohybového šroubu tak, aby nedošlo k překročení povoleného tlaku 15 MPa. Byli jsme nuceni prodloužit délku bočních pinol. Na levé straně bylo potřeba udělat vybrání do saní o hloubce 210 mm. Toto vybrání ovšem nějak neovlivní funkčnost saní.

7 Bibliografie

- [1] **Ženíšek, Josef, a další, a další.** *Teorie a konstrukce výrobních strojů II.* Praha : Alfa, 1988.
- [2] machine--tools. [Online] 5. únor 2015. [Citace: 1. únor 2015.] <http://www.machine--tools.com/By-Location-/Illinois-/Steady-rest-jaws-for-south-bend-9-10-lathe-follower-jaw.ASPX>.
- [3] **Konvičná, Ing. Iveta.** data: sossoukyjov. *sossoukyjov.* [Online] 5. únor 2015. [Citace: 1. únor 2015.] http://www.sossoukyjov.cz/data/file/Strojnictvi/VY_32_INOVACE_5c/VY_32_INOVACE_5c17.pdf.
- [4] Fotogalerie - Škoda machine tools. *Škoda machine tools.* [Online] 2011. [Citace: 15. květen 2016.] <http://www.skodamt.com/fotogalerie/gallery-sr:10/sort-name/>.
- [5] **doc. Ing. Zdeněk Hudec, Csc.** Podvalek_opera. [Online]
- [6] Rolling and plain bearings. *schaeffler.* [Online] [Citace: 14. květen 2016.] http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br.pr/232..-E1*23228-E1-XL-TVPB;aD49BQfdYAx_.
- [7] **Leinveber, Jan a Vávra, Pavel.** *Strojnické tabulky. Úvaly* : Albra, 2005.
- [8] Norbar Products. *Norbar.com.* [Online] [Citace: 17. květen 2016.] <http://www.norbar.com/en-us/Products>.
- [9] **Bednář, Bohumír, a další, a další.** *Technologičnost konstrukce I.* Praha : ČVUT.

8 Seznam obrázků

Obr. 1. Schéma hrotového soustruhu [1].....	4
Obr. 2. Podvalek.....	5
Obr. 3. Opěra.....	6
Obr. 4. Síly vyvolané jednotlivými operacemi	7
Obr. 5. Opěra s úzkými styky.....	7
Obr. 6. Samo středící opěra pro cnc soustruhy	8
Obr. 7. Opěra upnutá letmo.....	8
Obr. 8. Opěra upnutá na podélném loži soustruhu.....	9
Obr. 9. Konstrukční části opěry	9
Obr. 10. Opěra s odnímatelnou horní částí.....	10
Obr. 11. Opěra s odkolipelnou horní část.....	11
Obr. 12. Rám s pinolou	11
Obr. 13. Rám s odklopitelným ramenem	11
Obr. 14. Schéma otevřené opěry	12
Obr. 15. Otevřená a zavřená CNC opěra.....	12

Obr. 16. Podvalek s přestavitelnými valivými styky	13
Obr. 17. Čelisti s kluznými styky [2]	13
Obr. 18. Čelisti s valivými styky	14
Obr. 19. Hydrostatické ložisko [3]	15
Obr. 20. Hydrostatická opěra	15
Obr. 21. Soustruh SR5 v řezu.....	17
Obr. 22. Opera zavřená	17
Obr. 23. Škoda SR5 [4]	18
Obr. 24. Celková sestava soustruhu SR5	19
Obr. 25. Opěra soustruhu SR5	21
Obr. 26. Sestava otevřené opěry.....	24
Obr. 27. Sestava kladky v řezu.....	24
Obr. 28. Rozstřel sestavení kladky	25
Obr. 29. Návrh průměru pinoly	25
Obr. 30. Pinola hydraulická.....	26
Obr. 31. Pinola šroubová.....	26
Obr. 32. Schéma pohybového mechanismu	27
Obr. 33. Pohybový šroub v sestavě	27
Obr. 34. Víko hydraulické s vnitřní vložkou hydraulickou.....	27
Obr. 35. Víko šroubové s uloženým pohybovým šroubem.....	28
Obr. 36. Rám	28
Obr. 37. Schéma působení sil.....	31
Obr. 38. Ložisko 23228-E1-TVPB [6].....	31
Obr. 39. Rozložení sil při středění obrobku	32
Obr. 40. Schéma pohybového šroubu	33
Obr. 41. Krouticí momenty v pinole	34
Obr. 42. Axiální kluzné ložisko	35
Obr. 43. Rozměry hydraulického pístu	36
Obr. 44. Výstupní parametry šroubu M36 na víku šroubovém.....	38
Obr. 45. Výstupní parametry šroubu M30 na víku hydraulickém	38
Obr. 46. Zasiťovaný model s okrajovými podmínkami	39
Obr. 47. Síla a 1D spojení	39
Obr. 48. Výsledné napětí dle Von-Mises	39
Obr. 49. Detail nejvíce namáhaného místa	40
Obr. 50. Deformace šroubového víka	40

Obr. 51. Reakční síly v místě dotyku	41
Obr. 52. První varianta nového návrhu rámu	41

9 Seznam tabulek

Tab. 1. Technické parametry stroje a opěry	16
Tab. 2. Dokumentace poskytnuta pro konstrukci	16
Tab. 3. Technické parametry soustruhu SR5	20
Tab. 4. Parametry Opěry I	21
Tab. 5. Parametry Opěry II	22
Tab. 6. Vstupní parametry výpočtu	29
Tab. 7. Výstupní hodnoty zatěžujících sil a úhlu výslednice	30
Tab. 8. Výstupní hodnoty otáček kladek a zatížení ložisek	30
Tab. 9. Názvy spočítaných veličin	30
Tab. 10. Multiplikátor Norbar HT11 [8]	36
Tab. 11. ráčna Norbar 300 P [8]	36
Tab. 12. Výstupní hodnoty výpočtu hydraulického víka	37
Tab. 13. Vstupní parametry výpočtu šroubů na víku	37

10 Seznam příloh

PŘÍLOHA Č. 1	Vypočtení zatížení pinol a ložisek v programu Mthcad Prime
PŘÍLOHA Č. 2	Výpočet ložisek v programu MITCalc
PŘÍLOHA Č. 3	Výpočet pohybového šroubu pomocí programu Autodesk Inventor
PŘÍLOHA Č. 4	Výpočet desky hydraulické v programu MITCalc
PŘÍLOHA Č. 5	Výpočet šroubů na víku v programu MITCalc
PŘÍLOHA Č. 6	Výkres Otevřená opěra soustruhu SR5 (KKS – BP – 01 – 00)
PŘÍLOHA Č. 7	Výkres Pinola šroubová (KKS – BP – 01 – 16)

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet zátížení pinol a ložisek v programu Mathcad Prime



