

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky.

Podvalek soustruhu

Autor: Jakub ŘIHOUT

Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk HUDEC, CSc

Akademický rok 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub ŘIHOUT**
Osobní číslo: **S12B0228P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Upínací prostředky rotačních součástí - opěry, podvalky**
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, užitných 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 podvalku 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 pracovní zprávy: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra. 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: **22. září 2014**
Termín odevzdání bakalářské práce: **26. června 2015**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




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

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce a zároveň konzultantovi v jedné osobě, panu doc. Ing. Zdeňku Hudcovi, CSc., za poskytnutí odborných rad, přátelský přístup a pečlivé vedení mé bakalářské práce. Chtěl bych mu dále poděkovat za trpělivost při vysvětlování nejasností a ochotu při řešení problémů.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Řihout	Jméno Jakub	
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Hudec, CSc.	Jméno Zdeněk	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtně- te
NÁZEV PRÁCE	Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky. Podvalek soustruhu		

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

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	81	TEXTOVÁ ČÁST	71	GRAFICKÁ ČÁST	10
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	<p>Bakalářská práce obsahuje rešerši opěr a podvalků. Zabývá se konstrukčním návrhem podvalku pro soustruh SR5. Obsahuje základní i kontrolní výpočty. Součástí práce je též FEM analýza vybrané součásti.</p>
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	<p>Rešerše, podvalek, kladka, konzole, pohybový mechanismus, FEM analýza, výpočet, simulace, CAD</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Řihout	Name Jakub	
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		

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

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	81	TEXT PART	71	GRAPHICAL PART	10
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor's thesis is a research on steady rests. It concerns itself with the design of roller steady rest for the turning machine SR5. It contains basic and supervisory calculations. This thesis contains an FEM analysis of a certain part.
KEY WORDS	Research, roller steady rest, pulley, console, motion mechanism, FEM analysis, calculation, simulation, CAD

Obsah

1	Úvod.....	10
1.1	Hrotové soustruhy.....	11
2	Rešerše opěr a podvalků	12
2.1	Opěry	12
2.1.1	Části opěry.....	13
2.1.2	Charakteristické vlastnosti opěr	13
2.1.3	Členění opěr	13
2.1.4	Materiály	22
2.2	Podvalky	23
3	Podvalek hrotového soustruhu.....	25
3.1	Příloha zadání bakalářské práce	25
3.2	Ostatní dokumentace	25
3.3	Stanovení cílů	27
3.4	Soustruh ŠKODA SR5-420 NC	27
3.4.1	Stručný popis stroje.....	27
3.4.2	Sestava.....	28
3.4.3	Technické parametry stroje	29
3.5	Podvalek SR5	29
3.5.1	Popis podvalku SR5	29
3.5.2	Ovládání	29
3.5.3	Sestava podvalku SR5.....	30
3.5.4	Mazání podvalku	30
3.5.5	Montáž podvalku na lože stroje	31
3.5.6	Demontáž podvalku z lože stroje	31
3.5.7	Pojezd podvalku po loži	31
4	Nové řešení	32
4.1	Analýza dosavadní konstrukce podvalku SR5	32
4.2	Konstrukce podvalku	33
4.2.1	Návrh kladky.....	35
4.2.2	Návrh konzol	36

4.2.3	Návrh pohybového šroubu	38
4.3	Výpočet zatížení podvalku	41
4.3.1	Spektrum zatížení	41
4.3.2	Souřadnice polohy pinoly	43
4.3.3	Zatížení pinoly	44
4.4	Výpočet kladek podvalku	46
4.4.1	Pinola 1	46
4.4.2	Pinola 2	48
4.5	Výpočet zatížení ložisek a pohybového šroubu	49
4.5.1	Maximální zatížení ložiska pohybového šroubu	49
4.5.2	Maximální zatížení pohybového šroubu	50
5	Závěr	56
	Použitá literatura	57
	Seznam obrázků	57
	Seznam tabulek	58
	Seznam příloh	59

1 Úvod

Už od druhého ročníku studia na Západočeské univerzitě jsem věděl, že svou bakalářskou práci budu chtít řešit na Katedře konstruování strojů a zařízení, jelikož obzvláště zde se dají naplno využít nabyté znalosti a vědomosti z absolvovaného studia. Při samotném výběru své bakalářské práce jsem se potom zaměřil především na fakt, zdali v práci uplatním dovednosti s CAD systémy a zda nebudu muset jen mechanicky přepisovat citace z odborných zdrojů, ale do řešení vnesu i vlastní myšlenky. Po zvážení všech možností mi přišlo zajímavé téma „**Upínací prostředky rotačních součástí – opěry, podvalky**“ s konstrukčním řešením podvalku.

Tato bakalářská práce je zaměřena na řešení podvalku pro velký hrotový soustruh SR5. Hlavní náplní této práce je zkonstruovat typ podvalku pro zadaný soustruh při zadaných parametrech, kdy nejvýznamnějším z nich je snížení výšky hrotu podvalku nad ložem z původního řešení.

V první části je čtenář seznámen s opěrami a podvalky stručnou rešerší. Následuje zadání vlastní práce.

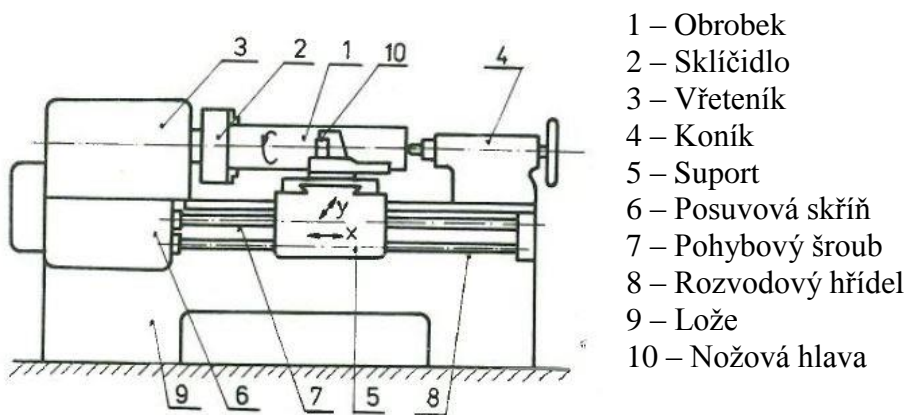
Druhá část práce je již plně zaměřena na vlastní konstrukci podvalku v CAD systému Siemens NX 9.0. Projekt se opírá o důležité výpočty při konstrukci a následuje kontrola hlavních součástí.

1.1 Hrotové soustruhy

Hrotové soustruhy slouží k operaci soustružení. Nejčastěji se používají pro obrábění rotačních či kuželových součástí velké délky, upnutých mezi hroty. Pro rozdělení hrotových soustruhů je charakteristická především velikost. Určujícím rozměrovým parametrem je oběžný průměr D_o nad ložem. Dělíme je na:

- malé - D_o do 250 mm
- střední - D_o od 320 do 800 mm
- velké - D_o nad 1 000 mm.

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



Obr. 1 - Schéma hrotového soustruhu



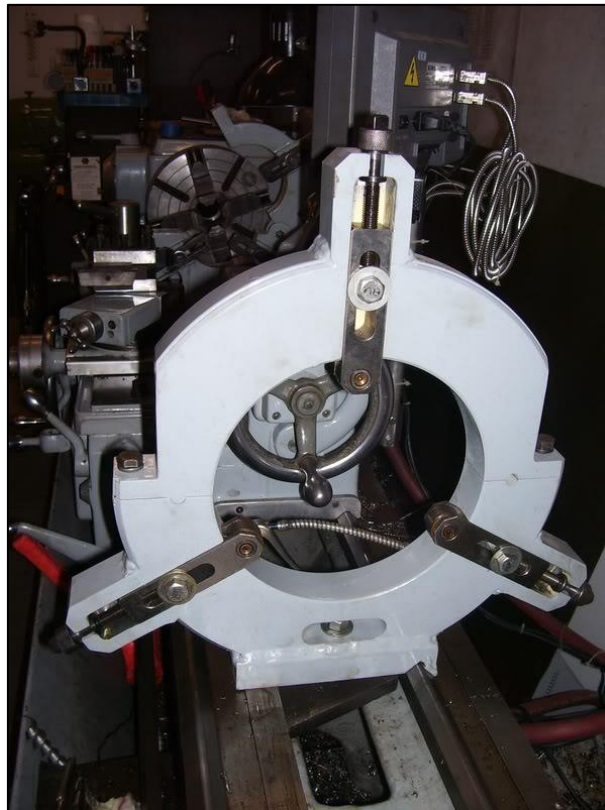
Obr. 2. - Velký hrotový soustruh s třemi uzavřenými opěrami

2 Rešerše opěr a podvalků

2.1 Opěry

Mezi základní upínání obrobku patří upnutí do tříčelistového, popř. čtyřčelistového sklíčidla za vnější nebo vnitřní průměr obrobku, kdy na druhém konci se obrobek podepře otočným hrotem díky středícímu důlku v obrobku. Otočný hrot je umístěn v koníku soustruhu. Při běžném obrábění není opěr ani podvalku potřeba. Opěry se používají k podepření dlouhých a těžkých obrobků pouze tehdy, když je poměr mezi délkou obrobku a jeho průměrem větší než 10. Při obrábění vnitřního průměru se opěrami nahrazuje funkce koníku.

Opěra univerzálního soustruhu je přídavné zařízení zvyšující produktivitu a přesnost obrábění. Primární funkcí je podpora obrobku jako podpěra mezi vřetenem a koníkem soustruhu. Může být nahrazena pomocí valivých kladek nebo třecích vložek u větších soustruhů, kde se nepoužívá otočný hrot umístěn v koníku soustruhu. Podpíráním se minimalizuje průhyb obrobku, zvýší se tuhost, zamezí vibracím a zajistí dynamická stabilita. Opěry zvyšují přesnost obrábění, středí obrobek 0,01 – 0,1 mm, zachycují řezné a tíhové síly od obrábění, tím snižují namáhání v uloženích a také kompenzují sílu při nulové tuhosti. Jejich počet je vázaný na složitosti obrobku (počtu zalomení), hmotnosti obrobku, délce obrobku, požadované dodržení tuhosti, geometrickým tolerancím apod.



Obr. 3. - Pevná kladková opěra

2.1.1 Části opěry

Opěra se skládá ze tří hlavních částí:

- rám
- pinola
- spodek opěry

Rám je nosnou částí opěry. Dělí se na spodek a vršek opěry. Podle toho, jaký druh opěry máme, nemusí být vršek opěry žádný (Otevřená opěra). U rámu je velmi důležité konstrukční provedení, jelikož je nutné dodržet jeho požadovanou tuhost a únosnost. Rám je buď odlitek, nebo svařenec. Do rámu (nosné konstrukce) je zatížení přeneseno pomocí pinol, které mají různý počet a rozmístění vzhledem k přenášeným silám a druhu opěry. Otevřená opěra mívá z pravidla pinoly tři, uzavřená většinou čtyři. Pinola je radiálně uložená osa, namáhaná na tlak a vzpěr, s obrobkem je spojena pomocí valivých kladek nebo kluzných vložek.

Spodek opěry jsou v podstatě upínací lišty k připevnění na lože nebo vlastní saně. S rámem je spodek spojen pomocí šroubů, nebo se spodek v opěře vůbec nevyskytuje a sám už je součástí nosné konstrukce. Možnost posuvu po loži zajišťují posuvové jednotky.

2.1.2 Charakteristické vlastnosti opěr

Parametry opěry směrodatné při jejím výběru pro použití pro daný obrobek:

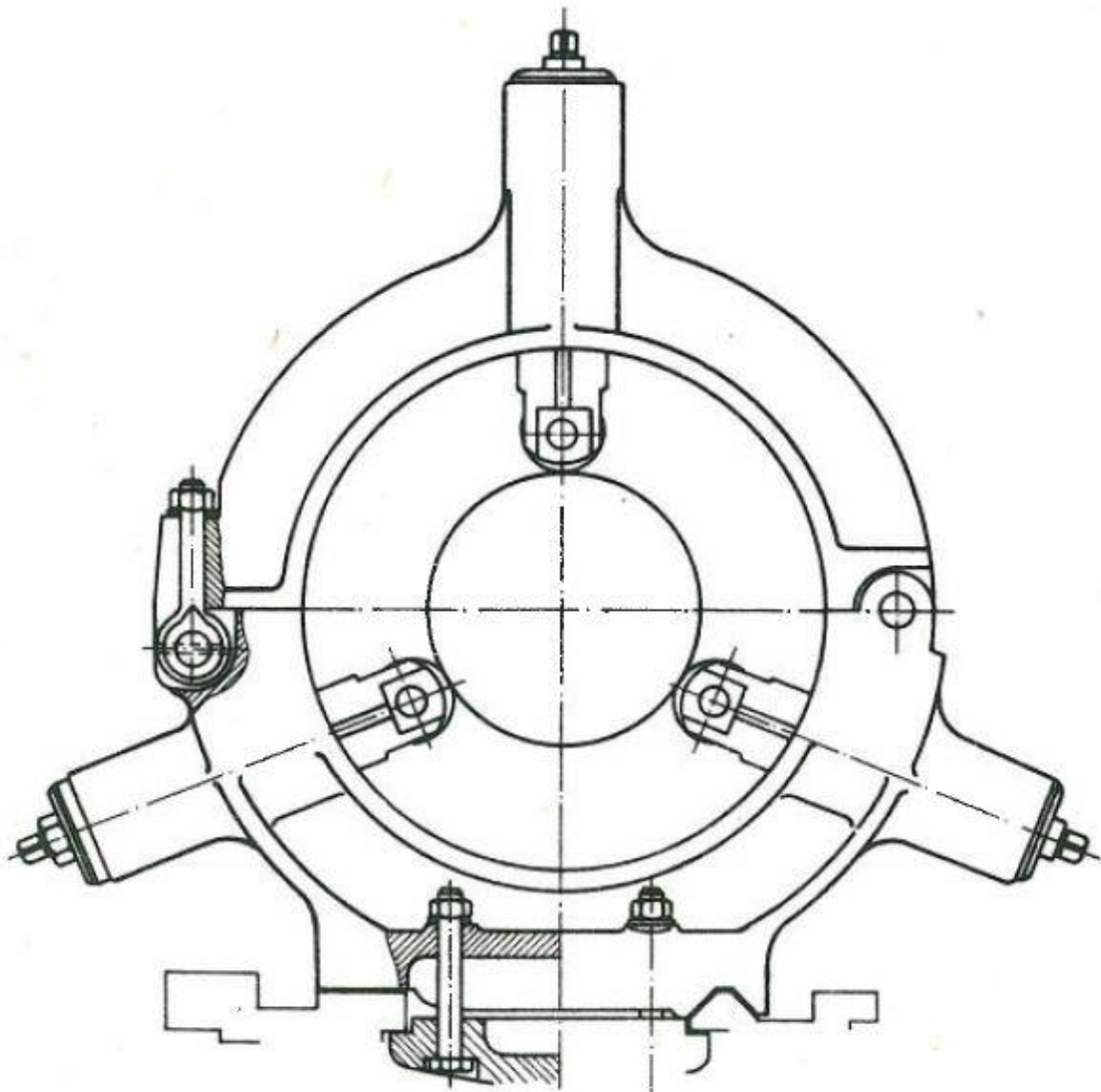
- únosnost
- rozsah průměrů
- šířka
- délka výsunu pinol
- typ výsunu pinol
- typ pojezdu po loži

2.1.3 Členění opěr

A) podle typu

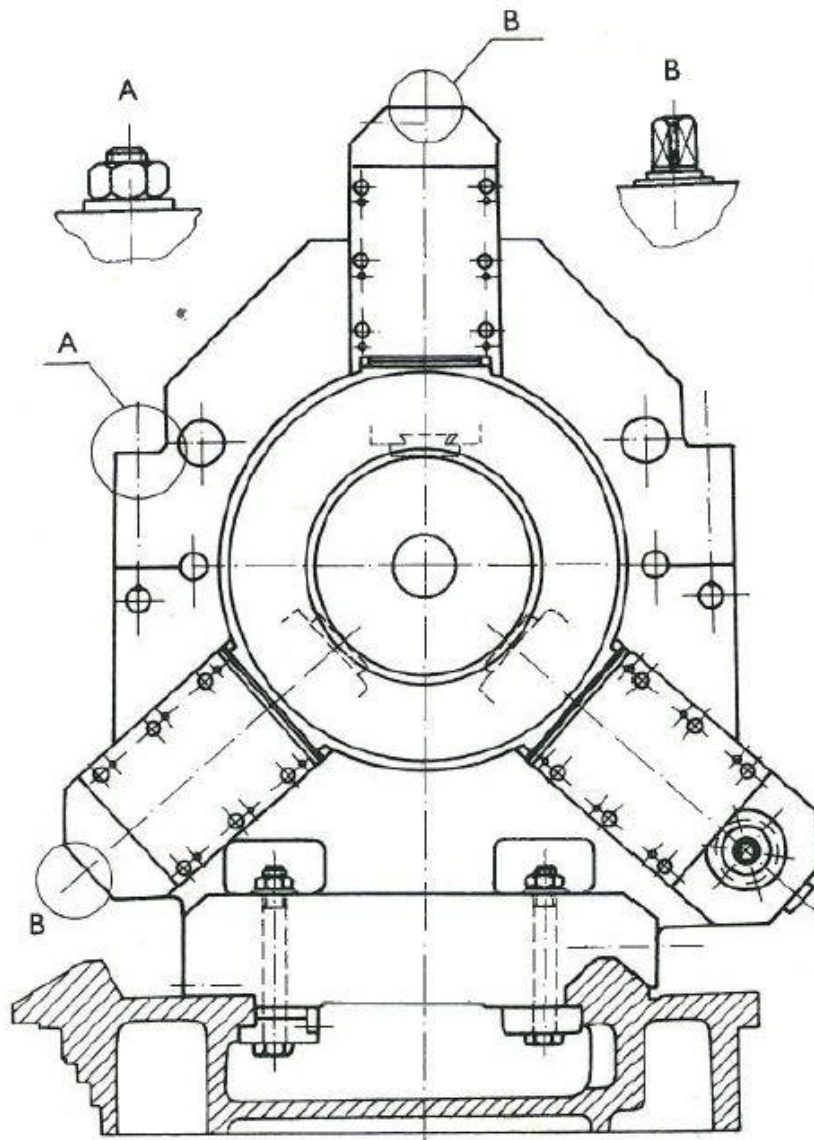
Pevné opěry

Pevné opěry podpírají obrobek v celé délce. Opěrné styky jsou buď valivé (používá se kladek uložených na valivých ložiskách; viz *obr. 4*, a to při vyšších rychlostech, nebo kluzné (používají se bronzové čelisti). [2]

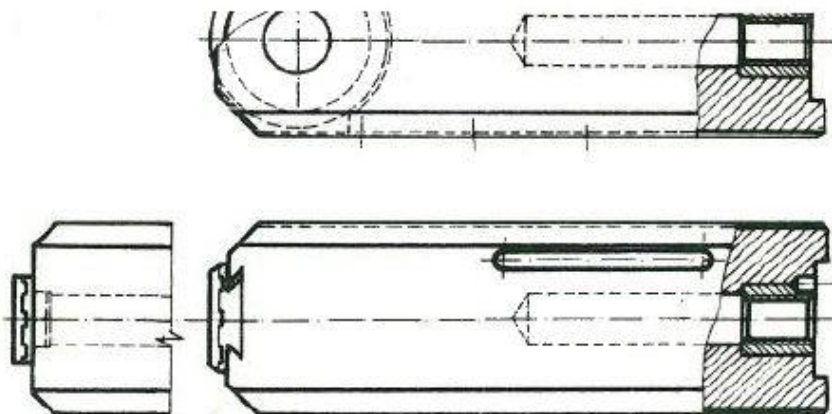


Obr. 4 - Pevná kladková opěra středního soustruhu

Kromě pevné opěry s valivými nebo kluznými opěrnými styky existuje také jejich kombinace (Obr. 5), kde je znázorněná pevná tříčelist'ová opěra velkého soustruhu s opěrnými styky kluznými, které však lze zaměnit za styky valivé. Horní polovina opěry je snímatelná. K loži je potom provedeno připevnění upínkami a šrouby. [2]



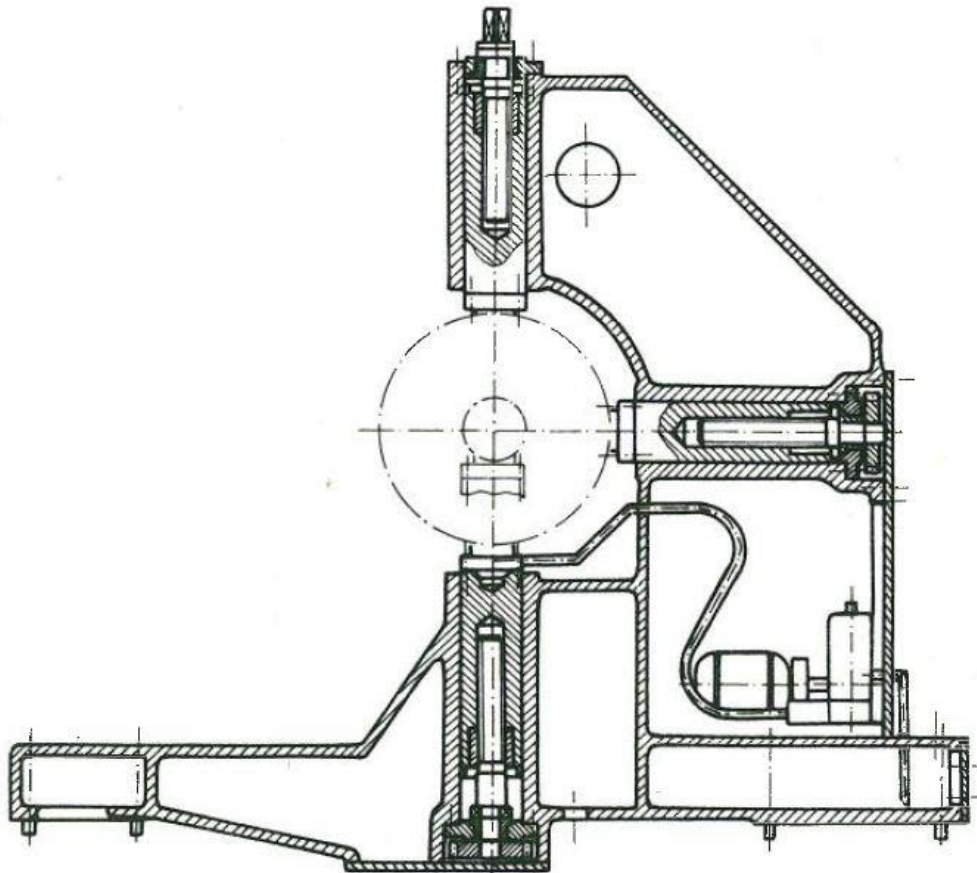
Obr. 5 - Pevná kluzná opěra velkého soustruhu



Obr. 6. - Výsuvné čelisti s opěrným stykem valivým a kluzným

Unášivé opěry

Opěry unášivé slouží k podepření dlouhých štíhlých obrobků (hřídelů) v bezprostřední blízkosti nástroje (nože) na obrobené součásti. Unášivá opěra je upevněna na podélných saních suportu, takže zachovává nastavenou polohu vůči nástroji při jejich podélném pohybu. Unášivá opěra velkého soustruhu je na obr. 7. [2]



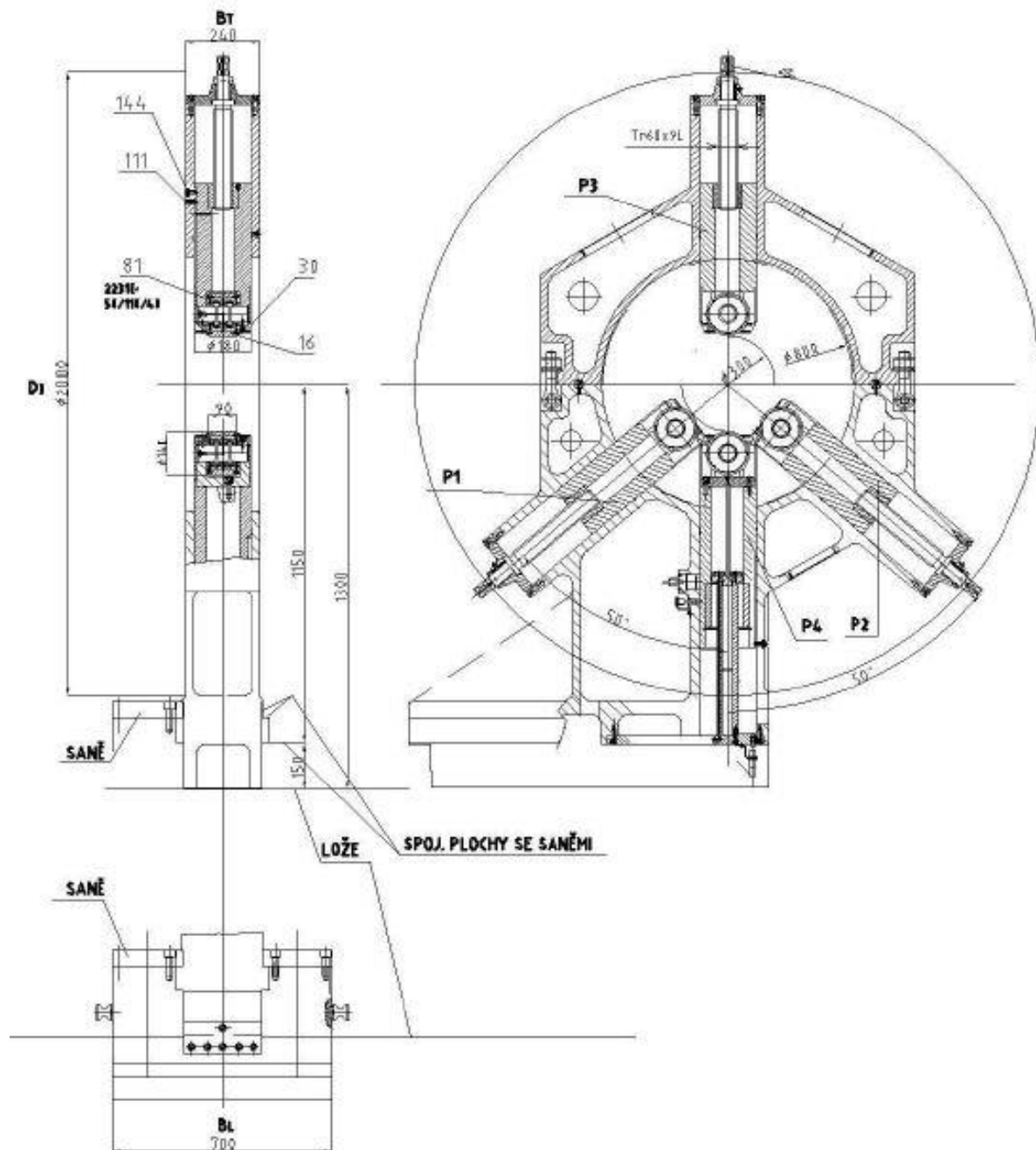
Obr. 7. - Unášivá opěra velkého soustruhu

B) Podle konstrukce

Zavřená opěra s oddělitelnou horní částí

Zavřené opěry jsou dělené. Horní část rámu je odnímatelná nebo odklápěcí. Zpravidla mívají 3 nebo 4 pinoly. Spodní pinola podpírá obrobek v radiálním svislém směru. Dvě postranní pinoly zajišťují obrobek proti vyosení, zároveň přenášejí část sil od svislého směru. Horní pinola, jako jediná umístěná v odklápěcí části rámu (ostatní tři popř. 2 pinoly jsou ve spodní nosné části opěry – rámu), přitlačuje obrobek v radiálním svislém směru vůči pinole ve spodní části rámu. Výsun všech pinol se provádí elektricky za pomoci elektromotoru, který je spojen s pinolami přes jejich čtyřhranné zakončení, nebo v častějších případech mechanicky (ručně), kdy se pozice vysunutí pinol zajišťuje díky pohybovým šroubům.

V horní části rámu jsou dále oka pro manipulaci pomocí jeřábu a přenos opěr mezi soustruhy nebo odkládacím prostorem. Ve spodní části rámu je kromě systému výsunu pinol ještě umístěn mechanismus pro strojní posun po loži.

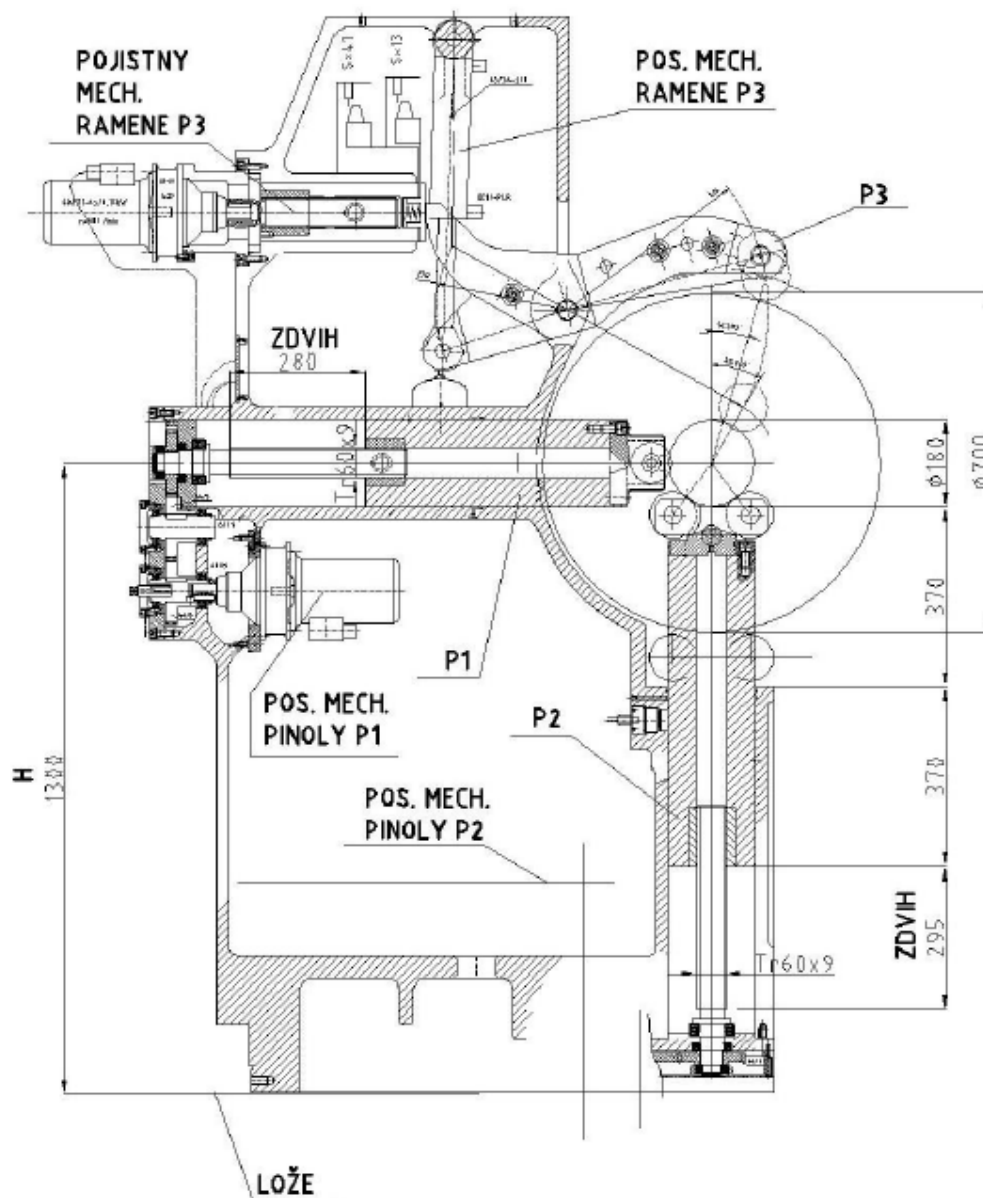


Obr. 8. - Zavřená opěra ve výkresovém pohledu

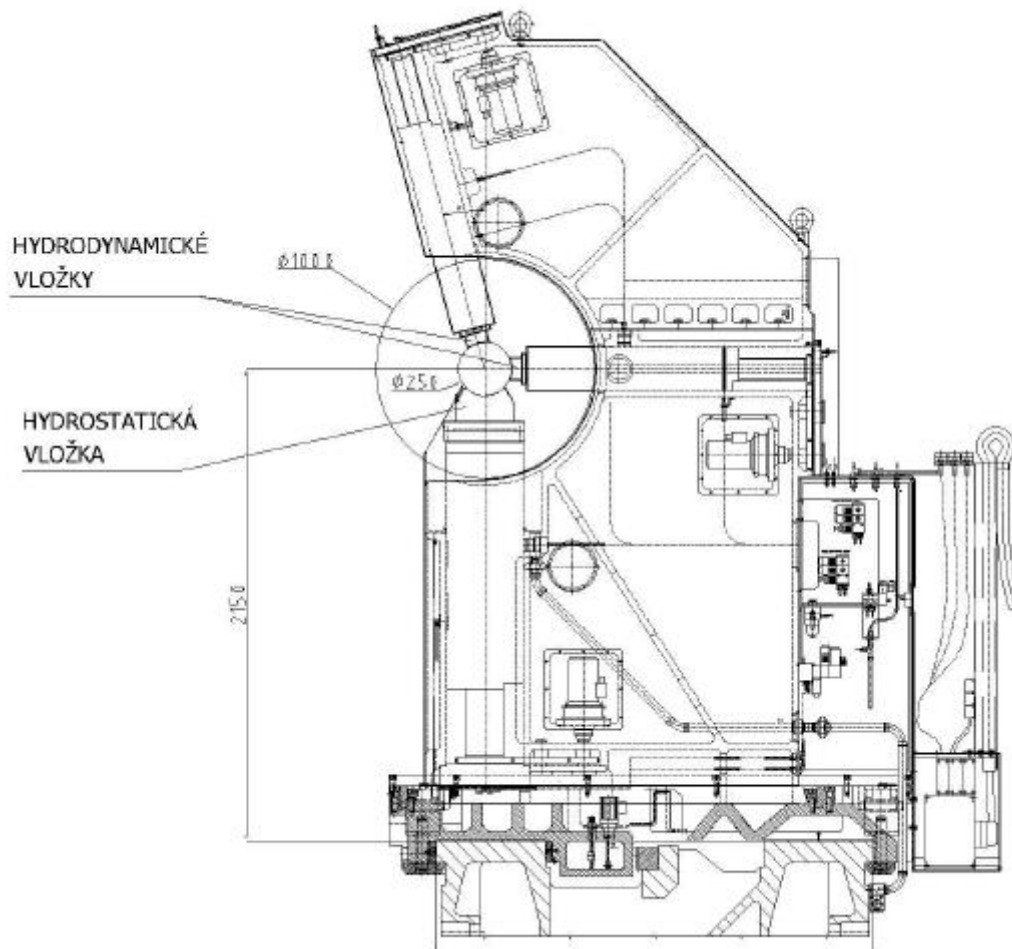
Zavřená opěra tvaru C

Opěra je opatřena dvěma dolními pinolami a jedním ramenem, případně je rameno nahrazeno další pinolou. Vzájemný úhel dolních pinol bývá zpravidla 90° , dotyková normála kladky horního ramene (nebo osa pinoly) svírá úhel 20° s vertikálou.