Katedra konstruování strojů
Fakulta strojní

KKS/KVS, KOS

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

Zdeněk Hudec

Západočeská univerzita v Plzni, 2015

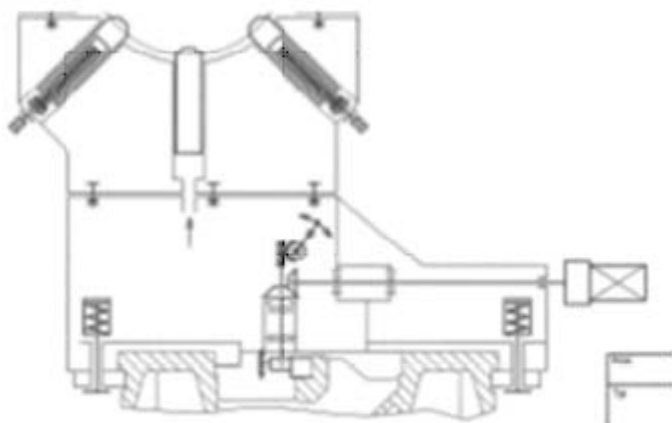
Obsah

- 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} , κ_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 bočními 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

$$F_{QoM} := 1750 \cdot kN$$

..jmen. unosnost opery

ORIGIN := 1

$$j := 1 \dots 5$$

...pocet zatezovacich stavu

$$k_{Qo} := \begin{bmatrix} 0.5 \\ 1 \\ 1 \\ 0.5 \\ 0.2 \end{bmatrix} \quad F_{Qo} := -F_{QoM} \cdot k_{Qo} \quad \dots \text{zatizení opery tihou obrobku}$$

$$F_M := 200 \cdot kN \quad \dots \text{max. obvod. složka rezne sily}$$

$$k_F := \begin{bmatrix} 1 \\ -0.5 \\ 0.3 \\ -0.3 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{array}{l} \text{1. hrubovani} \\ \text{1. hrub. -opacne} \\ \text{Vnitri -norm.} \\ \text{Vnitri -opacne} \\ \text{Dokoncovani} \end{array}$$

$$F := F_M \cdot k_F \quad \dots \text{obvod. složka rezne sily}$$

Tihova složka	Tecna složka rezne sily	Radialni složka rezne sily
$F_{Qo} = \begin{bmatrix} -875 \\ -1.75 \cdot 10^3 \\ -1.75 \cdot 10^3 \\ -875 \\ -350 \end{bmatrix} kN$	$F = \begin{bmatrix} 200 \\ -100 \\ 60 \\ -60 \\ 0 \end{bmatrix} kN$	$F_R := \begin{bmatrix} -0.6 \cdot F_1 \\ -0.6 \cdot F_2 \\ 0.6 \cdot F_3 \\ 0.6 \cdot F_4 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{array}{l} \text{1. hrubovani} \\ \text{1. hrub. -opacne} \\ \text{Vnitri -norm.} \\ \text{Vnitri -opacne} \\ \text{Dokoncovani} \end{array}$

		VSTUP
1. hrubovani	$v_K := \begin{bmatrix} 200 \cdot \frac{m}{min} \\ 200 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \\ 400 \cdot \frac{m}{min} \end{bmatrix}$	$q := \begin{bmatrix} 0.25 \\ 0.25 \\ 0.2 \\ 0.25 \\ 0.05 \end{bmatrix} \text{ Pomerna doba behu}$
1. hrub. -opacne		
Vnitri -norm.		
Vnitri -opacne		
Dokoncovani		
		Obvodova rychlost kladky

$k_{vK} := 1$...soucinitel korekce obvodove rychlosti

$$v_K := v_K \cdot k_{vK}$$

$$v_K^T = [200 \ 200 \ 400 \ 400 \ 400] \frac{m}{min}$$

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

$$F_{py} := -k_p \cdot F_{Qo}$$

$$F_{py}^T = [350 \ 700 \ 700 \ 350 \ 140] \text{ kN}$$

1.2 Vyslednice zatizeni opery

$$F_{v_j} := \sqrt{(F_{y_j})^2 + (F_{R_j})^2}$$

$$F_y := F_{Qo} + F + F_{py}$$

$$F_x := F_R$$

$$F_y = \begin{bmatrix} -325 \\ -1.15 \cdot 10^3 \\ -990 \\ -585 \\ -210 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

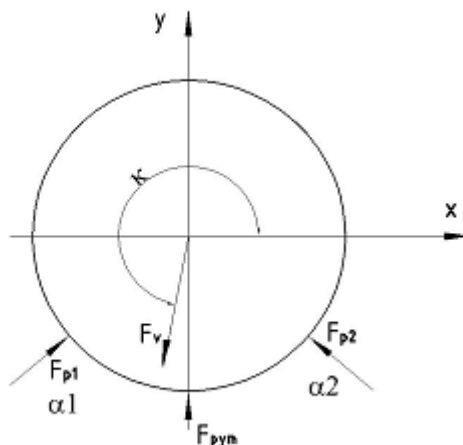
$$F_x = \begin{bmatrix} -120 \\ -60 \\ 36 \\ 36 \\ 0 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$F_v = \begin{bmatrix} 346.446 \\ 1151.564 \\ 990.654 \\ 586.107 \\ 210 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

Polarni souradnice zatizeni

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

$$\kappa_{Fv} = \begin{bmatrix} 249.734 \\ 267.013 \\ 272.083 \\ 273.521 \\ 270 \end{bmatrix} \text{ deg}$$



2 Soudnice polohy pinoly

$n := 2$...pocet pinol

VSTUP

$i := 1 .. n$

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

...polarni souradnice reakci Fp1,Fp2,...Fpn

$$\beta_i := \pi + \alpha_i$$

3 Zatizeni pinol i = 1..n pri zatizeni opery spektrem sil Fvj, κj, j = 1...m

3.1 1. hrubovani $j := 1$ $F_{v_j} = 346.446 \text{ kN}$ $\kappa_{Fv_j} = 249.734 \text{ deg}$

$$F_{p_1} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{if}(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, \text{"over"}, 0) \right)$$

$$F_{p_2} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{if}(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, \text{"over"}, 0) \right)$$

$$F_{p1_i} := F_{p_i}$$

...

Zatizeni pinol

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

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

$$v_{K_j} = 200 \frac{m}{min} \quad q_j = 0.25$$

Zatizeni pinoly

$$F_{p1_i} = \begin{bmatrix} 314.663 \\ 144.957 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

3.2 1. hrubovani-opacne

$$j := 2 \quad F_{v_j} = 1151.564 \text{ kN} \quad \kappa_{Fv_j} = 267.013 \text{ deg}$$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} \right), \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} \right), 0 \right) \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} \right), \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)} \right), 0 \right) \right)$$

$$F_{p2_i} := F_{p_i}$$

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

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

$$v_{K_j} = 200 \frac{m}{min} \quad q_j = 0.25$$

Zatizeni pinoly

$$F_{p2_i} = \begin{bmatrix} 855.599 \\ 770.746 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

3.3 Vnitri -normalni

$$j := 3 \quad F_{v_j} = 990.654 \text{ kN} \quad \kappa_{Fv_j} = 272.083 \text{ deg}$$

$$F_{p1} := \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} \right), \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} \right), 0 \right) \right)$$

$$F_{p2} := \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} \right), \text{if} \left(\left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)} \right), 0 \right) \right)$$

--

$$F_{p3_i} := F_{p_i}$$

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

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

Zatizeni pinoly

$$F_{p3_i} = \begin{bmatrix} 674.58 \\ 725.492 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$v_{K_j} = 400 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad q_j = 0.2$$