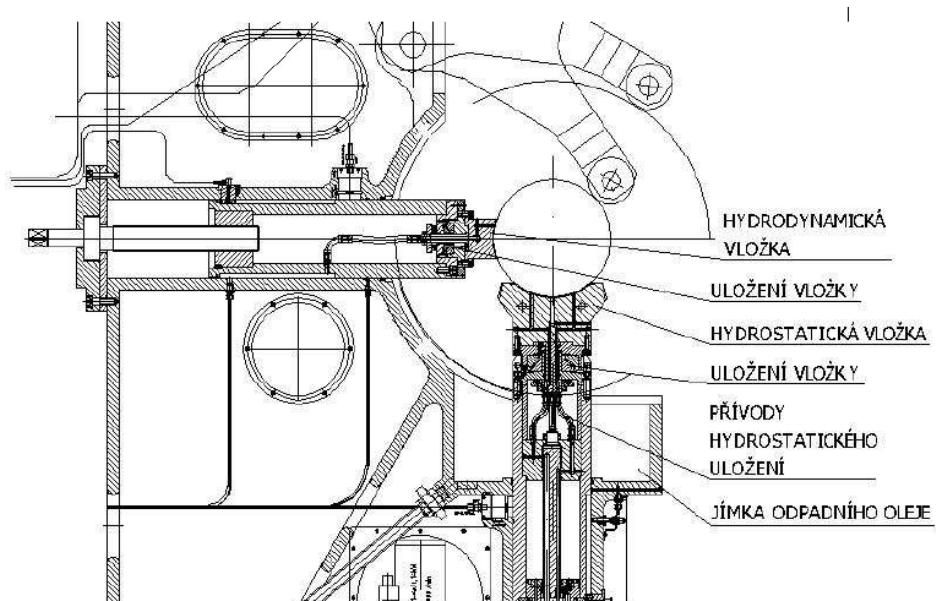
Výhodou zavřených opěr tvaru C je lepší přístup k obrobku a snadná manipulace s ním, zároveň opěra méně překáží suportu. Mezi největší nevýhodu pak patří menší tuhost rámu.



Obr. 9. - Opěra zavřená tvaru C

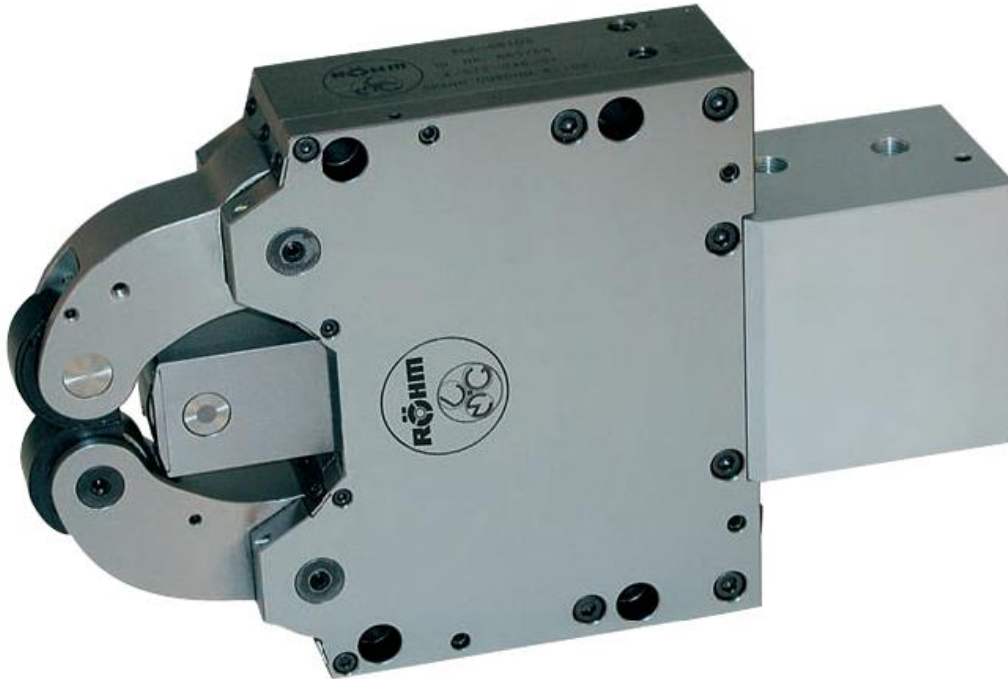


Obr. 10. - Hydrostatická opěra zavřená tvaru C (C2+1)

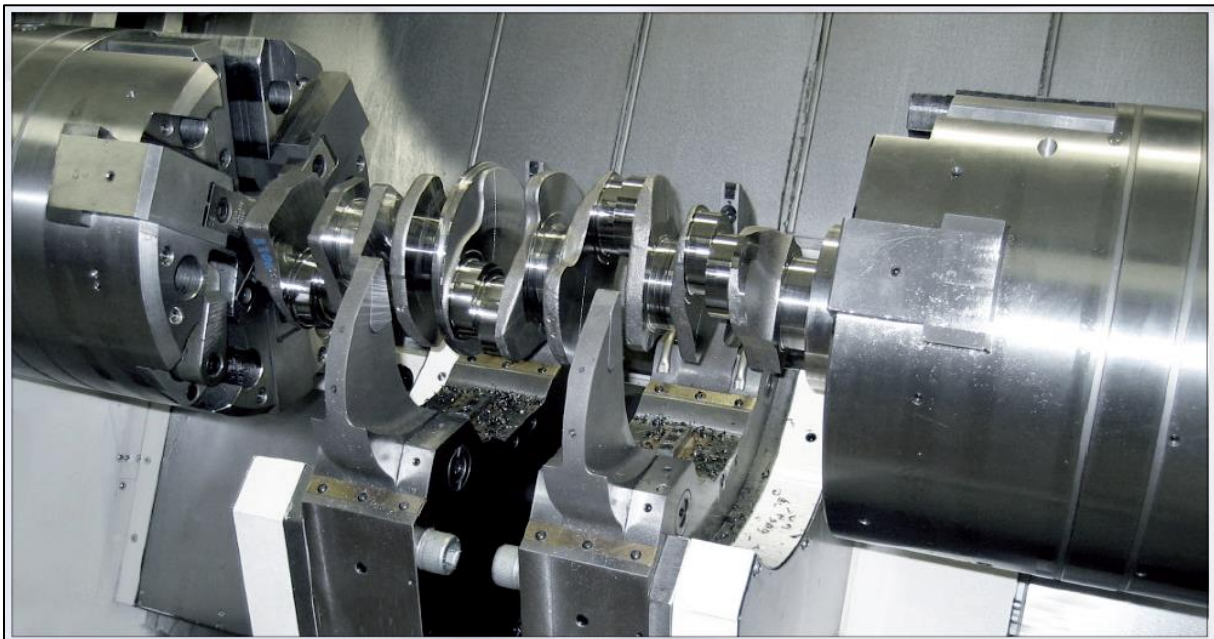


Obr. 11. - Řez hydrostatickou zavřenou opěrou tvaru C

Zvláštním případem zavřených opěr typu C jsou opěry s hydraulickým nebo pneumatickým pohonem mechanismu čelistí pro CNC soustruhy a obráběcí centra. Hlavní výhodou těchto opěr je samostředící vlastnost. Dokáží upnout obrobek o průměru 10 mm až po průměr obrobku v řádech stovek milimetrů.



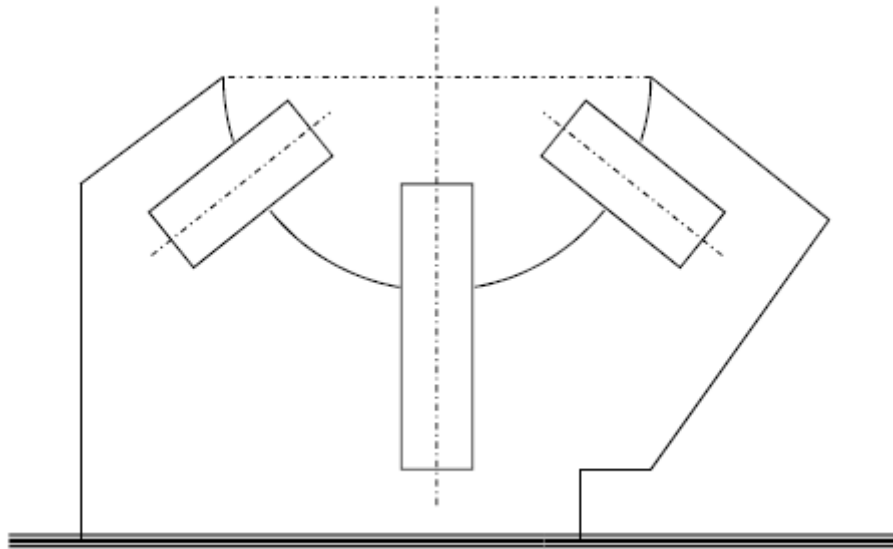
Obr. 12. - Opěra zavřená tvaru C - středící



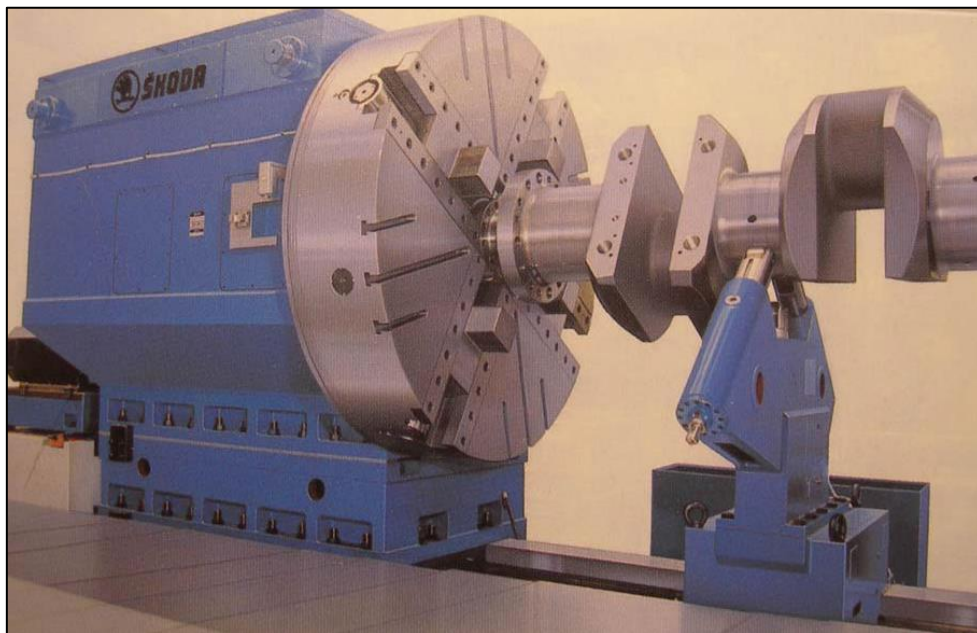
Obr. 13. - Podepření klikového hřídele středící opěrou tvaru C

Otevřená opěra

Na rozdíl od uzavřených opěr nemají opěry otevřené horní zaklápěcí díl. Skládají se pouze ze tří pinol. Spodní pinola je ve vertikální poloze vzhledem k hřídeli, vedle ní jsou poté pinoly boční. Všechny tři pinoly jsou uloženy radiálně ke hřídeli. Výsun se zajistí buď mechanicky (ručně), nebo automaticky pomocí elektromotoru. Na konce pinol se upevňují vložky s valivými kladkami nebo kluzné vložky. Mimo převodů pro výsun spodní pinoly je umístěn ve spodku opěry ještě mechanismus pro strojní posuv po loži.



Obr. 14. - Jednoduché schéma otevřené opěry



Obr. 15. - Otevřená opěra - podepření klikového hřídele [3]

Pulzační opěry

Pulzační opěry se používají pro obrábění čepů u zalomených hřídelů. K tomuto specifickému druhu obrábění jsou uzpůsobené především provedením. Skládají se z horní a spodní části. V horní části jsou tři pinoly radiálně umístěné a opatřené pánevemi. Tato pánev je vyměnitelná u prostřední pinoly, jelikož prostřední pinola má pouze poloviční výsun oproti oběma bočním. Pinoly jsou dvojího typu – buď zpevněné, nebo pod hydraulickým tlakem, který umožňuje „dýchání“ obrobku při obrábění. Pro dosažení různých velikostí průměrů je k opěrám připojena sada kluzných vložek.

Tento druh podpěry dokáže zjistit aktuální hmotnost obrobku, a to tím, že se uzavře vysokotlaký ventil k jednotlivým pinolám a příslušná pinola se tím hydraulicky zpevní. Podle hodnoty tlaku v hydraulickém obvodu se následně dopočítá hmotnost obrobku. Pinola se dá také převést z pulzační činnosti do klasického mechanického stavu, a to beze změny polohy pinoly za stálého podepírání klikového hřídele.



Obr. 16. - Klikový hřídel podepřený pulzačními opěrami

2.1.4 Materiály

U opěr se největší nároky na materiál kladou u pohybového šroubu a pinol. Pro pohybové šrouby se používají konstrukční nízkolegované oceli legované uhlíkem, křemíkem, molybdenem, manganem a vanadem. Tyto materiály bývají vhodné pro plazmové nitridování při 570 - 580°C s vytvrditelností na 800HV. Mez kluzu materiálu R_e se liší dle průměru. Od 100 mm výše je to 700 MPa a mez pevnosti R_m 900 – 1100 MPa. Tažnost se nachází kolem 12%, rázová pevnost je 40J. Před obráběním se materiál šlechtí na tvrdost 240 – 280 HB. Po obrábění následuje povrchová nitridace vnější válcové plochy minimálně na tvrdost 650 HV.

Pro pinoly se používají ušlechtilé uhlíkové oceli se zlepšenou obrobitelností. Podobně jako u pohybových šroubů jsou tyto oceli legované uhlíkem, manganem, křemíkem, chromem a niklem. Po zušlechtnění je minimální mez pevnosti v kluzu 390 MPa, mez pevnosti v tahu pak 700 MPa, tažnost až 20%. Po obrábění se pinola zušlechťuje na vyšší tvrdost.

2.2 Podvalky

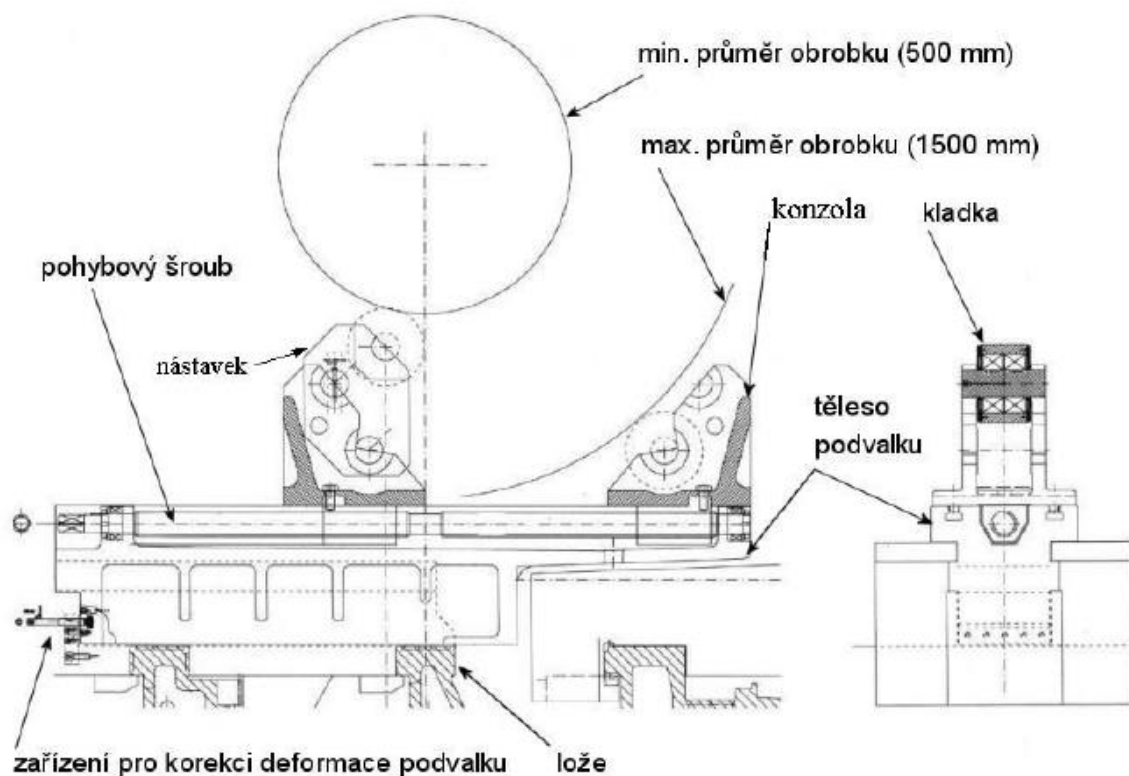
Podvalky se používají k podepření rozměrných, dlouhých a těžkých obrobků, kde průměr obrobku je větší než největší průchozí průměr opěry. Velký upínací průměr podvalku se blíží oběžnému průměru nad suportem soustruhu. Vlivem tohoto rozměru neumožňuje objíždění suportem, což omezuje technologické operace – používá se především při vyvrtávání.

Podvalek slouží zejména ke středění obrobků, eventuálně i k podepření obrobků upnutých letmo. Skládá se z lože podvalku, po kterém se pohybují konzoly s opěrnými valivými kladkami, na nichž spočívá obrobek. Tyto konzoly je možno pomocí pohybového šroubu přestavět.