3.4 Vnitřní-opacne

$$j := 4 \quad F_{v_j} = 586.107 \text{ kN} \quad \kappa_{Fv_j} = 273.521 \text{ deg}$$

$$F_{p_1} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p4_i} := F_{p_i}$$

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

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

Zatizeni pinoly

$$F_{p4_i} = \begin{bmatrix} 388.202 \\ 439.113 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$v_{K_j} = 400 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad q_j = 0.25$$

3.5 Dokoncovani

$$j := 5 \quad F_{v_j} = 210 \text{ kN} \quad \kappa_{Fv_j} = 270 \text{ deg}$$

$$F_{p_1} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} \geq \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \vee \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p_2} := \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_1 \wedge \kappa_{Fv_j} \leq \alpha_2, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)}, \text{if} \left(\kappa_{Fv_j} > \alpha_2 \wedge \kappa_{Fv_j} < \alpha_1, F_{v_j} \cdot \frac{\sin(\beta_3 - \kappa_{Fv_j})}{\sin(\beta_2 - \beta_3)}, 0 \right) \right)$$

$$F_{p5_i} := F_{p_i}$$

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

Zatizeni pinoly

$$F_{p5_i} = \begin{bmatrix} 148.492 \\ 148.492 \end{bmatrix} \text{ kN}$$

$$\beta = \begin{bmatrix} 405 \\ 495 \end{bmatrix} \text{ deg} \quad \alpha = \begin{bmatrix} 225 \\ 315 \end{bmatrix} \text{ deg}$$

$$v_{K_j} = 400 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad q_j = 0.05$$

VYSTUP

4 Shrnutí

$$T_c := 4000 \cdot \text{hr}$$

...celkova doba behu

i...poradi pinol
j...poradi operace
Fpj.i...zatizeni pinoly

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

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

$$j := 1..5$$

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

$$f_{p_j} := \text{if}(F_{1p_j} = 0, 0, 1)$$

$$f_p^T = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]$$

$$T_{1p_j} := T_c \cdot q_j \cdot f_{p_j}$$

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

$$\dots \text{zatizeni pinoly} \quad F_{1p}^T = [314.663 \ 855.599 \ 674.58 \ 388.202 \ 148.492] \text{ kN}$$

$$D_{1K} := 370 \cdot mm \quad \dots \text{prumer kladky}$$

VSTUP

2x lozisko: 140/250/88:23228-E1-TVPB: C = 1080 kN, C0= 1400 kN dle programu
"kladka.xlsx"

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

$$F_{L1} := \frac{F_{1p}}{2} \quad \dots \text{zatizeni loziska} \quad F_{L1}^T = [157.331 \ 427.8 \ 337.29 \ 194.101 \ 74.246] \text{ kN}$$

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

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

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

$$F_{2p} := \begin{bmatrix} F_{p1_2} \\ F_{p2_2} \\ F_{p3_2} \\ F_{p4_2} \\ F_{p5_2} \end{bmatrix}$$

...zatizeni pinoly

$$f_{p_j} := \text{if}(F_{2p_j} = 0, 0, 1) \quad f_p^T = [1 \ 1 \ 1 \ 1 \ 1]$$

$$T_{2p_j} := T_c \cdot q_j \cdot f_{p_j}$$

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

$$\text{zatizeni pinoly} \quad F_{2p}^T = [144.957 \ 770.746 \ 725.492 \ 439.113 \ 148.492] \text{ kN}$$

$$D_{2K} := D_{1K} \quad \dots \text{prumer kladky}$$

VSTUP

2x lozisko: 140/250/88:23228-E1-TVPB: C = 1080 kN, C0= 1400 kN dle programu
"kladka.xlsx"

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

$$F_{2L} := \frac{F_{2p}}{2} \quad \dots \text{zatizeni loziska} \quad F_{2L}^T = [72.478 \quad 385.373 \quad 362.746 \quad 219.557 \quad 74.246] \text{ kN}$$

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

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

4.3 Spodní pinola s nastavením síly

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

$$T_{py_j} := T_c \cdot q_j \cdot f_{p_j}$$

$$v_{pyK_j} := f_{p_j} \cdot v_{K_j} \quad \dots \text{obvod. rychlost kladky}$$

$$v_{pyK}^T = [200 \quad 200 \quad 400 \quad 400 \quad 400] \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

VYSTUP

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

$$\text{zatizeni spodni pinoly} \quad F_{py}^T = [350 \quad 700 \quad 700 \quad 350 \quad 140] \text{ kN}$$

$$\text{zatizeni pinoly 2} \quad F_{2p}^T = [144.957 \quad 770.746 \quad 725.492 \quad 439.113 \quad 148.492] \text{ kN}$$

$$\text{zatizeni pinoly 1} \quad F_{1p}^T = [314.663 \quad 855.599 \quad 674.58 \quad 388.202 \quad 148.492] \text{ kN}$$

$$D_{pyK} := D_{1K} \quad \dots \text{prumer kladky}$$

VSTUP

2x lozisko: 140/250/88:23228-E1-TVPB: C = 1080 kN, C0= 1400 kN dle programu
"kladka.xlsx"

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

$$F_{pyL} := \frac{F_{py}}{2} \quad F_{pyL}^T = [175 \ 350 \ 350 \ 175 \ 70] \text{ kN}$$

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

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

$$i := 1 \dots 5$$

$$q_{n3_i} := \frac{n_{pyK_i}}{n_{pyK_1}} \quad \dots \text{pomerne otacky kladky (Kisssoft)} \quad q_{n3}^T = [1 \ 1 \ 2 \ 2 \ 2]$$

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet Ložisek v programu MITCalc

Pinola 1



Valivá ložiska INA/FAG

- i Zkontrolujte řádek: 3.13;
- 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	303219,2	[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 Žádné
- 1.17 Od ozubených převodů
- 1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)
- 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

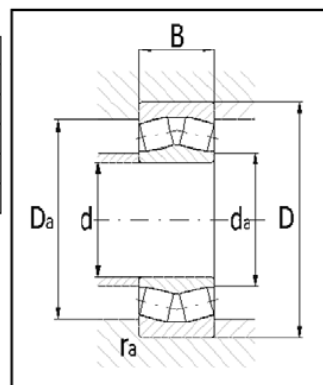
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Ložisko
108	140,0	250,0	88,0	1080000	1400000	1600	2400	23228-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	1080000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	303219,2	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	4456	[h]
2.6 Základní statická únosnost	CO	1400000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	PO	303219,2	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	4,62	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1600	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2400	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	1032,63	[W]
2.14 Váha ložiska	g	17,7	[kg]

d	140
D	250
B	88
ramax	2,5
Damax	236
damin	154



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

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				
4.8 Teplota		40,0	100,0	[°C]
4.9 Viskozita		100,0	11,3	[mm ² /s]
4.10 Provozní viskozita	v	27,4	[mm ² /s]	