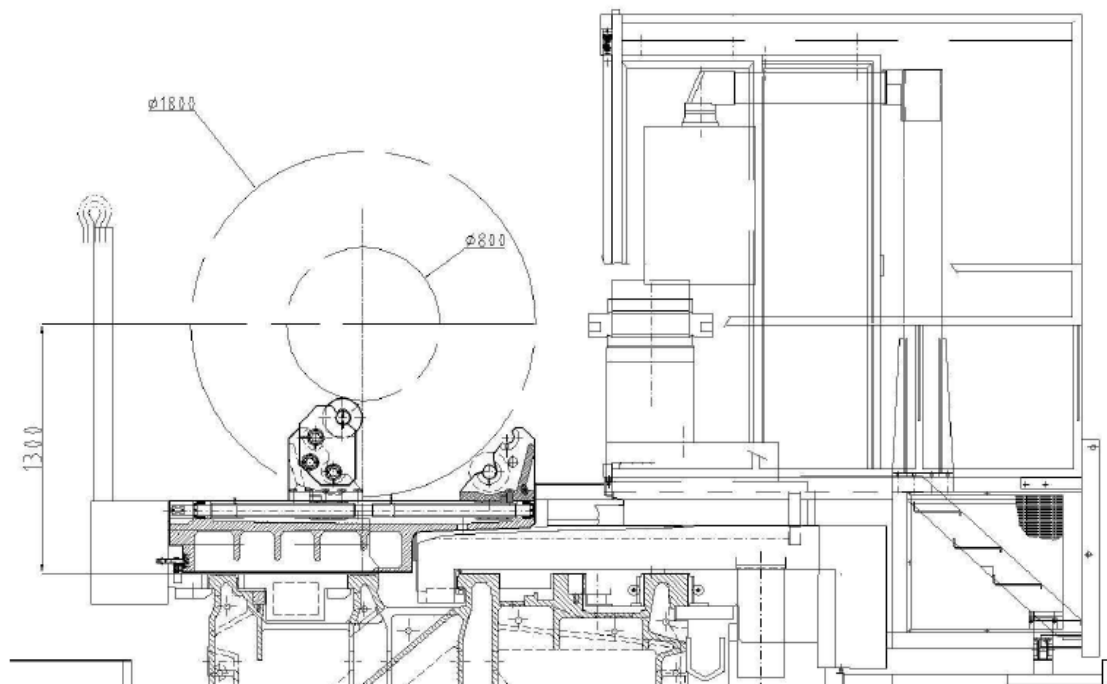
Podvalek se ustaví do příslušného místa na stroji a zpevní se k loži. Podvalky se dělí na středící a volné. Volný podvalek je vybaven samostatným posuvem konzol. Používá se pro podepření obrobku mezi vřeteníkem a koníkem nebo mezi vřeteníkem a středícím podvalkem.



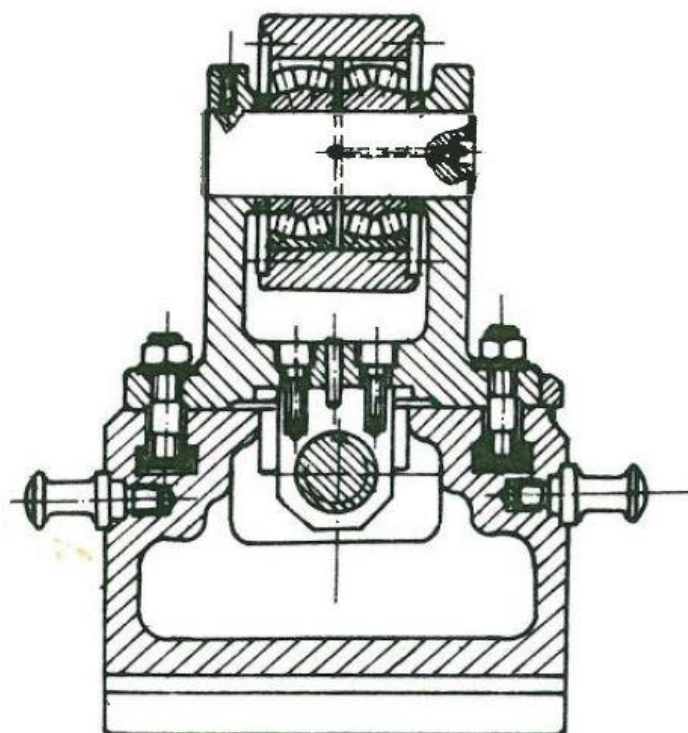
Obr. 17 - Podvalek firmy Richter Lunetten



Obr. 18. - Podvalek s převislým koncem



Obr. 19. - Podvalek [ŠMT]



Obr. 20. - Uložení valivých kladek podvalku

3 Podvalek hrotového soustruhu

3.1 Příloha zadání bakalářské práce

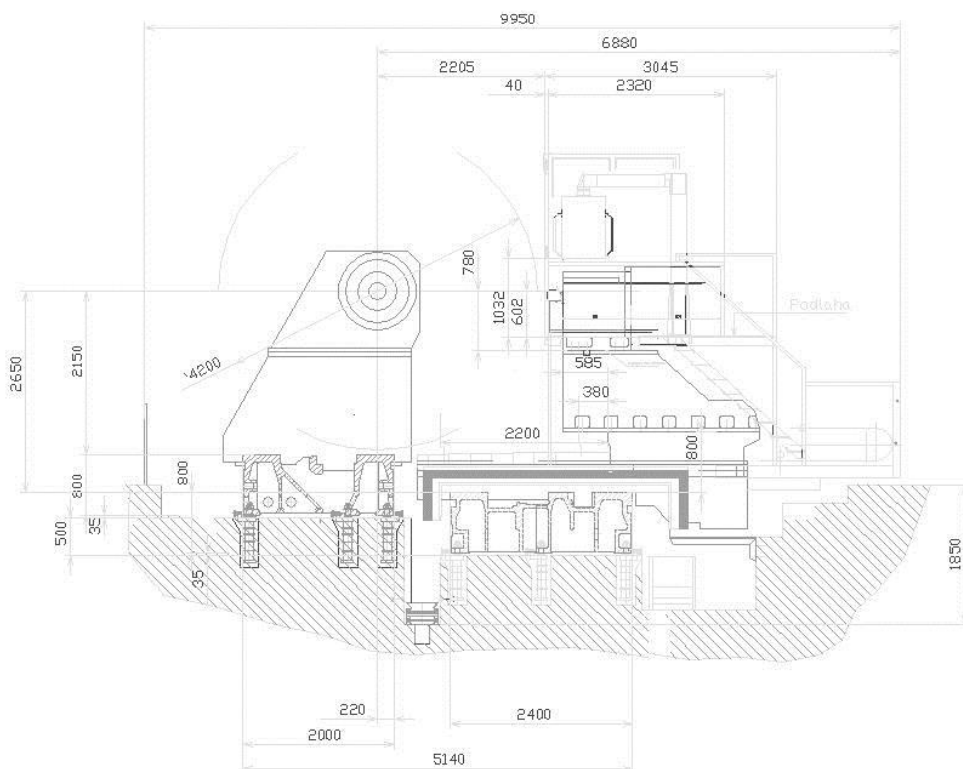
Pro samostatné vypracování bakalářské práce byla doložena příloha zadání bakalářské práce, která zahrnuje technické parametry podvalku popsané v tabulkách níže. Dále byly v příloze stanoveny cíle bakalářské práce, které jsou detailněji popsány v bodě 3.3 *Stanovení cílů*.

Tab. 1 - Technické parametry podvalku

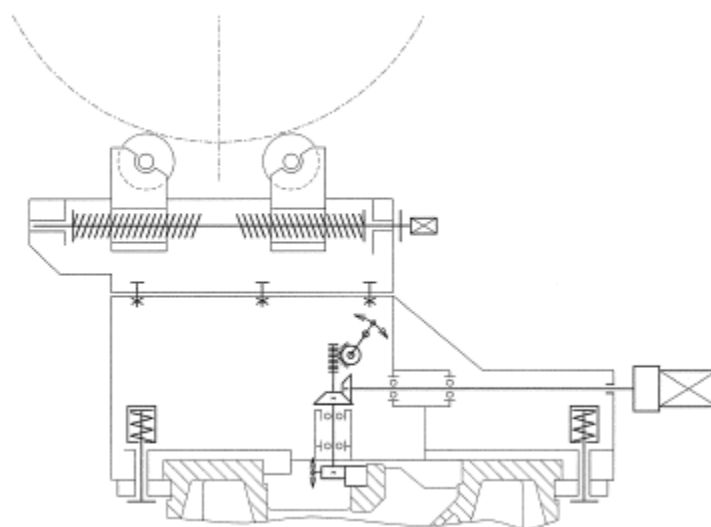
Technické parametry stroje:		
• Oběžný průměr nad suportem	mm	4200
• Výška hrotů nad ložem (koníkové)	mm	2150
• Rozsah otáček vřetene	min ⁻¹	0,3 - 120
Technické parametry podvalku:		
• Rozsah podepíraných průměrů	mm	1500 - 2700
• Max. tíha obrobku působící na opěru	kN	1750
• Max. svislá složka řezné síly	kN	200
• Rozsah obvodových rychlostí kladky	m/min	50 - 400
• Životnost	hod	4000

3.2 Ostatní dokumentace

Byla poskytnuta dokumentace pro výpočet zatížení podvalku v programu MathCAD, výkresová dokumentace soustruhu ŠKODA SR5 (AutoCAD) a podvalku SR5 (AutoCAD). Dalším dokumentem byl výkres opěry typu U (AutoCAD). Následovaly výkresy sestavy soustruhu SR5 s popisem a sestavy v řezu. Přiloženo bylo také schématické řešení podvalku.



Obr. 21 - Soustruh SR5 v řezu



Obr. 22 - Schéma mechanismu v podvalku

3.3 Stanovení cílů

Cílem je vypracovat nové řešení podvalku, tedy řešení podvalku na nově zadané vstupní parametry. To zahrnuje analýzu dosavadní konstrukce podvalku soustruhu SR5, návrh kladek, konzol a mechanismu posuvu konzol.

Po návrhu a hlavním výpočtu se provede konstrukce podvalku a zpracuje výkresová dokumentace obsahující sestavu, kusovník hlavních dílů, výpočet, popis a detail vybrané součásti.

3.4 Soustruh ŠKODA SR5-420 NC

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 vřetena, upínací deska, hlavní pohon, zpevnění vřetena.

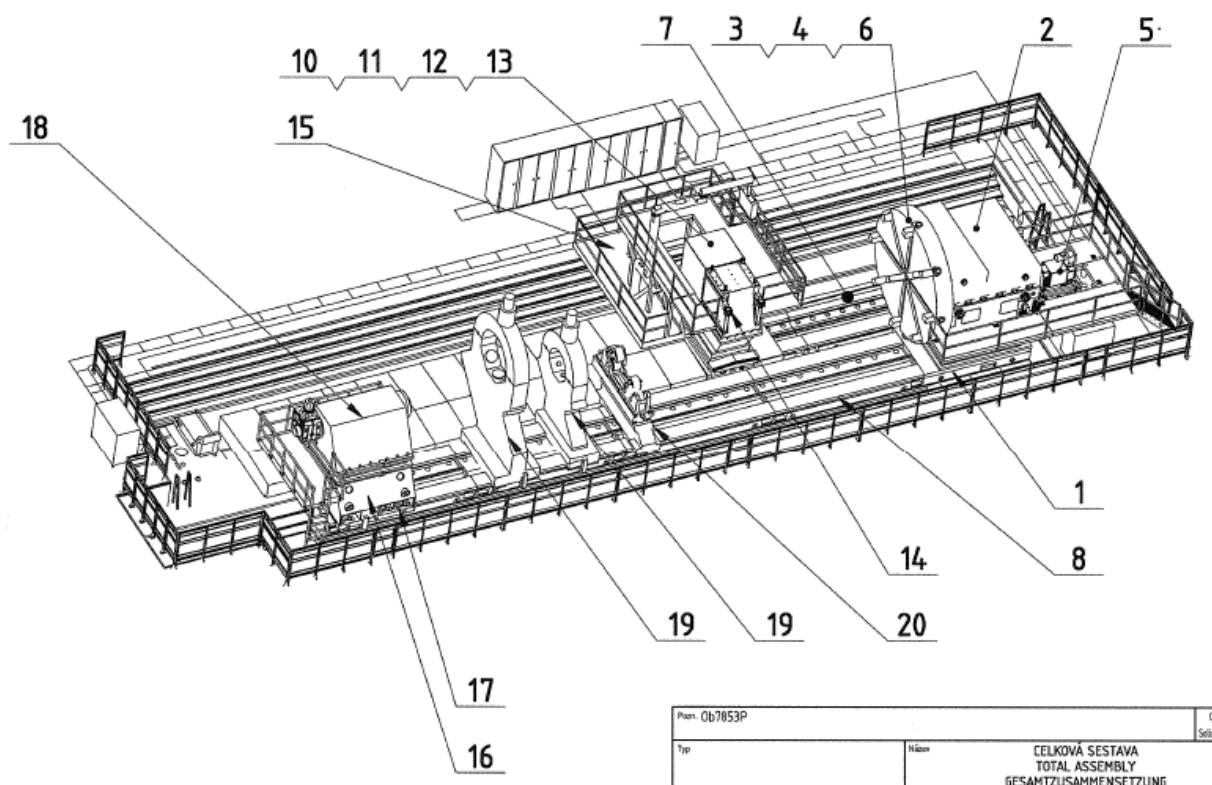
Po suportovém loži pojíždí suport. Suport se skládá ze skupin: podélné saně, posuv Z, příčné saně, posuv X. Na suportu je připevněn lamelový suport a plošina obsluhy. Po koníkovém loži pojíždí koník. Koník se skládá ze skupin: spodek koníka, upínací jednotka koníku, svršek koníku.

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 vřetena, rozšiřuje to jeho pracovní možnosti.

3.4.2 Sestava

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



Obr. 23 – Sestava soustruhu SR5

3.4.3 Technické parametry stroje

Tab. 2 - Technické parametry stroje

Pracovní rozsah		
Oběžný průměr nad suportem	[mm]	4 200
Oběžný průměr nad ložem	[mm]	4 200
Výška hrotů nad ložem (koníkové)	[mm]	2 150
Výška hrotů nad ložem (suportové)	[mm]	2 650
Maximální točná délka	[mm]	16 000
Hmotnost obrobku mezi hroty	[t]	350
Lože		
Šířka suportového vedení	[mm]	2 400
Šířka koníkového vedení	[mm]	2 000
Výška loží	[mm]	800
Vřeteník		
Maximální moment na vřetenu	[kNm]	275
Rozsah otáček	[min-1]	0,3 - 120

3.5 Podvalek SR5

3.5.1 Popis podvalku SR5

Podvalek slouží k vyrovnání a podepření obrobku. Stroj SR5-420 NC je vybaven 2 podvalky.

Podvalky se skládají z 2 částí: saní a tělesa podvalku. Obě části jsou spojeny šrouby. Na saních je umístěn mechanismus pro motorický posuv podvalku 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.

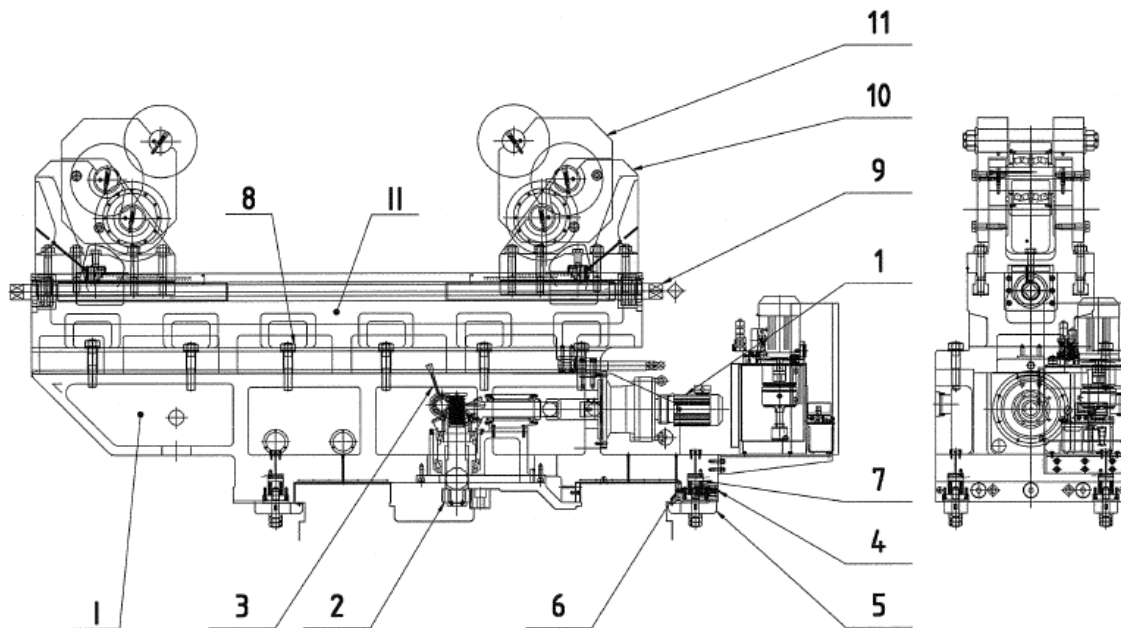
Saně jsou šrouby připojeny k tělesu. Po tělese se pohybovými šrouby posouvají držáky rolen. V případě potřeby je možno na držáky namontovat nástavky.

3.5.2 Ovládání

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

3.5.3 Sestava podvalku SR5

- I – Saně
- II – Těleso podvalku
- 1 – Motor s převodovkou
- 2 – Pastorek
- 3 – Páka
- 4 – Boční upínací jednotky
- 5 – Lišty pro zajištění polohy
- 6 – Lišta středící
- 7 – Upínací jednotky
- 8 – Šrouby
- 9 – Pohybové šrouby
- 10 – Držáky rolen
- 11 – Nástavky



Obr. 24 - Sestava podvalku SR5 – původní řešení

3.5.4 Mazání podvalku

Vodicí plochy pro posuv podvalku po loži jsou mazány olejem z ručního mazacího agregátu na saních. Agregát dodává olej z nádrže do jednotlivých mazacích míst. Obsah nádrže je 4,5 l.

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

3.5.5 Montáž podvalku na lože stroje

1. Čtyři lišty u upínacích jednotek musí být vysunuty do zadní polohy.
2. Ozubený pastorek se musí vysunout pákou mimo záběr.
3. Upínací jednotky pro středící lištu se uvolní.
4. Podvalek se zavěsí na jeřáb a spustí na lože zhruba do požadované polohy.
5. Spustí se hydraulické agregáty.
6. Je nutné uvolnit lišty pro zajištění polohy tlakem oleje a zasunout pod spodní vodící plochy lože.
7. Dále zasunout ozubený pastorek do záběru s ozubeným hřebenem na loži pákou.
8. Pomocí mazacího agregátu přivést olej do jednotlivých mazacích míst.
9. Nyní je podvalek připraven k posuvu po loži do požadované pozice.

3.5.6 Demontáž podvalku z lože stroje

1. Uvolnit podvalek na loži přivedením tlakového oleje do upínacích jednotek.
2. Čtyři lišty vysunout do zadní polohy.
3. Upínací jednotky pro středící jednotku jsou uvolněny.
4. Vysunout pákou ozubený pastorek ze záběru s hřebenem.
5. Zavěsit podvalek na jeřáb, sejmut z lože a uložit mimo stroj.

3.5.7 Pojezd podvalku po loži

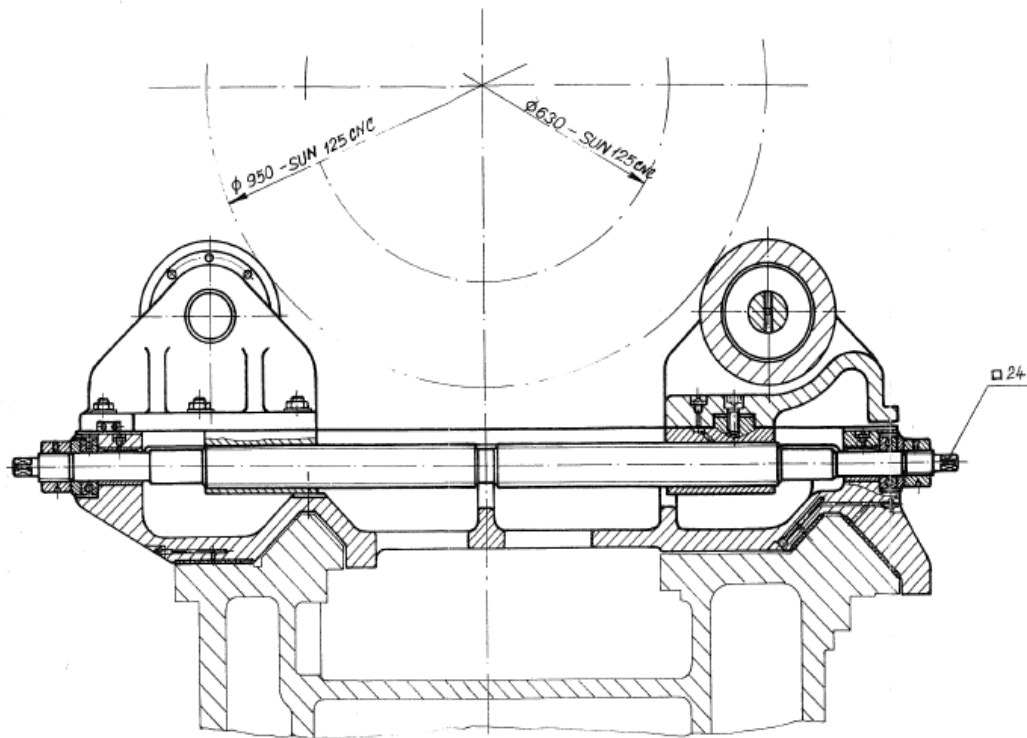
1. Upínací jednotky pro středící lištu jsou uvolněny.
2. Uvolnit upínací jednotky.
3. Pomocí mazacího agregátu přivedeme olej do mazacích míst.
4. Najedeme podvalkem do místa podepření obrobku.
5. Upínacími jednotkami přes lištu vycentrujeme podvalek do osy stroje.
6. Vypneme tlakový olej do upínacích jednotek a tím upneme podvalek na loži.

4 Nové řešení

4.1 Analýza dosavadní konstrukce podvalku SR5

Dosavadní podvalek je řešen pro soustruh s výškou hrotu nad ložem 2500 mm – nový pro 2150 mm. Zvýšení hrotů vyvolává vyšší náklady na stroj (mezikusy pro vřeteník a koník), stroj má při hrubovacích operacích nižší dynamickou stabilitu.

Středění obrobku na podvalku je pracné vlivem ovládní posuvu konzol s kladkami ze dvou protilehlých míst – vhodnější řešení viz *obr. 25*.

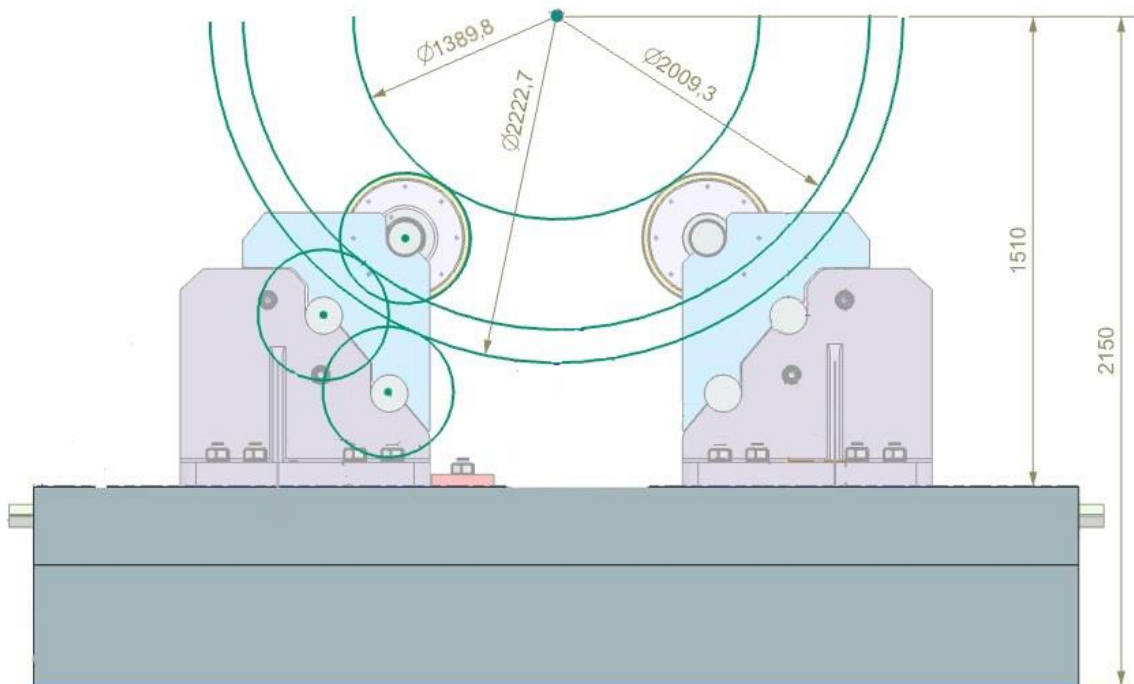


Obr. 25 - Středění obrobku (posuv konzol) z jednoho místa (Soustruh SUN)

4.2 Konstrukce podvalku

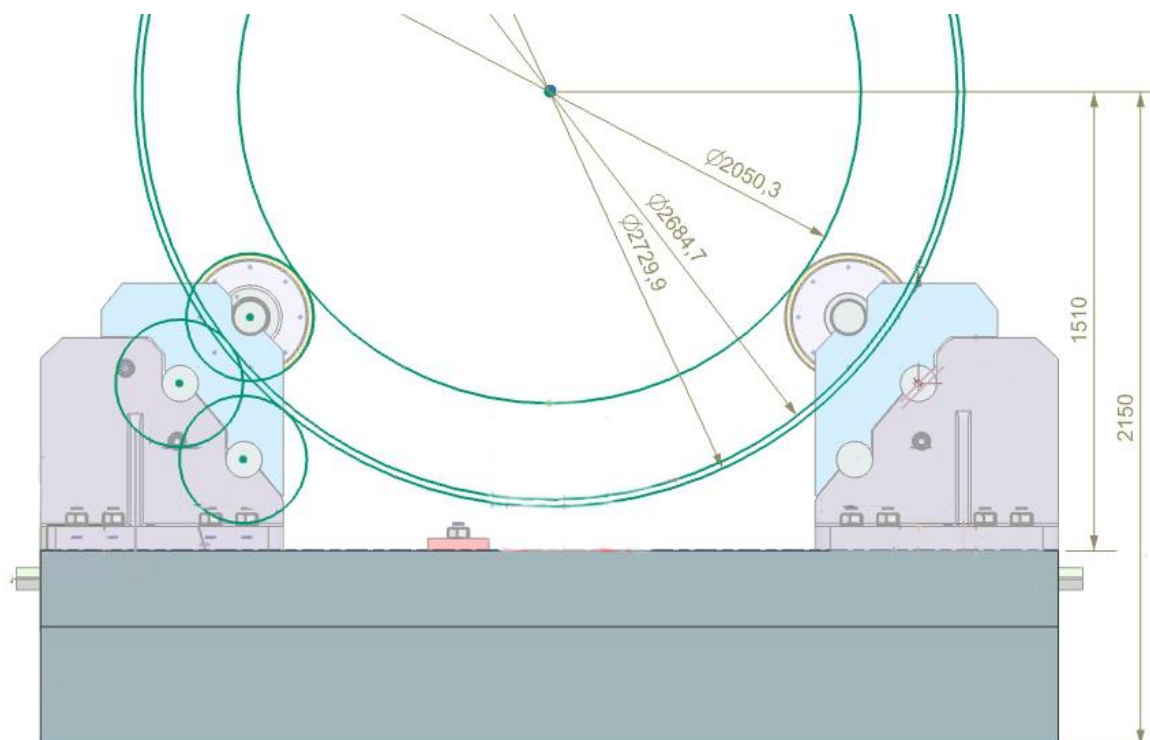
V první řadě se musíme ujistit, zda nově navržená a vypočítaná konstrukce podvalku vyhovuje předepsanému zadání. Maximální rozpětí konzol od středu obrobku by neměl být větší než 55° , tím jsme omezeni délkou konstrukce saní. Nové řešení zároveň musí pokrývat rozsah průměrů 1500 – 2700 mm.

Vlastní konstrukci jsem řešil předběžným výpočtem a vlastním návrhem rozměrů saní a konzol. Konzoly jsou navrženy pro dvě polohy kladky, třetí poloha kladky je docílena přidáním nástavku. Nástavek má za úkol snáze dosáhnout minimálního požadovaného průměru (1 500 mm), tím se zajistí fakt, že posuv konzol po saních nemusí být tak markantní.



Obr. 26 - Podvalek s maximálním vysunutím konzol

Z obr. 26 jsou patrné minimální průměry obrobku pro každou polohu kladky. Požadovaný minimální průměr podepření nám zajišťuje poloha 1, tedy poloha kladky v nástavku, která dokáže dokonce podepřít průměr 1 400 mm. Poloha 2 zajistí podepření obrobku o průměru 2 010 mm, poloha 3 poté 2 225 mm. Zadání pro minimální podepření obrobku je díky poloze 1 splněné.



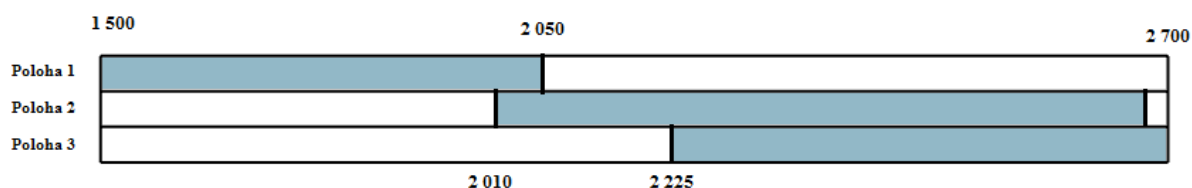
Obr. 27 - Podvalek s nulovým vysunutím konzol

Z obr. 27 naopak vyplývají maximální průměry obrobku při nulovém vysunutí konzol. V poloze 3 je maximální průměr k podepření téměř 2 730 mm, pro polohu 2 je to pak téměř 2 685 mm a polohu 1 posléze 2 050 mm. Zadaných 2 700 mm je hravě splněných pro polohu kladky v poloze 3. Zadaní je tedy splněno jak pro maximální, tak i minimální průměr obrobku.

Dále musíme zkontrolovat, zda se v naší konstrukci nenachází nějaký průměr v rozhraní 1 500 – 2 700 mm, který nemůžeme podepřít ani jednou polohou kladky. Z tab. 9 a grafického znázornění v obr. 31 vyplývá, že polohy 1-3 nám pokryjí všechny průměry.

Tab. 3 - Rozsah podepíraných průměrů

	Poloha 1	Poloha 2	Poloha 3
Minimální průměr [mm]	1 400	2 010	2 225
Maximální průměr [mm]	2 050	2 685	2 730

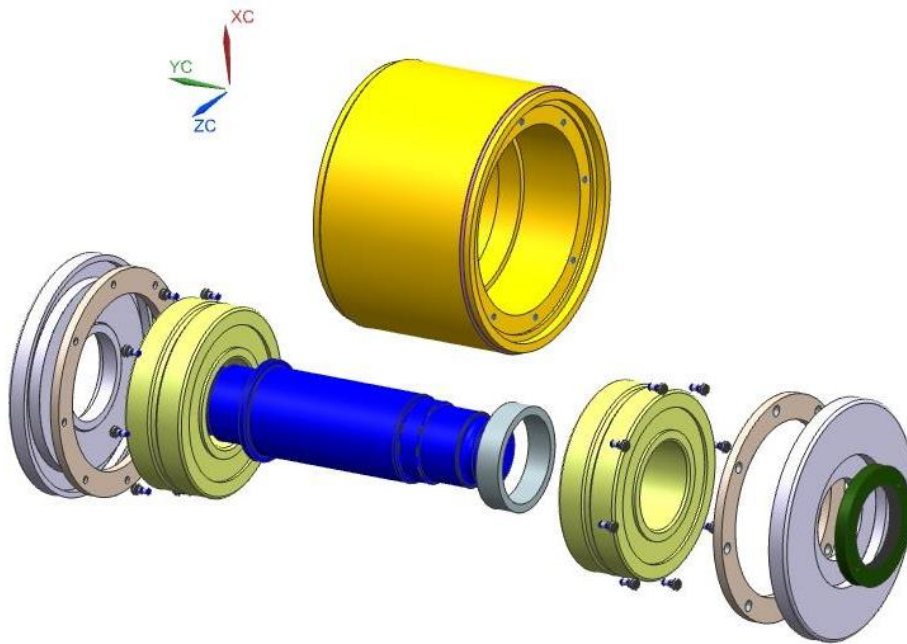


Obr. 28 - Rozsah podepíraných průměrů

4.2.1 Návrh kladky

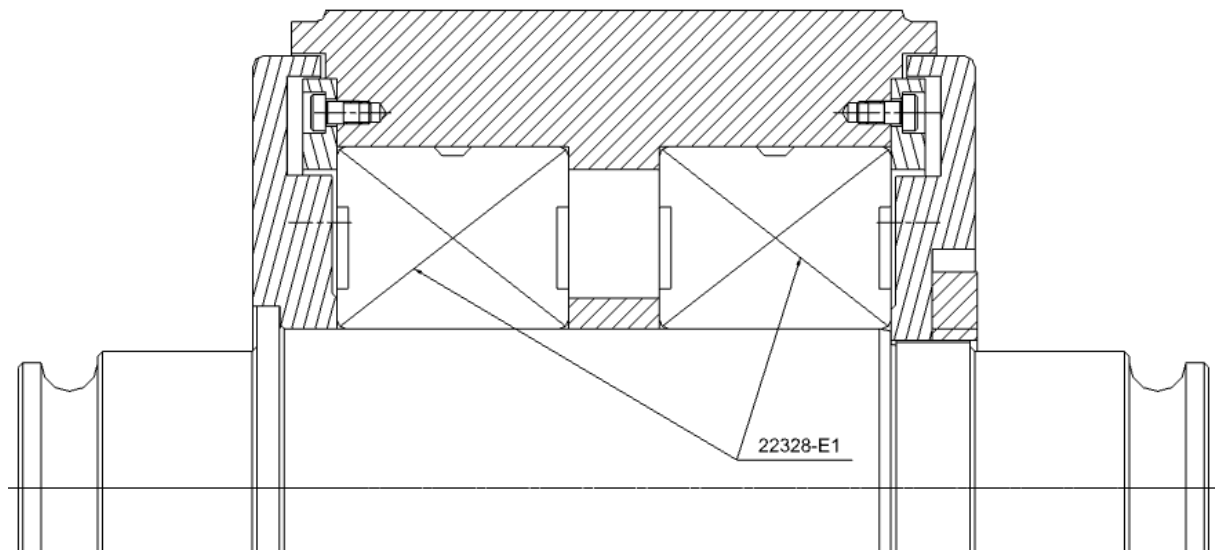
Kladka má vnější průměr 420 mm a je uložena v posuvné konzole nebo nástavku pomocí hřídele kladky. (*Výkres hřídele: KKS – BP – 00 – 02 – 05 v příloze 4*). Kladka přenáší zatížení od obrobku a výpočtem se kontrolují pouze zatěžované ložiska uvnitř kladky. Tento výpočet jsem provedl v programu MitCalc a je uveden v *příloze 1*.