4.11 Mazání ložiska

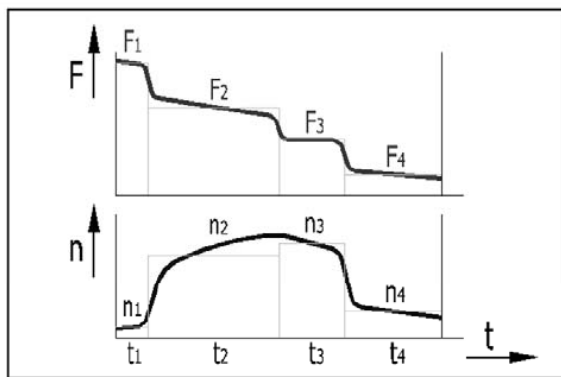
4.12 Způsob mazání	Mazání tukem	
4.13 Ztrátový výkon	NR	1217,77 [W]
4.14 Požadovaný průtok oleje	v	- [l/min]
4.15 Domazávací období	tf	1190 [h]
4.16 Výpočet dovolených otáček		
4.17 Referenční otáčky	nr	1600 [l/min]
4.18 Rozdíl teplot ložiska a okolí	Δ _A	50,0 [°C]
4.19 Rozdíl teploty oleje (vstup/výstup)	Δ _L	5,0 [°C]
4.20 Průtok oleje	v	0,100 [l/min]
4.21 Dovolené otáčky	nperm	283 [l/min]

5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

5.1 Počet různých podmínek zatížení 5

5.2 Tabulka zatížení

i	F _{ri} [N]	F _{ai} [N]	n _i [/min]	t _i /t [%]
1	157331,0	0,0	172,1	25,0
2	427800,0	0,0	172,1	25,0
3	337290,0	0,0	344,1	20,0
4	194101,0	0,0	344,1	25,0
5	74246,0	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	303219,2	[N]
5.6 Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7 Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

Pinola 2



Valivá ložiska INA/FAG

- i Zkontrolujte řádek: 3.13;
- 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 vřetovými díry

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	258,1	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	300551,8	[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

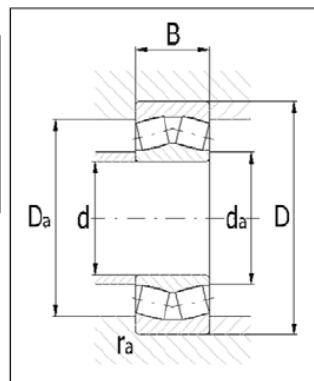
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Ložisko
108	140,0	250,0	88,0	1080000	1400000	1600	2400	23228-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	1080000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	300551,8	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	4589	[h]
2.6 Základní statická únosnost	CO	1400000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	PO	300551,8	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	4,66	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1600	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2400	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	1023,54	[W]
2.14 Váha ložiska	g	17,7	[kg]

d	140
D	250
B	88
ramax	2,5
Damax	236
damin	154



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

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

4.5 Referenční viskozita v_{40} 68,0 [mm²/s]

4.6 Provozní viskozita v 20,1 [mm²/s]

4.7 Jiná maziva

4.8 Teplota 40,0 100,0 [°C]

4.9 Viskozita 100,0 11,3 [mm²/s]

4.10 Provozní viskozita v 27,4 [mm²/s]

4.11 Mazání ložiska

4.12 Způsob mazání Mazání tukem

4.13 Ztrátový výkon NR 1202,1 [W]

4.14 Požadovaný průtok oleje v - [l/min]

4.15 Domazávací období t_f 1210 [h]

4.16 Výpočet dovolených otáček

4.17 Referenční otáčky nr 1600 [l/min]

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]

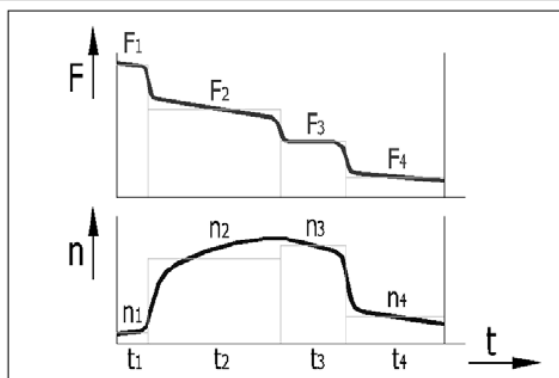
4.21 Dovolené otáčky n_{perm} 286 [l/min]

5.0 Poměnlivé 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	72478,0	0,0	172,1	25,0
2	385373,0	0,0	172,1	25,0
3	362746,0	0,0	344,1	20,0
4	219557,0	0,0	344,1	25,0
5	74246,0	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	300551,8	[N]
5.6 Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7 Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

Pinola prostřední



Valivá ložiska INA/FAG

i Zkontrolujte řádek: 3.13;

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 vřetovou dírou

1.7 Zatížení ložiska

1.8 Otáčky	n	258,1	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	281398,5	[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 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

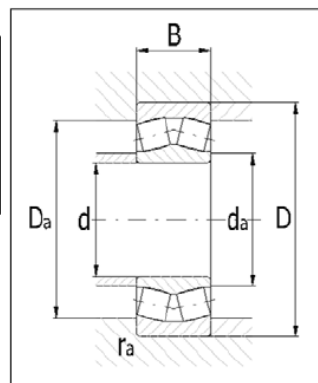
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	CO	nr	nmax	Ložisko
108	140,0	250,0	88,0	1080000	1400000	1600	2400	23228-E1-TVPB

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	1080000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	281398,5	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	5716	[h]
2.6 Základní statická únosnost	CO	1400000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	PO	281398,5	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	4,98	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1600	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2400	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	958,32	[W]
2.14 Váha ložiska	g	17,7	[kg]

d	140
D	250
B	88
ramax	2,5
Damax	236
damin	154



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

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

4.5 Referenční viskozita v₄₀ 68,0 [mm²/s]

4.6 Provozní viskozita v 20,1 [mm²/s]

4.7 Jiná maziva

4.8 Teplota 40,0 100,0 [°C]

4.9 Viskozita 100,0 11,3 [mm²/s]

4.10 Provozní viskozita v 27,4 [mm²/s]

4.11 Mazání ložiska

4.12 Způsob mazání Mazání tukem

4.13 Ztrátový výkon NR 1091,66 [W]

4.14 Požadovaný průtok oleje v - [l/min]

4.15 Domazávací období tf 1400 [h]

4.16 Výpočet dovolených otáček

4.17 Referenční otáčky nr 1600 [l/min]

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]

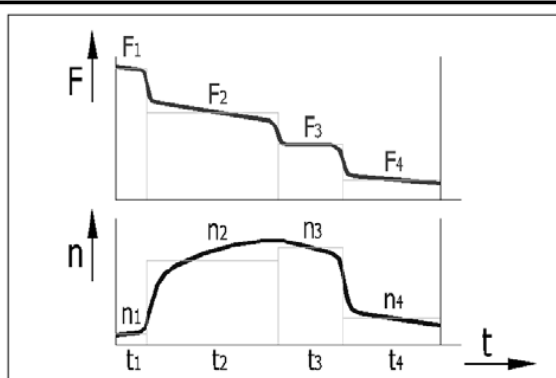
4.21 Dovolené otáčky nperm 314 [l/min]

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	175000,0	0,0	172,1	25,0
2	350000,0	0,0	172,1	25,0
3	350000,0	0,0	344,1	20,0
4	175000,0	0,0	344,1	25,0
5	70000,0	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	281398,5	[N]
5.6 Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7 Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosoúhlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet pohybového šroubu pomocí programu Autodesk Inventor

Výpočet pohybového šroubu (Verze: 2015 (Build 190159000, 159))

4.5.2016

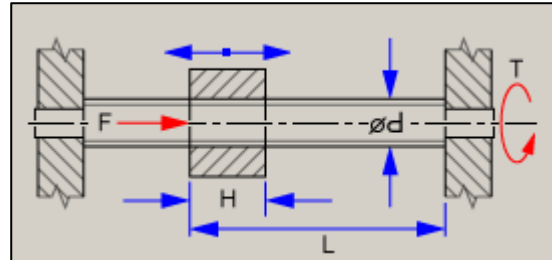
☐ Informace o projektu

☐ Scénář

Typ převodu	Rotace --> posuv
Typ výpočtu pevnosti	Kontrolní výpočet
Zadávání zatížení	Pouze síla F

☐ Zatížení

Maximální axiální síla	F	894390,000 N
Maximální moment	T	11024,935 N m
Souč. tření v závitu	f_1	0,100 ul



☐ Šroub

Průměr závitu	d	170,000 mm
Rozteč	p	28,000 mm
Střední průměr šroubu	d_s	156,000 mm
Min. průměr šroubu	d_{min}	139,200 mm
Výška matice	H	340,000 mm
Součinitel uložení	n	1,000 ul
Max. délka	L	700,000 mm

☐ Materiál

Materiál		Vlastní materiál
Dovolený tlak v závitu	p_A	15,000 MPa
Modul pružnosti v tahu	E	205000 MPa
Mez kluzu v tahu	S_y	300 MPa
Souč. bezpečnosti	k_s	3,000 ul

☐ **Výsledky**

Redukovaná délka	L_{red}	700,000 mm
Účinnost	η	0,362 ul
Štíhlostní poměr	λ	17,949 ul
Tlakové napětí	σ_t	58,770 MPa
Napětí v krutu	τ_k	20,817 MPa
Redukované napětí	σ_{red}	68,950 MPa
Mezní napětí dle Rankina	σ_R	286,323 MPa
Mezní napětí dle Eulera	σ_E	6280,392 MPa
Mezní napětí dle Johnsona	σ_J	296,417 MPa
Vypočtený tlak v závitu	p_c	14,313 MPa
Dopočítaný souč. bezpečnosti	k_v	4,351 ul
Úhel sklonu	α	3,00 deg
Kontrolní výpočet		Kladný

☐ **Souhrn hlášení**

22:21:21 : Výpočet skončil úspěšně!

PŘÍLOHA č. 4

Výpočet desky hydraulické v programu MITCalc



Desky

- i Zkontrolujte řádek: 2.10; 2.12;
- ii Informace o projektu

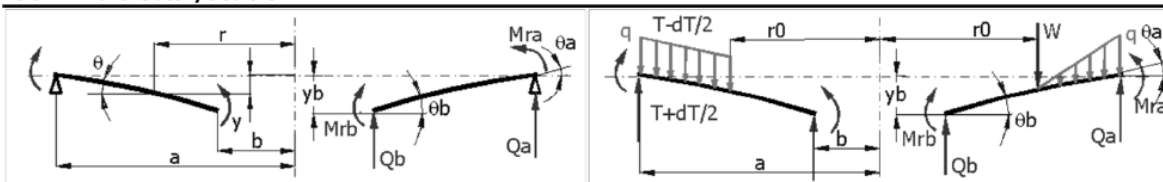
? Kapitola vstupních parametrů

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	Poissonova 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

3.0 Kruhové desky s otvorem



3.1 Typ zatížení a uložení

3.2 Tloušťka desky

3.3 Vnější poloměr

3.4 Vnitřní poloměr

3.5 Poloměr zatížení

3.6 Celková velikost síly

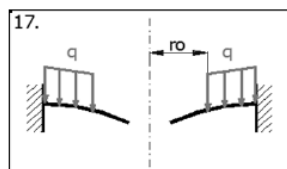
3.7 Zatížení na jednotku plochy Tlak

3.8 Teplotní rozdíl

3.9 Hmotnost desky

17. Spojité zatížení konstantní od ro do a, vnější okraj vetknutý, vnitřní okraj volný

t	45,000	[mm]
a	225,000	[mm]
b	95,000	[mm]
ro	150,000	[mm]
W	444,82	[N]
q	7,92200	[MPa]
dT	20,000	[°C]
m	46,17	[kg]



3.10 **Spustit výpočet hodnot (graf)**

3.11	Maximální průhyb	y _{max}	-0,02584	[mm]
3.12	Maximální napětí	σ_{max}	-48,86	[MPa]
3.13	Minimální koeficient bezpečnosti	SF _{min}	5,63	
3.14	Hodnoty v bodě	r [mm]	95,000	<95...225>
3.15	Průhyb	y	-0,02584	[mm]
3.16	Natočení	θ	0,0136	[deg]
3.17	Moment radiální	Mr	0,00	[N*m/m]
3.18	Moment tečný	Mt	3997,27	[N*m/m]
3.19	Smykové napětí	Q	0,00	[N/m]
3.20	Ohybové napětí radiální	σ_r	0,00	[MPa]
3.21	Ohybové napětí tangenciální	σ_t	11,84	[MPa]
3.22	Koeficient bezpečnosti	SF	23,22	

3.23 Okrajové podmínky: Mrb=0; Qb=0; ya=0; tha=0

Průhyb

4.0 Obdélníkové desky

5.0 Kruhové desky tenké (s velkým průhybem)

6.0 Obdélníkové desky tenké (s velkým průhybem)

PŘÍLOHA č. 5

Výpočet šroubů na víku v programu MITCalc

Šroub ve víku šroubovém

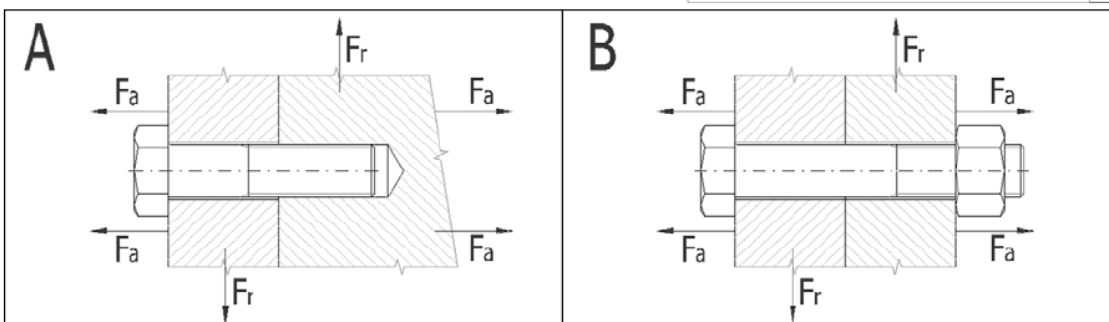
Předepjatý šroubový spoj

- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Režim zatížení, typ spoje	
1.3 Provedení šroubového spoje	A ... Spojení součástí závrtným šroubem
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu
1.5 Průběh zatížení	Statické zatížení