Pro zadané vstupní parametry nám vyhovují soudečková ložiska s válcovou dírou, označení 22328-E1.



Obr. 29 - Sestava kladky v rozstřelu

Kladka se skládá z nosného čepu (hřídele), na kterém jsou uloženy s vůlí dvě soudečková ložiska s vnitřní dírou. Axiálnímu posunutí ložisek po hřídeli brání z jedné strany osazení hřídele, z druhé potom matice (ČSN 02 1450). Axiálnímu pohybu ložisek směrem k sobě brání nákrůžek a konstrukce kladkového válce. Ke kladkovému válci jsou z každé strany přišroubované desky s otvory pro šrouby, které jsou uloženy v dutině levého, popř. pravého víka, a brání vnějšímu kroužku ložiska v axiálním posuvu. Víka chrání ložiska od průniku různých nečistot a prachu.

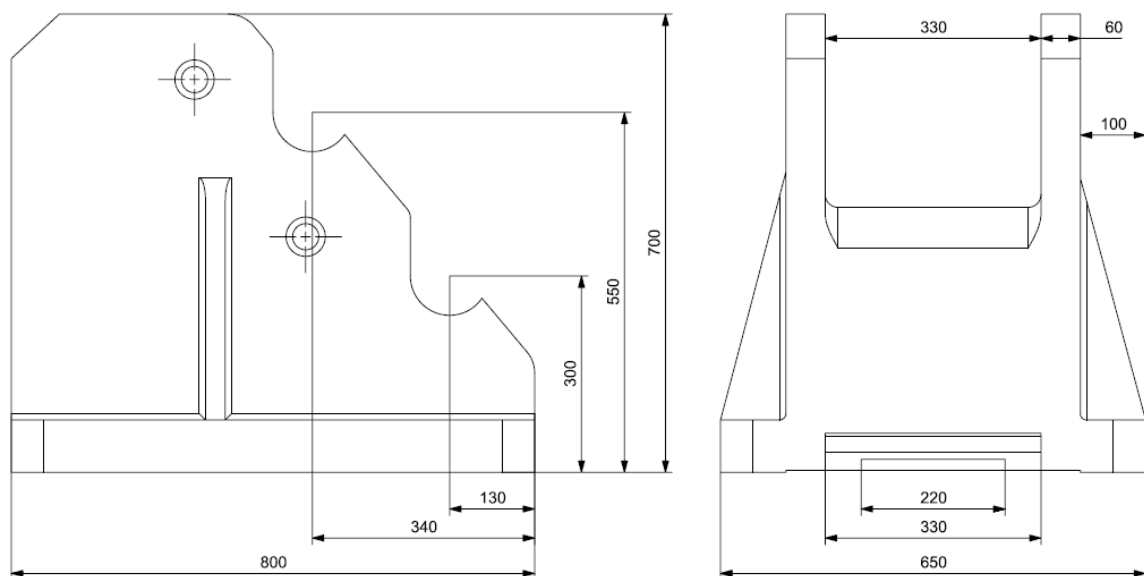


Obr. 30 - Sestava kladky v řezu

4.2.2 Návrh konzol

Konzoly mají za úkol přenášet zatížení od obrobku a řezné síly do saní. Zároveň se axiálně posouvají po saních. Do konzol je posazena přestavitelná kladka. V každé konzole jsou 2 vedení pro kladku, čímž se zajistí 2 různé polohy. Třetí poloha kladky se docílí připojením nástavku.

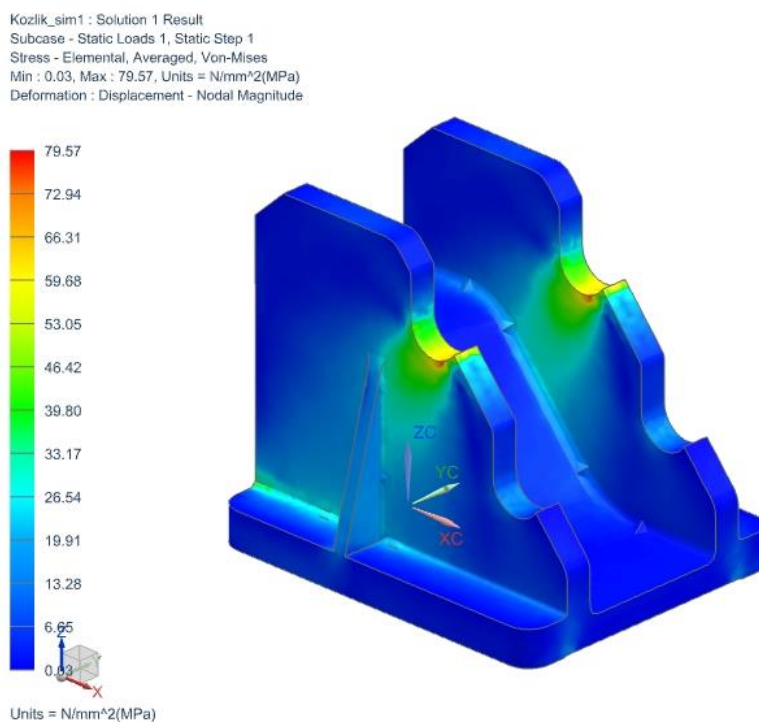
Při návrhu konzol jsem vycházel z hrubých náčrtů původního řešení podvalku SR5. Ve zvoleném měřítku jsem odměřil přibližné velikosti původních konzol a zvolil velikost novou. Nové řešení návrhu konzol je vidět na *obr. 31*.



Obr. 31 - Návrh konzol

Konstrukce konzol musí splňovat několik základních parametrů. Nesmí se deformovat vlivem zatížení, přenášet tíhovou sílu obrobku a zachovávat přesnost upnutí. Tyto parametry jsem se rozhodl ověřit pomocí FEM analýzy v programu NX 9.0 řešičem NASTRAN. Okrajové podmínky jsem získal z výkresové dokumentace a zatěžující sílu z výpočtu v oddílu 4.3.

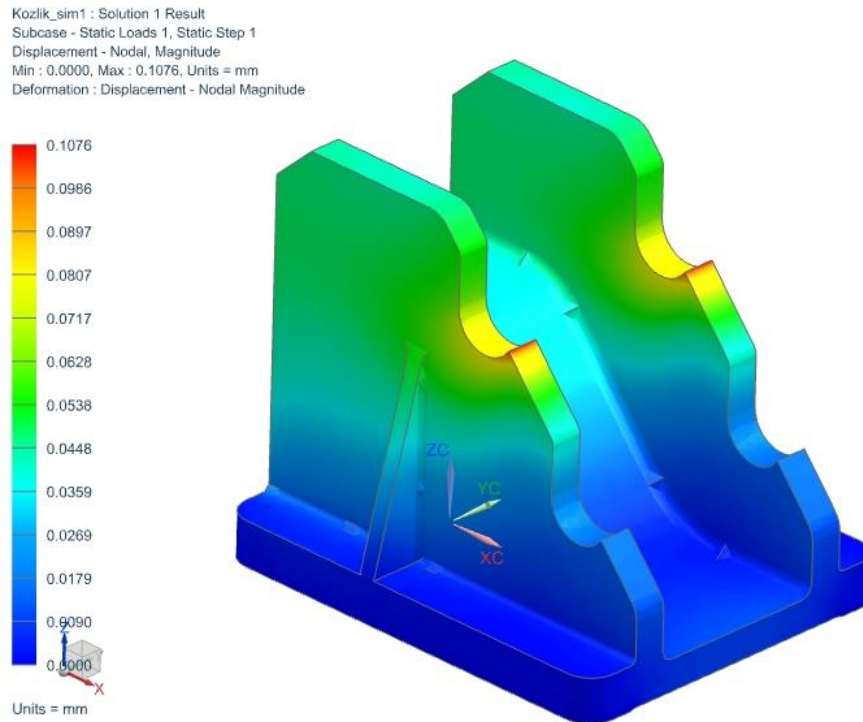
Konzole je odlitá z šedé litiny (ČSN 42 2435), jejíž hodnota na smluvní mezi kluzu je přibližně 250 MPa. Podvalek je pevně upevněn na dvou spodních plochách, kde dochází k dotyku se saněmi. Díky upínacím šroubům se nemůže hnut žádným směrem. Z důvodu snadnějšího a rychlejšího sítování součástky a následného výpočtu jsem v řešení zanedbal všechny díry s průměrem menším než 70 mm. Tím se síť značně zjednodušila a urychlila se analýza. [4]



Obr. 32 - Redukované napětí dle HMH pro zatížení konzole v poloze 2

Z analýzy vyplývá, že maximální dosažené redukované napětí je 80 MPa. Toto napětí se nachází na hraně dotyku konzole s hřídelem kladky. Průměrné redukované napětí má přibližně hodnotu 50 MPa. Z výpočtu bezpečnosti jsme zjistili, že navržená konstrukce jednoznačně vyhovuje a materiál i rozměry jsou zvoleny vhodně.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{250}{80} = 3,125 [-]$$

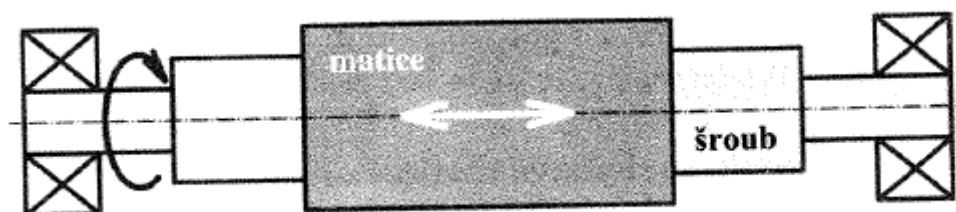


Obr. 33 - Posunutí konzole při zatížení v poloze 2

Maximální posunutí konzole je 0,1 mm. Toto posunutí je naprosto minimální a na přesnost obráběné součásti to nebude mít vliv. Tato hodnota je pro nás velmi důležitá, protože kdyby posunutí bylo výrazně větší, konzole by neplnila svou funkci zachování přesnosti a musela by přijít změna materiálu nebo konstrukce.

4.2.3 Návrh pohybového šroubu

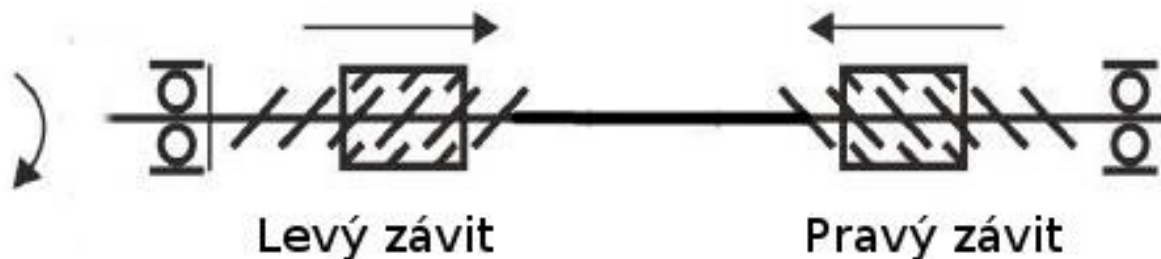
Podvalek využívá převodového mechanismu šroub – matice se závity s plošným dotykem. Šroub je uložen v saních a otáčí se a matice je připevněná ke konzole, která se posouvá po nepohyblivé části (saních). Schéma pohybu je znázorněno na obr. 34.



Obr. 34 - Převod pohybový šroub - pohybová matice

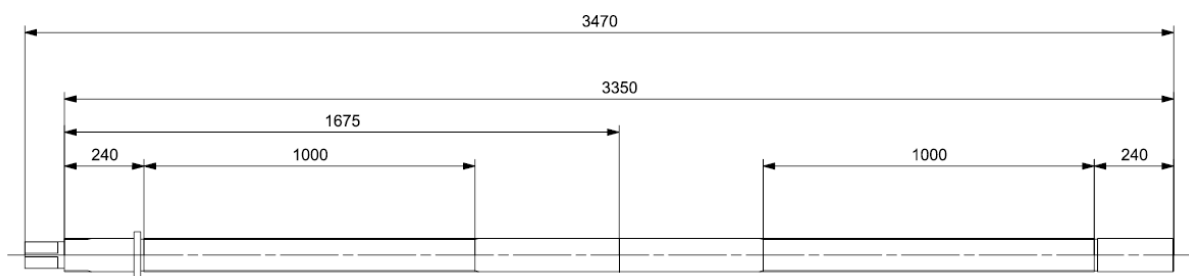
Jak je uvedeno v oddílu 4.1, dosavadní řešení pohybového šroubu na soustruhu SR5 bylo nepraktické v tom, že k středění obrobku docházelo ze dvou protilehlých míst. Jedním z úkolů této bakalářské práce je předejít tomuto řešení a vymyslet řešení nové, efektivnější.

Nové středění obrobku na nové konstrukci podvalku SR5 bude řízeno pouze z jedné strany. Středění obrobku zajistí levo-pravý pohybový šroub. Tzn., že z jedné strany šroubu bude v určité délce závit levotočivý, z druhé strany pravotočivý. Otáčením šroubu se zajistí rovnoměrný posuv konzol k sobě a od sebe.



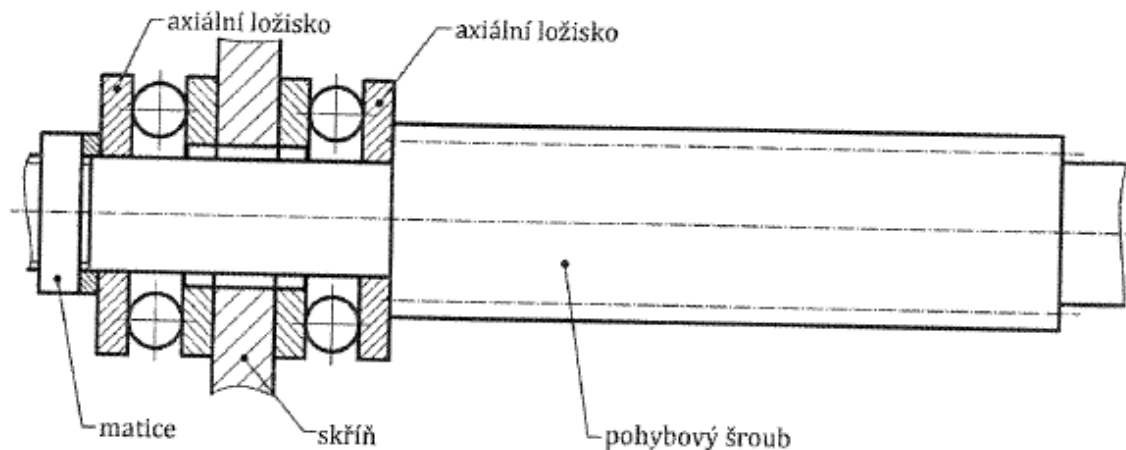
Obr. 35 - Schéma středění obrobku konstrukcí pohybového šroubu

Pohybový šroub má pravý (levý) lichoběžníkový rovnoramenný závit o průměru 100 mm a stoupání 12 mm. Délka obou závitů (levého i pravého) je 1000 mm a začátek závitu je 240 mm od konce šroubu. Obě strany jsou dokonale symetrické a k funkčnosti konstrukce je tudíž důležitá především správná a přesná montáž tak, aby střed šroubu byl přesně pod středem otáčení obrobku.

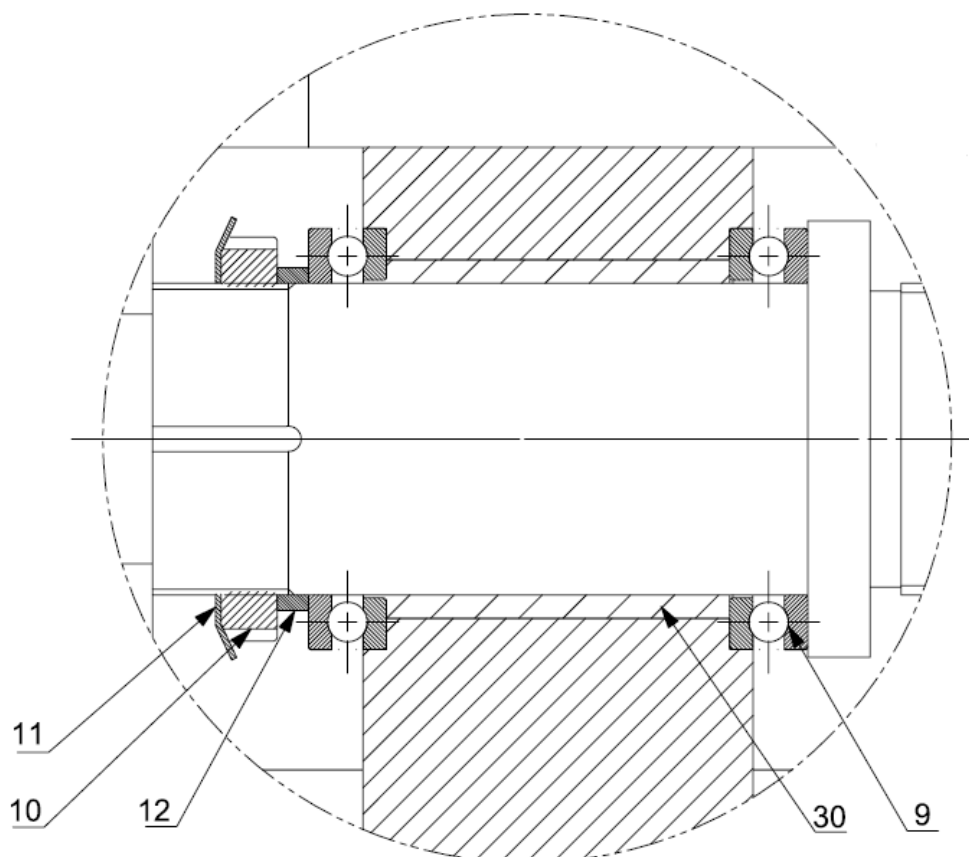


Obr. 36 - Délkové rozměry pohybového šroubu Tr 100x12

Radiální uložení je provedeno pomocí kluzných pouzder na obou stranách. V případě podvalku je velmi důležité axiální uložení pohybového šroubu (jelikož se šroub otáčí). Pohybový šroub je axiálně uložen na jedné straně oboustranným axiálním ložiskem. Druhá varianta axiálního uložení by byla uložit šroub na každé straně jedním axiálním ložiskem. Pro řešení podvalku mi přišel první typ uložení jako vhodnější varianta.