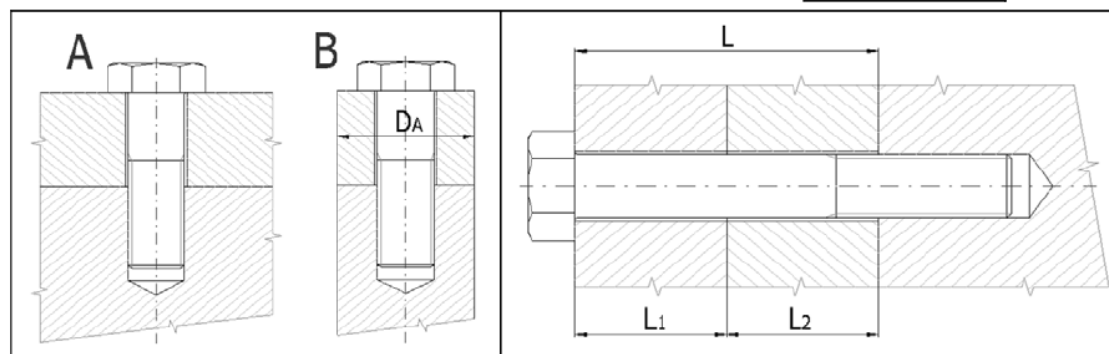
1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	111798,75	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	0,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

3.1 Provedení spojovaných částí	A ... Deska
3.2 Počet sevřených částí	i 1
3.4 Celková výška sevřených částí	L 60,000 [mm]



3.5	L_i	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	60,000	206000	11,5	710	Konstrukční ocel 11523	

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu**

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M56	M48	M42	M36	M30	M30	M30	M24
MF	M56	M42	M36	M36	M30	M30	M24	M24
UNC	2-1/4	1-3/4	1-1/2	1-1/2	1-1/4	1-1/4	1-1/8	1

UNF		1-3/8	1-3/8	1-1/8	1-1/8	1	7/8
UNEF	2	1-3/4	1-3/8	1-1/4	1-1/8	1	7/8

4.2 **Materiál šroubu**

4.3 Pevnostní třída šroubu

ISO 12.9 ▼ ISO ▼

4.4 Modul pružnosti v tahu

E 206000 [MPa]

4.5 Mez pevnosti v tahu

R_m 1220 [MPa]

4.6 Mez kluzu

R_{er} R_{p0,2} 1100 [MPa]

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

α 11,5 [10⁻⁶/°C]

4.8 Hustota

ρ 7830 [kg/m³]

4.9 **Parametry závitu**

4.10 Typ závitu

Metrický závit - hrubý ▼

4.11 Velikost závitu

M36 ▼

4.12 Velký průměr závitu šroubu

d 36,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitu

p 4,0000 [mm]

4.14 Malý průměr závitu šroubu

d_r 31,0930 [mm]

4.15 Střední průměr závitu šroubu

d_m 33,4020 [mm]

4.16 **Provedení a geometrie šroubu**

4.17 Typ šroubu

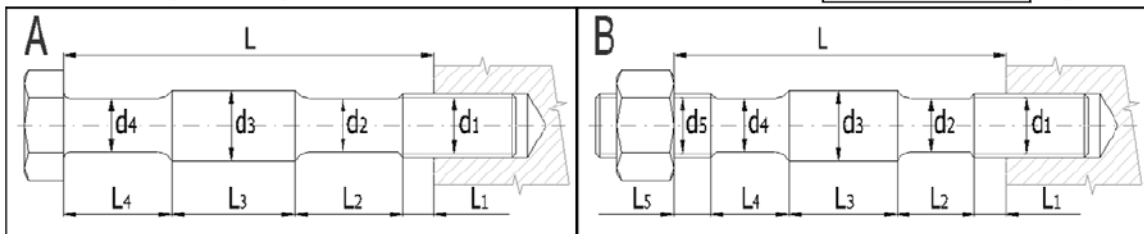
A ... Závrtný šroub s hlavou ▼

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1 ▼

4.19 Celková výška sevřených částí

L 60 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L _i	60,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
----------------	--------	-------	-------	-------	-------	-------	------

4.22 Průměr úseku

d _i	32,248	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	[mm]
----------------	--------	-------	-------	-------	-------	-------	------

4.23 **Geometrie spoje**

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikruhová styková plocha ▼

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

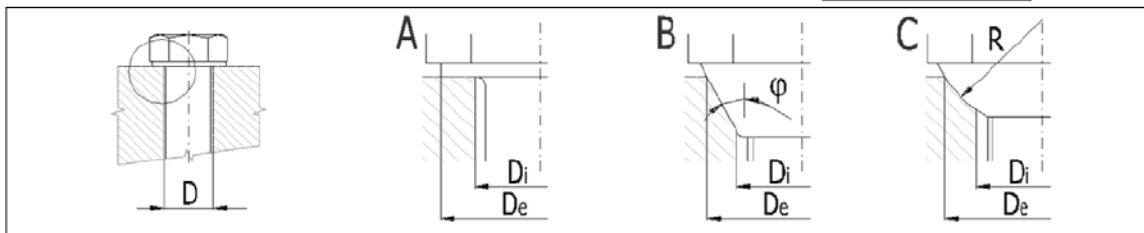
D 37,000 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 55,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 37,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 **Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.**

5.1 **Konstanty tuhosti spoje**

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

c_b 1954037,26 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

c_m 9521460,47 [N/mm]

5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

c₁ 1772188,94 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

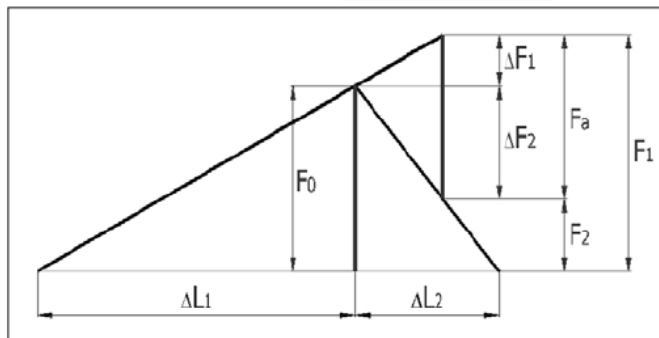
c₂ 19042920,94 [N/mm]

5.6 Montážní předpětí šroubového spoje

5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	111798,75	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osové složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	9518,49	[N]
5.11 Část osové složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	102280,26	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	214080,0	[N]
5.13 Utahovací moment	M	1415,03	[Nm]

5.14 Sílové poměry zatíženého spoje

5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{0T}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{0L}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	214080,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	111799,74	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	223598,49	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,000	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje

6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osové síly	σ	294,48	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	114,61	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	355,14	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	1100	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	3,10	
6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	171,92	[MPa]
6.10 Dovolovaný tlak v krajní sevřené části	p_D	710	[MPa]

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

Šroub ve víku hydraulickém



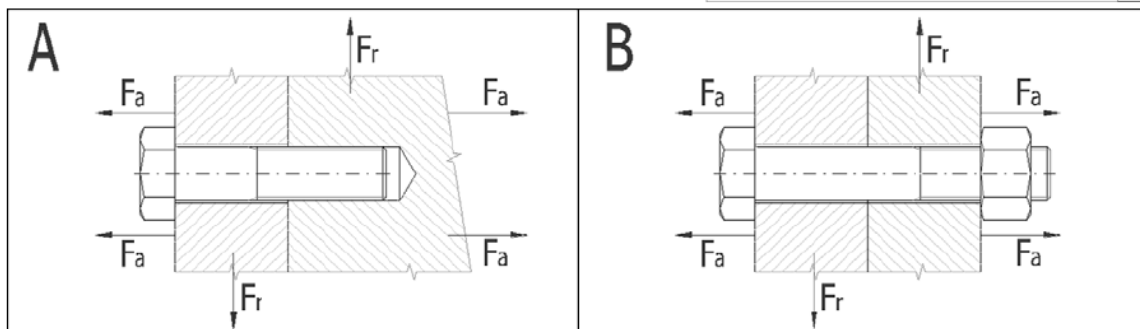
Předepjatý šroubový spoj

- i Výpočet bez chyb.
- ii Informace o projektu

? Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
1.2 Režim zatížení, typ spoje	
1.3 Provedení šroubového spoje	A ... Spojení součástí závrtným šroubem
1.4 Zatížení šroubového spoje	Zatížení v ose šroubu
1.5 Průběh zatížení	Statické zatížení



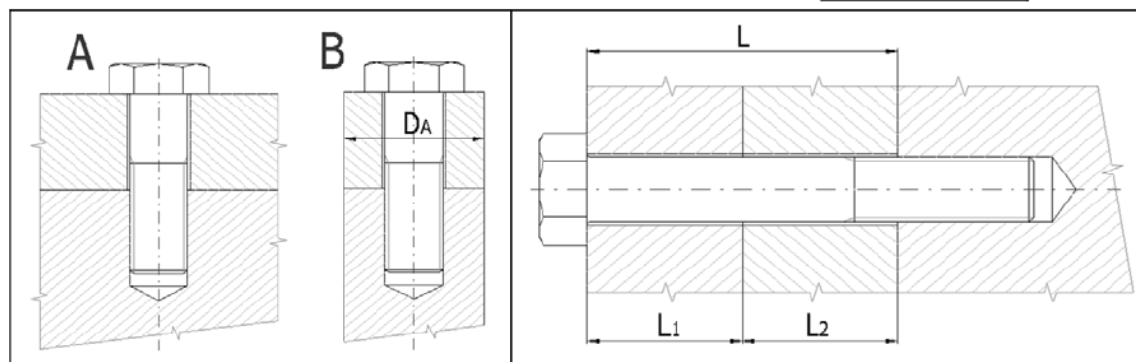
1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	87500,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	0,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	0,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

3.1 Provedení spojovaných částí	A ... Deska
3.2 Počet sevřených částí	i 1
3.4 Celková výška sevřených částí	L 50,000 [mm]



3.5	L_1	E	α	p_D	Materiál	ČSN
Část 1	50,000	206000	11,5	710	Konstrukční ocel 11523	

4.0 Návrh spojovacího šroubu.

4.1 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu**

	ISO 3.6	ISO 4.8	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8	ISO 10.9	ISO 12.9
MC	M56	M42	M36	M36	M30	M30	M24	M24
MF	M48	M36	M36	M30	M30	M24	M24	M20
UNC	2	1-1/2	1-3/8	1-1/4	1-1/8	1-1/8	1	7/8

UNF		1-1/2	1-1/4	1-1/4	1	1	7/8	7/8
UNEF		1-3/4	1-3/8	1-1/4	1-1/8	1	1	7/8

4.2 Materiál šroubu

4.3 Pevnostní třída šroubu

ISO 10.9 ▼ ISO ▼

4.4 Modul pružnosti v tahu

E 206000 [MPa]

4.5 Mez pevnosti v tahu

R_m 1040 [MPa]

4.6 Mez kluzu

R_{er}, R_{p0,2} 940 [MPa]

4.7 Součinitel tepelné roztažnosti

α 11,5 [10⁻⁶/°C]

4.8 Hustota

ρ 7830 [kg/m³]

4.9 Parametry závitů

4.10 Typ závitů

Metrický závit - hrubý ▼

4.11 Velikost závitů

M30 ▼

4.12 Velký průměr závitů šroubu

d 30,0000 [mm]

4.13 Rozteč závitů

p 3,5000 [mm]

4.14 Malý průměr závitů šroubu

d_r 25,7060 [mm]

4.15 Střední průměr závitů šroubu

d_m 27,7270 [mm]

4.16 Provedení a geometrie šroubu

4.17 Typ šroubu

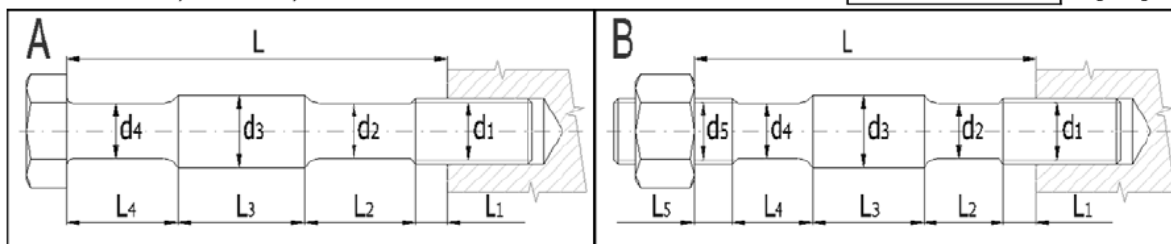
A ... Závrtný šroub s hlavou ▼

4.18 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem

i 1 ▼

4.19 Celková výška sevřených částí

L 50 [mm]



4.20 Úsek šroubu

1 2 3 4 5 6

4.21 Délka úseku

L_i 50,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.22 Průměr úseku

d_i 26,717 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]

4.23 Geometrie spoje

4.24 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

A ... Mezikruhová styková plocha ▼

4.25 Průměr díry pro spojovací šroub

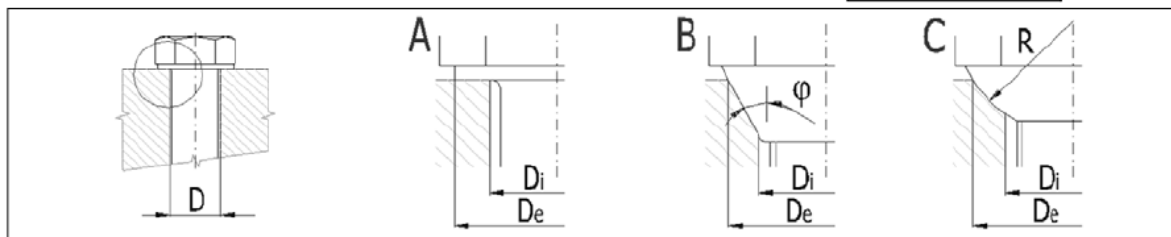
D 31,000 [mm]

4.26 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

D_e 46,000 [mm]

4.27 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

D_i 31,000 [mm]



Kapitola výsledků

5.0 Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.