Obr. 37 - Schéma jednostranného axiálního uložení



Obr. 38 - Axiální uložení pohybového šroubu u podvalku SR5

Pohybový šroub je na jedné straně uložen dvěma axiálními ložisky 51120 (9) a kluzným pouzdem (30). Axiálnímu posunutí brání z jedné strany osazení hřídele, z druhé pak KM matice (10) zajištěná MB podložkou (11).

4.3 Výpočet zatížení podvalku

4.3.1 Spektrum zatížení

Na podvalek nám bude působit maximální tíha obrobku $F_{QoM} = 1\,750$ kN, přičemž maximální obvodová složka řezné síly nesmí přesáhnout hodnotu $F_M = 200$ kN. Ve výpočtu budeme zohledňovat pět různých zatěžovaných stavů. Životnost podvalku je 4 000 hod.

Tab. 4 - Zadané vstupní parametry

F_{QoM}	[kN]	1 750	Jmenovitá únosnost opěry
F_M	[kN]	200	Maximální obvodová složka řezné síly
T_C	[hod]	4 000	Životnost (Celková doba běhu)

Potřebné koeficienty:

Tab. 5 - Koeficient tíhy obrobku

k_{Qo1}	0,5
k_{Qo2}	1
k_{Qo3}	1
k_{Qo4}	0,5
k_{Qo5}	0,2

Tab. 6 - Koeficient obvodové složky řezné síly

k_{F1}	1	Operace hrubování
k_{F2}	-0,5	Operace hrubování – opačné
k_{F3}	0,3	Vnitřní obrábění
k_{F4}	-0,3	Vnitřní obrábění – opačné
k_{F5}	0	Dokončovací operace

1) Výpočet tíhové síly

$$F_{Qo} = -F_{QoM} * k_{Qo}$$

$$F_{Qo1} = -F_{QoM} * k_{Qo1} = -1\,750 * 0,5 = -875 \text{ [kN]}$$

$$F_{Qo2} = -F_{QoM} * k_{Qo2} = -1\,750 * 1 = -1\,750 \text{ [kN]}$$

$$F_{Qo3} = -F_{QoM} * k_{Qo3} = -1\,750 * 1 = -1\,750 \text{ [kN]}$$

$$F_{Qo4} = -F_{QoM} * k_{Qo4} = -1\,750 * 0,5 = -875 \text{ [kN]}$$

$$F_{Qo5} = -F_{QoM} * k_{Qo5} = -1\,750 * 0,2 = -350 \text{ [kN]}$$

2) Výpočet tečné složky řezné síly

$$F = F_M * k_F$$

$$F_1 = F_M * k_{F1} = 200 * 1 = 200 \text{ [kN]}$$

$$F_2 = F_M * k_{F2} = 200 * -0,5 = -100 \text{ [kN]}$$

$$F_3 = F_M * k_{F3} = 200 * 0,3 = 60 \text{ [kN]}$$

$$F_4 = F_M * k_{F4} = 200 * -0,3 = -60 \text{ [kN]}$$

$$F_5 = F_M * k_{F5} = 200 * 0 = 0 \text{ [kN]}$$

3) Výpočet radiální složky řezné síly

$$F_{R1} = -0,6 * F_1 = -0,6 * 200 = -120 \text{ [kN]}$$

$$F_{R2} = -0,6 * F_2 = -0,6 * -100 = 60 \text{ [kN]}$$

$$F_{R3} = 0,6 * F_3 = 0,6 * 60 = 36 \text{ [kN]}$$

$$F_{R4} = 0,6 * F_4 = 0,6 * -60 = 36 \text{ [kN]}$$

$$F_{R5} = F_5 = 0 \text{ [kN]}$$

4.3.1.1 Výslednice zatížení opěry

$$F_v = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad ; \quad F_x = F_R \quad \text{a} \quad F_y = F_{Qo} + F$$

$$F_{x1} = F_{R1} = -120 \text{ [kN]}$$

$$F_{y1} = F_{Qo1} + F_1 = -875 + 200 = -675 \text{ [kN]}$$

$$F_{x2} = F_{R2} = 60 \text{ [kN]}$$

$$F_{y2} = F_{Qo2} + F_2 = -1\,750 - 100 = -1\,850 \text{ [kN]}$$

$$F_{x3} = F_{R3} = 36 \text{ [kN]}$$

$$F_{y3} = F_{Qo3} + F_3 = -1\,750 + 60 = -1\,690 \text{ [kN]}$$

$$F_{x4} = F_{R4} = 36 \text{ [kN]}$$

$$F_{y4} = F_{Qo4} + F_4 = -875 - 60 = -935 \text{ [kN]}$$

$$F_{x5} = F_{R5} = 0 \text{ [kN]}$$

$$F_{y5} = F_{Qo5} + F_5 = 350 + 0 = 350 \text{ [kN]}$$

$$F_{v1} = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} = \sqrt{(-120)^2 + (-675)^2} = 685,584 \text{ [kN]}$$

$$F_{v2} = \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} = \sqrt{(60)^2 + (-1\,850)^2} = 1\,851 \text{ [kN]}$$

$$F_{v3} = \sqrt{F_{x3}^2 + F_{y3}^2} = \sqrt{(36)^2 + (-1\,690)^2} = 1\,690 \text{ [kN]}$$

$$F_{v4} = \sqrt{F_{x4}^2 + F_{y4}^2} = \sqrt{(36)^2 + (-935)^2} = 935,693 \text{ [kN]}$$

$$F_{v5} = \sqrt{F_{x5}^2 + F_{y5}^2} = \sqrt{0^2 + 350^2} = 350 \text{ [kN]}$$

4.3.1.2 Obvodová rychlost kladky

Budeme uvažovat součinitel korekce obvodové rychlosti $k_{vK} = 0,25$. Obvodové rychlosti uvedené v *Tab. 7* jsou skutečné obvodové rychlosti kladky.

Tab. 7 - Obvodové rychlosti kladky při různých operacích obrábění

Operace hrubování	[m*min ⁻¹]	50	v _{k1}
Operace hrubování – opačné	[m*min ⁻¹]	50	v _{k2}
Vnitřní obrábění	[m*min ⁻¹]	100	v _{k3}
Vnitřní obrábění – opačné	[m*min ⁻¹]	100	v _{k4}
Dokončovací operace	[m*min ⁻¹]	100	v _{k5}

Tab. 8 - Poměrná doba běhu klady

Poměrná doba běhu	
q ₁	0,25
q ₂	0,25
q ₃	0,2
q ₄	0,25
q ₅	0,05

4.3.1.3 Polární souřadnice zatížení

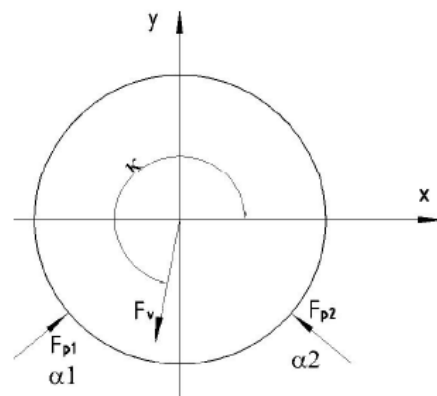
$$\kappa_{F_{V1}} = 259,919^\circ$$

$$\kappa_{F_{V2}} = 268,142^\circ$$

$$\kappa_{F_{V3}} = 271,220^\circ$$

$$\kappa_{F_{V4}} = 272,205^\circ$$

$$\kappa_{F_{V5}} = 270^\circ$$



Obr. 39 - Polární souřadnice polohy reakcí Fp1 a Fp2

4.3.2 Souřadnice polohy pinoly

$$\alpha_1 = 217[^\circ] \quad \beta_1 = \pi + \alpha_1 = \pi + 230 = 397 [^\circ]$$

$$\alpha_2 = 323[^\circ] \quad \beta_2 = \pi + \alpha_2 = \pi + 310 = 503 [^\circ]$$

4.3.3 Zatížení pinoly

4.3.3.1 Operace hrubování

$$F_{p_1} = F_{V_1} * \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_1}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} = 685\,600 * \frac{\sin(503 - 259,919)}{\sin(397 - 503)} = 635\,932 \text{ [N]}$$

$$F_{p_2} = F_{V_1} * \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_1}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} = 685\,600 * \frac{\sin(397 - 259,919)}{\sin(503 - 397)} = 485\,675 \text{ [N]}$$

$$F_{p1_1} = F_{p_1} = 635\,932 \text{ [N]}$$

$$F_{p1_2} = F_{p_2} = 485\,675 \text{ [N]}$$

4.3.3.2 Operace hrubování – opačné

$$F_{p_1} = F_{V_2} * \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_2}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} = 1\,851\,000 * \frac{\sin(503 - 268,142)}{\sin(397 - 503)} = 1\,575\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{p_2} = F_{V_2} * \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_2}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} = 1\,851\,000 * \frac{\sin(397 - 268,142)}{\sin(503 - 397)} = 1\,499\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{p2_1} = F_{p_1} = 1\,575\,000 \text{ [N]} \quad \dots \text{ maximální zatížení pinoly 1}$$

$$F_{p2_2} = F_{p_2} = 1\,499\,000 \text{ [N]} \quad \dots \text{ maximální zatížení pinoly 2}$$

4.3.3.3 Vnitřní obrábění

$$F_{p_1} = F_{V_3} * \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_3}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} = 1\,690\,000 * \frac{\sin(503 - 271,220)}{\sin(397 - 503)} = 1\,382\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{p_2} = F_{V_3} * \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_3}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} = 1\,690\,000 * \frac{\sin(503 - 271,220)}{\sin(503 - 397)} = 1\,427\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{p3_1} = F_{p_1} = 1\,382\,000 \text{ [N]}$$

$$F_{p3_2} = F_{p_2} = 1\,427\,000 \text{ [N]}$$

4.3.3.4 Vnitřní obrábění – opačné

$$F_{p_1} = F_{V_4} * \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_4}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} = 935\,700 * \frac{\sin(503 - 272,205)}{\sin(397 - 503)} = 754\,278 [N]$$

$$F_{p_2} = F_{V_4} * \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_4}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} = 935\,700 * \frac{\sin(397 - 272,205)}{\sin(503 - 397)} = 799\,355 [N]$$

$$F_{p_{4_1}} = F_{p_1} = 754\,278 [N]$$

$$F_{p_{4_2}} = F_{p_2} = 799\,355 [N]$$

4.3.3.5 Dokončovací operace

$$F_{p_1} = F_{V_5} * \frac{\sin(\beta_2 - \kappa_{F_{V_5}})}{\sin(\beta_1 - \beta_2)} = 350\,000 * \frac{\sin(503 - 270)}{\sin(397 - 503)} = 290\,787 [N]$$

$$F_{p_2} = F_{V_5} * \frac{\sin(\beta_1 - \kappa_{F_{V_5}})}{\sin(\beta_2 - \beta_1)} = 350\,000 * \frac{\sin(397 - 270)}{\sin(503 - 397)} = 290\,787 [N]$$

$$F_{p_{5_1}} = F_{p_1} = 290\,787 [N]$$

$$F_{p_{5_2}} = F_{p_2} = 290\,787 [N]$$

4.4 Výpočet kladek podvalku

Na základě druhu zatížení jsme pro přenos zatížení a otáček zvolili soudečková ložiska s válcovou dírou. K výpočtu ložisek podvalku jsme použili program MitCalc 1.8. Do programu jsme vložili vstupní parametry vypočítané v 4.2 a 4.3.1 (příp. 4.3.2). Výsledky výpočtu jsou uvedeny v Příloze 1 a 2. Na základě těchto výpočtů jsme v katalogu vyhledali ložisko 22 328.

Tab. 9 - Zvolené hodnoty kladky a vypočítané hodnoty ložiska pro návrh kladky

Průměr kladky	[mm]	420	D_{1K}
Ložisko 22 328			
Základní dynamická únosnost	[MN]	1,46	C
Dynamické ekvivalentní zatížení	[kN]	587,134	P
Základní trvanlivost	[h]	6 091	L10h
Základní statická účinnost	[MN]	1,63	C0
Statické ekvivalentní zatížení	[kN]	587,134	P0

4.4.1 Pinola 1

4.4.1.1 Otáčky kladky

$$n_{1K_1} = \frac{v_{1K_1}}{\pi * D_{1K}} = \frac{50}{\pi * 420} = 37,9 [min^{-1}]$$

$$n_{1K_2} = \frac{v_{1K_2}}{\pi * D_{1K}} = \frac{50}{\pi * 420} = 37,9 [min^{-1}]$$

$$n_{1K_3} = \frac{v_{1K_3}}{\pi * D_{1K}} = \frac{100}{\pi * 420} = 75,8 [min^{-1}]$$

$$n_{1K_4} = \frac{v_{1K_4}}{\pi * D_{1K}} = \frac{100}{\pi * 420} = 75,8 [min^{-1}]$$

$$n_{1K_5} = \frac{v_{1K_5}}{\pi * D_{1K}} = \frac{100}{\pi * 420} = 75,8 [min^{-1}]$$

4.4.1.2 Zatížení ložiska

$$F_{L1_1} = \frac{F_{p1_1}}{2} = \frac{635\,932}{2} = 317\,966 [N]$$

$$F_{L1_2} = \frac{F_{p2_1}}{2} = \frac{1\,575\,000}{2} = 787\,291 [N]$$

... maximální zatížení ložiska pinoly 1

$$F_{L1_3} = \frac{F_{p3_1}}{2} = \frac{1\,382\,000}{2} = 690\,774 \text{ [N]}$$

$$F_{L1_4} = \frac{F_{p4_1}}{2} = \frac{754\,278}{2} = 377\,139 \text{ [N]}$$

$$F_{L1_5} = \frac{F_{p5_1}}{2} = \frac{290\,787}{2} = 145\,394 \text{ [N]}$$

4.4.1.3 Poměrná doba běhu kladky

$$q_{1_1} = q_1 * f_{p_1} = 0,25 * 1 = 0,25$$

$$q_{1_2} = q_2 * f_{p_2} = 0,25 * 1 = 0,25$$

$$q_{1_3} = q_3 * f_{p_3} = 0,20 * 1 = 0,20$$

$$q_{1_4} = q_4 * f_{p_4} = 0,25 * 1 = 0,25$$

$$q_{1_5} = q_5 * f_{p_5} = 0,05 * 1 = 0,05$$

4.4.1.4 Celková doba běhu kladky na pinole 1

$$T_{1p_1} = T_C * q_1 * f_{p_1} = 4\,000 * 0,25 * 1 = 1\,000 \text{ [hod]}$$

$$T_{1p_2} = T_C * q_2 * f_{p_2} = 4\,000 * 0,25 * 1 = 1\,000 \text{ [hod]}$$

$$T_{1p_3} = T_C * q_3 * f_{p_3} = 4\,000 * 0,20 * 1 = 800 \text{ [hod]}$$

$$T_{1p_4} = T_C * q_4 * f_{p_4} = 4\,000 * 0,25 * 1 = 1\,000 \text{ [hod]}$$

$$T_{1p_5} = T_C * q_5 * f_{p_5} = 4\,000 * 0,05 * 1 = 200 \text{ [hod]}$$

$$T_{1pc} = \sum_{j=1}^5 T_{1p_j} = 1\,000 + 1\,000 + 800 + 1\,000 + 200 = 4\,000 \text{ [hod]}$$

V příloze 1 nalezneme pokračování výpočtu v programu MITCalc.

4.4.2 Pinola 2

4.4.2.1 Otáčky kladky

$$n_{2K_1} = \frac{v_{2K_1}}{\pi * D_{2K}} = \frac{200}{\pi * 400} = 37,9 [min^{-1}]$$

$$n_{2K_2} = \frac{v_{2K_2}}{\pi * D_{2K}} = \frac{200}{\pi * 400} = 37,9 [min^{-1}]$$

$$n_{2K_3} = \frac{v_{2K_3}}{\pi * D_{2K}} = \frac{400}{\pi * 400} = 75,8 [min^{-1}]$$

$$n_{2K_4} = \frac{v_{2K_4}}{\pi * D_{2K}} = \frac{400}{\pi * 400} = 75,8 [min^{-1}]$$

$$n_{2K_5} = \frac{v_{2K_5}}{\pi * D_{2K}} = \frac{400}{\pi * 400} = 75,8 [min^{-1}]$$

4.4.2.2 Zatížení ložiska

$$F_{L2_1} = \frac{F_{p1_2}}{2} = \frac{485\,675}{2} = 242\,833 [N]$$

$$F_{L2_2} = \frac{F_{p2_2}}{2} = \frac{1\,499\,000}{2} = 749\,727 [N]$$

$$F_{L2_3} = \frac{F_{p3_2}}{2} = \frac{1\,427\,000}{2} = 713\,312 [N]$$

$$F_{L2_4} = \frac{F_{p4_2}}{2} = \frac{799\,355}{2} = 399\,678 [N]$$

$$F_{L2_5} = \frac{F_{p5_2}}{2} = \frac{290\,787}{2} = 145\,394 [N]$$

... maximální zatížení ložiska pinoly 2

4.4.2.3 Poměrná doba běhu kladky

$$q_{2_1} = q_1 * f_{p_1} = 0,25 * 1 = 0,25$$

$$q_{2_2} = q_2 * f_{p_2} = 0,25 * 1 = 0,25$$

$$q_{2_3} = q_3 * f_{p_3} = 0,20 * 1 = 0,20$$

$$q_{2_4} = q_4 * f_{p_4} = 0,25 * 1 = 0,25$$

$$q_{2_5} = q_5 * f_{p_5} = 0,05 * 1 = 0,05$$

4.4.2.4 Celková doba běhu kladky na pinole 1

$$T_{2p_1} = T_C * q_1 * f_{p_1} = 4\,000 * 0,25 * 1 = 1\,000 \text{ [hod]}$$

$$T_{2p_2} = T_C * q_2 * f_{p_2} = 4\,000 * 0,25 * 1 = 1\,000 \text{ [hod]}$$

$$T_{2p_3} = T_C * q_3 * f_{p_3} = 4\,000 * 0,20 * 1 = 800 \text{ [hod]}$$

$$T_{2p_4} = T_C * q_4 * f_{p_4} = 4\,000 * 0,25 * 1 = 1\,000 \text{ [hod]}$$

$$T_{2p_5} = T_C * q_5 * f_{p_5} = 4\,000 * 0,05 * 1 = 200 \text{ [hod]}$$

$$T_{2pc} = \sum_{j=1}^5 T_{2p_j} = 1\,000 + 1\,000 + 800 + 1\,000 + 200 = 4\,000 \text{ [hod]}$$

V příloze 2 nalezneme pokračování výpočtu v programu MITCalc.