5.1 Konstanty tuhosti spoje

5.2 Tuhost spojovacího šroubu

c_b 1612817,59 [N/mm]

5.3 Tuhost sevřených částí

c_m 7964212,26 [N/mm]

5.4 Výsledná tuhost skupiny přitěžovaných částí spoje

c₁ 1464528,17 [N/mm]

5.5 Výsledná tuhost skupiny odlehčovaných částí spoje

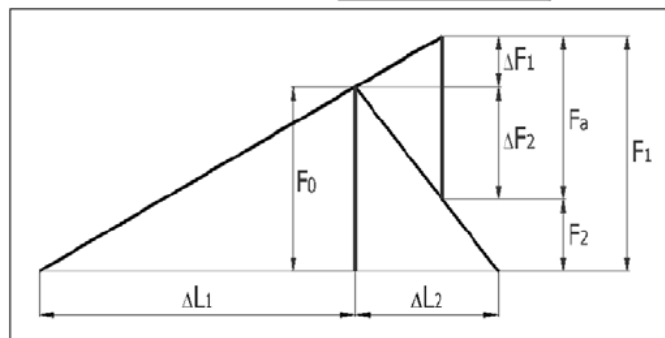
c₂ 15928424,52 [N/mm]

5.6 Montážní předpětí šroubového spoje

5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	87500	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	0	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	0	[N]
5.10 Část osově složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	7367,71	[N]
5.11 Část osově složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	80132,29	[N]
5.12 Montážní předpětí spoje	F_0	167633,0	[N]
5.13 Utahovací moment	M	928,70	[Nm]

5.14 Silové poměry zatíženého spoje

5.15 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{OT}	0,00	[N]
5.16 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{OL}	0,00	[N]
5.17 Provozní předpětí spoje	F_0'	167633,00	[N]
5.18 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	87500,71	[N]
5.19 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	175000,71	[N]
5.20 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,000	
5.21 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	0,000	



6.0 Pevnostní kontroly spoje.

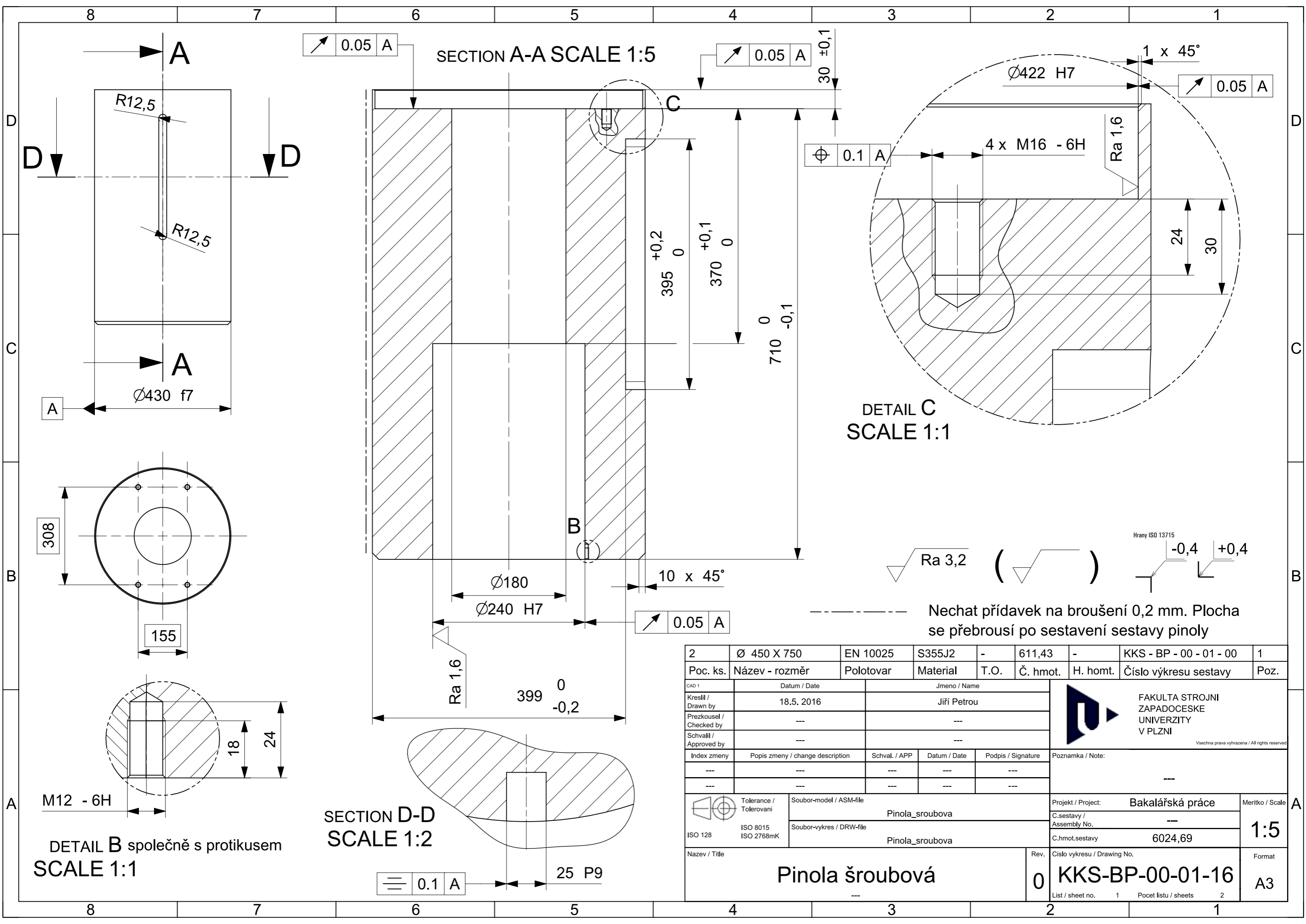
6.1 Pevnostní kontrola staticky zatíženého šroubového spoje

6.2 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ	337,19	[MPa]
6.3 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	133,32	[MPa]
6.4 Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.5 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	408,68	[MPa]
6.6 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	940	[MPa]
6.7 Bezpečnost na mezi kluzu	n	2,30	

6.8 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu

6.9 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	192,92	[MPa]
6.10 Dovolovaný tlak v krajní sevřené části	p_D	710	[MPa]

7.0 Grafický výstup, CAD systémy




DETAIL B společně s protikusem
SCALE 1:1

SECTION D-D
SCALE 1:2

DETAIL C
SCALE 1:1

SECTION A-A SCALE 1:5

2	Ø 450 X 750	EN 10025	S355J2	-	611,43	-	KKS - BP - 00 - 01 - 00	1
Poc. ks.	Název - rozměr	Polotovár	Material	T.O.	Č. hmot.	H. homt.	Číslo výkresu sestavy	Poz.
CAD 1	Datum / Date		Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI <small>Všechna práva vyhrazena / All rights reserved</small>			
Kreslil / Drawn by	18.5. 2016		Jiří Petrou					
Prezkoušel / Checked by	---		---					
Schválil / Approved by	---		---					
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
ISO 128	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Bakalářská práce		Meritko / Scale
ISO 8015	ISO 2768mK	Soubor-vykres / DRW-file		C.sestavy / Assembly No.		---		1:5
		Pinola_sroubova		C.hmot.sestavy		6024,69		
Název / Title	Pinola šroubová			Rev.	Císlo výkresu / Drawing No.			Format
				0	KKS-BP-00-01-16			A3
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	2	

Nechat přídavek na broušení 0,2 mm. Plocha se přebrousí po sestavení sestavy pinoly