4.5 Výpočet zatížení ložisek a pohybového šroubu

Maximální úhel mezi středem obrobku a středem kladky:

$$\alpha_{MAX} = \alpha_2 - 1,5 * \pi = 323 - 180 = 53^\circ$$

4.5.1 Maximální zatížení ložiska pohybového šroubu

$$\Delta F_{sp} = (F_{1p} - F_{2p}) * \sin(\alpha_{MAX})$$

$$\Delta F_{sp1} = (F_{1p_1} - F_{2p_1}) * \sin(53) = (635\,932 - 485\,675) * \sin(53) = 120\,000 \text{ [N]}$$

$$\Delta F_{sp2} = (F_{1p_2} - F_{2p_2}) * \sin(53) = (1\,575\,000 - 1\,499\,000) * \sin(53) = 60\,000 \text{ [N]}$$

$$\Delta F_{sp3} = (F_{1p_3} - F_{2p_3}) * \sin(53) = (1\,382\,000 - 1\,427\,000) * \sin(53) = -36\,000 \text{ [N]}$$

$$\Delta F_{sp4} = (F_{1p_4} - F_{2p_4}) * \sin(53) = (754\,278 - 799\,355) * \sin(53) = -36\,000 \text{ [N]}$$

$$\Delta F_{sp5} = (F_{1p_5} - F_{2p_5}) * \sin(53) = (290\,787 - 290\,787) * \sin(53) \approx 0 \text{ [N]}$$

$$\Delta F_{spMP} = \Delta F_{sp1} = 120\,000 \text{ [N]} \text{ ... maximální zatížení pravého ložiska}$$

$$\Delta F_{spML} = \Delta F_{sp3} = -36\,000 \text{ [N]} \text{ ... maximální zatížení levého ložiska}$$

Tab. 10 - Potřebné hodnoty vybraného axiálního ložiska

Ložisko FAG 51120-TV			
Vnitřní průměr	d	[mm]	100
Vnější průměr	D	[mm]	135
Šířka	b	[mm]	25
Základní statická únosnost	C0	[kN]	270

$$s_0 = \frac{C_0}{\Delta F_{spMP}} = \frac{270\,000}{120\,000} = 2,25 [-] \dots \text{součinitel statické bezpečnosti}$$

$$s_0 \geq s_0D \rightarrow 2,25 > 1 \dots \text{vyhovuje}$$

4.5.2 Maximální zatížení pohybového šroubu

Jako první vypočítáme zatížení pohybového šroubu při obrábění pro jednotlivé operace obrábění. Vezmeme nižší z hodnot reakcí F_{1p} a F_{2p} a tu vynásobíme sinem úhlu $\alpha_M = 53^\circ$.

Dostaneme:

$$F_{s1} = F_{2p_1} * \sin(53) = 485\,675 * \sin(53) = 387\,900 [N]$$

$$F_{s2} = F_{2p_2} * \sin(53) = 1\,499\,000 * \sin(53) = 1\,198\,000 [N]$$

$$F_{s3} = F_{1p_3} * \sin(53) = 1\,382\,000 * \sin(53) = 1\,103\,000 [N]$$

$$F_{s4} = F_{1p_4} * \sin(53) = 754\,278 * \sin(53) = 602\,400 [N]$$

$$F_{s5} = F_{2p_5} * \sin(53) = 290\,787 * \sin(53) = 232\,200 [N]$$

$$F_{sMAX} = F_{s2} = 1\,198\,000 [N]$$

... maximální zatížení pohybového šroubu při obrábění (bez pohybu)

Jako druhý krok vypočítáme zatížení matice pohybového šroubu při obrábění pro jednotlivé operace obrábění. Vezmeme vyšší z hodnot reakcí F_{1p} a F_{2p} a tu vynásobíme sinem úhlu $\alpha_M = 53^\circ$.

Dostaneme:

$$F_{sm1} = F_{1p_1} * \sin(53) = 635\,932 * \sin(53) = 507\,900 [N]$$

$$F_{sm2} = F_{1p2} * \sin(53) = 1\,575\,000 * \sin(53) = 1\,258\,000 [N]$$

$$F_{sm3} = F_{2p3} * \sin(53) = 1\,427\,000 * \sin(53) = 1\,139\,000 [N]$$

$$F_{sm4} = F_{2p4} * \sin(53) = 799\,355 * \sin(53) = 638\,400 [N]$$

$$F_{sm5} = F_{1p5} * \sin(53) = 290\,787 * \sin(53) = 232\,200 [N]$$

$$F_{smMAX} = F_{S2} = \mathbf{1\,258\,000 [N]}$$

... maximální zatížení matice pohybového šroubu při obrábění (bez pohybu)

$$F_{P0} = \frac{F_{QoM}}{2 * \cos(53)} = \frac{1\,750\,000}{2 * \cos(53)} = \mathbf{1\,454\,000 [N]}$$

... maximální zatížení konzole při spouštění obrobku

$$F_{SM0} = F_{p0} * \sin(53) = 1\,454\,000 * \sin(53) = \mathbf{1\,161\,000 [N]}$$

... maximální zatížení šroubu a matice při spouštění obrobku

Tab. 11 - Pohybový šroub - Tr 100x12

Pohybový šroub – Tr 100x12			
Materiál šroubu a matice			15 241.4
Mez kluzu materiálu	900	[MPa]	R_p
Dovolený tlak v závitech bez pohybu	100	[MPa]	P_{dz}
Dovolený tlak v závitech při pohybu	50	[MPa]	P_{dzp}
Velký průměr závitu šroubu	100	[mm]	d
Střední průměr závitu šroubu	94	[mm]	d_2
Malý průměr závitu šroubu	87	[mm]	d_3
Malý průměr závitu matice	88	[mm]	D_1
Styková výška	12	[mm]	H
Součinitel tření	0,15	[-]	$f = tg(\varphi)$

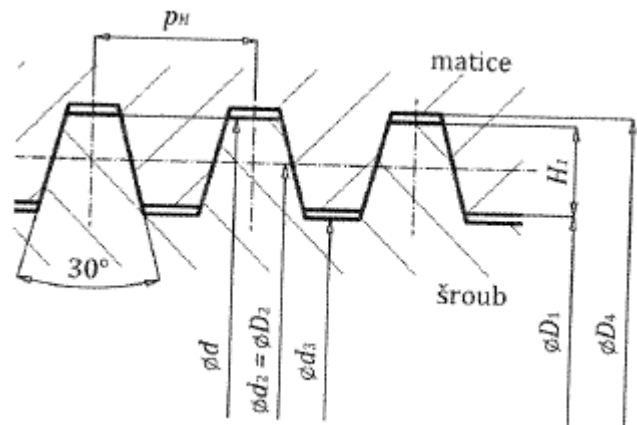
Účinnost šroubu s plošným dotykem

$$tg(\alpha) = \frac{p_h}{\pi * d_2} = \frac{12}{\pi * 94} = 0,040635$$

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

$$= \frac{0,040635}{tg(\arctg(0,040635) + \arctg(0,15))}$$

$$= \mathbf{0,2119}$$



Obr. 40 - Profil rovnoramenného lichoběžníkového závitu

Převod šroubu

$$i_{rs} = \frac{2 * \pi}{h} = \frac{2 * \pi}{12} = \mathbf{523,599} [m^{-1}]$$

Výpočet točivého momentu na šroubu při spouštění obrobku

Do výpočtu není nutné zahrnout vliv třecích sil ve vedení kozlíku (konzoly), protože třecí síla vznikne až při pohybu, zmenšuje sílu na šroubu a tím i točivý moment, tj. maximální moment je nutný pro uvedení konzoly do pohybu. Potom:

$$M_{rs} = 2 * F_{sMAX} * \frac{d_2}{2} * tg(\alpha - \varphi)$$

$$= 2 * 1\,198\,000 * \frac{94}{2} * tg(\arctg(0,040635) - \arctg(0,15)) = \mathbf{-11\,860} [Nm]$$

Při zvedání obrobku bude točivý moment pravděpodobně příliš velký, proto se zvedání obrobku bude provádět pomocí hydraulického lisu nebo jeřábu. Posuvového mechanismu bude využíváno pouze při spouštění obrobku.

Dále vypočítáme sílu na klíči. Délka utahovacího klíče je $l_K = 250$ mm. Dovolená síla na klíči je $F_{KD} = 150$ N.

$$F_K = \frac{|M_{rs}|}{l_K} = \frac{|-11\,860|}{250} = 47,459 [kN] > 150 [N] \dots \text{nevyhovuje}$$

Síla na klíči přesahuje přípustnou hodnotu 150 N, proto předpokládáme spouštění pomocí hydraulického zvedáku.

4.5.2.1 Kontrolní výpočet pohybového šroubu a matice

$$v_n = 0,5 * h = 0,5 * 12 = 6 [mm]$$

$$L_m = 2,5 * d = 2,5 * 100 = 250 [mm]$$

$$F_S = F_{SM0} = 1\,161\,000 [N]$$

Měrný tlak v závitech matice

$$p_{zp} = \frac{F_S * h}{0,75 * \pi * d_2 * v_n * L_m} = \frac{1\,161\,000 * 12}{0,75 * \pi * 94 * 6 * 250} = 41,942 [MPa] \leq p_{dzp}$$

Hodnota tlaku v závitech při pohybu vyhovuje.

$$s_{zp} = \frac{p_{dzp}}{p_{zp}} = \frac{50}{41,942} = 1,192 \dots \text{bezpečnost tlaku v závitech při pohybu}$$

$$p_z = \frac{F_{smMAX} * h}{0,75 * \pi * d_2 * v_n * L_m} = \frac{1\,258\,000 * 12}{0,75 * \pi * 94 * 6 * 250} = 45,439 [MPa] \leq p_{dz}$$

Hodnota tlaku v závitech bez pohybu vyhovuje.

$$s_z = \frac{p_{dz}}{p_z} = \frac{100}{45,439} = 2,202 \dots \text{bezpečnost tlaku v závitech bez pohybu}$$

Pohybový šroub je namáhán tlakem a krutem, další výpočty budou směřovat ke kontrole pohybového šroubu na tah a krut.

Tah ve šroubu při maximálním zatížení

$$\sigma_t = \frac{F_S}{S_j} = \frac{F_S}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} = \frac{1\,161\,000}{\frac{\pi * 87^2}{4}} = 195,3 [MPa]$$

Krut ve šroubu při maximálním zatížení

$$\tau_k = \frac{|M_{rs}|}{W_k} = \frac{|M_{rs}|}{\frac{\pi * d_3^3}{16}} = \frac{|-11\,860\,000|}{\frac{\pi * 87^3}{16}} = 91,764 [MPa]$$

Redukované napětí ve šroubu při maximálním zatížení

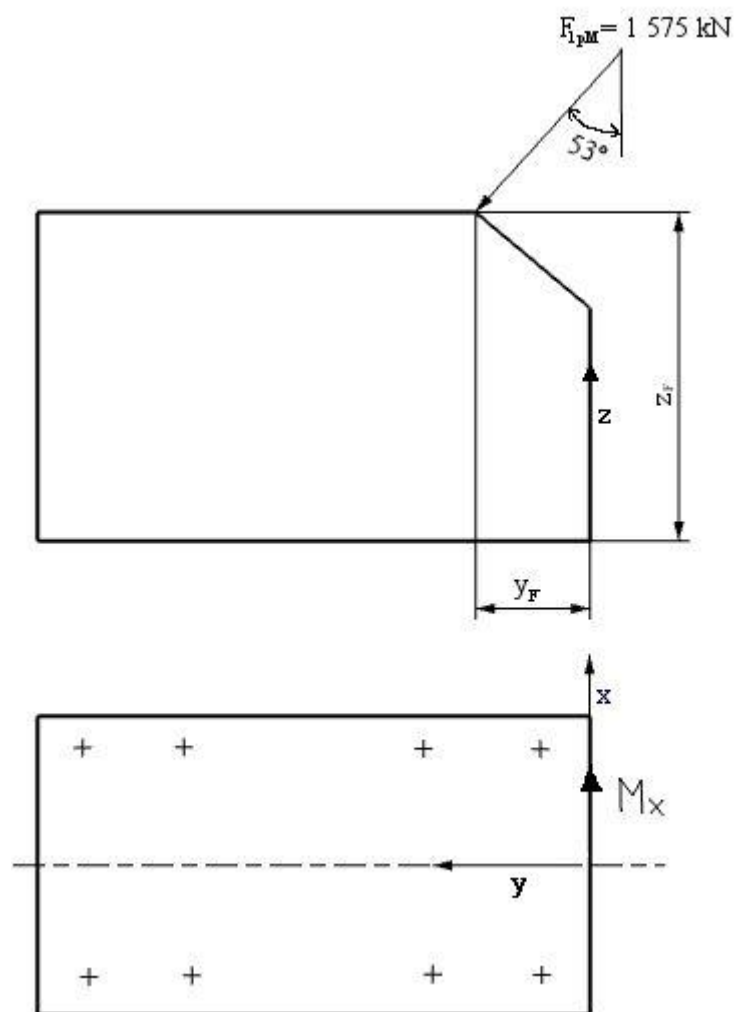
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 * \tau_k^2} = \sqrt{195,3^2 + 3 * 91,764^2} = 251,823 [MPa] \leq \sigma_{dov}$$

Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu:

$$S_1 = \frac{R_p}{\sigma_{red}} = \frac{900}{251,823} = 3,574$$

Z kontrolních výpočtů vyplývá, že návrh rozměrů a materiál pohybového šroubu byl zvolen dobře.

4.5.2.2 Zatížení spojovacích šroubů



Obr. 41 - Schéma konzole s nástavkem

Hodnoty maximálních zatížení konzol vezmeme z bodu 4.3.3.2.

$$F_{p2_1} = F_{1pM} = 1\,575\,000 \text{ [N]} \quad \dots \text{ maximální zatížení pinoly 1}$$

$$F_{p2_2} = F_{2pM} = 1\,499\,000 \text{ [N]} \quad \dots \text{ maximální zatížení pinoly 2}$$

$$\alpha_M = 53^\circ$$

$$y_F = 130 \text{ mm} \dots \text{ souřadnice síly ve směru } y$$

$z_F = 768 \text{ mm}$... souřadnice síly ve směru z

$$F_A = -F_{1pM} * \cos(\alpha_M) = -1\,575\,000 * \cos(53) = -947\,607 \text{ [N]}$$

... síla působící na spojení v ose šroubu

Pozn. Síla F_{1pM} je záporná z důvodu souřadnicového systému v programu KissSoft.

$r_F = (0 \ y_F \ z_F) = (0 \ 130 \ 768)$... vektor polohy síly

$F_p = (0 \ F_{1pM} * \sin(\alpha_M) \ F_A) = (0 \ 1\,257\,850 \ 947\,607)$... vektor síly

$$\vec{M}_p = \vec{r}_f \times \vec{F}_p \qquad M_p = \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1\,089\,000 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$M_x = -1\,089\,000 \text{ [Nm]}$... moment kolem osy x

Pokračování výpočtu v programu KissSoft v příloze 3.

Vstupní parametry pro výpočet v programu KissSoft

$F_{STAH} = 947\,607 \text{ [N]}$... maximální osová tíha – tah

$F_S = 10\,000 \text{ [N]}$... předepínací síla šroubu

$M_x = -1\,089\,000 \text{ [Nm]}$... moment kolem osy x

Vypočítané hodnoty v programu KissSoft

$M_{AFM \ min} = 2\,215,83 \text{ [Nm]}$... utahovací moment pro přesnost nastavení klíče 1,0

$M_{AFM \ max} = 3\,066,17 \text{ [Nm]}$... utahovací moment pro přesnost nastavení klíče 1,6

$$M_{AFM \ st\check{r}} = \frac{M_{AFM \ max} + M_{AFM \ min}}{2} = \frac{3\,066,17 + 2\,215,83}{2} = 2\,641 \text{ [Nm]}$$

... střední hodnota utahovacího momentu

Tab. 12 - Bezpečnost šroubového spojení

Bezpečnost šroubového spojení	Přesnost nastavení momentového klíče	
	1,0	1,6
Proti mezi kluzu	1,13	2,08
Proti tlaku	0,71	1,31

5 Závěr

Podvalek soustruhu již nějakou dobu patří k rozšířenému příslušenství hrotových soustruhů. Nový podvalek pro soustruh SR5 je lepší v několika ohledech. Původní konstrukce podvalku je typu volný podvalek, nové řešení typu středící podvalek. Výhodou středícího podvalku je ovládání z jedné přístupnější strany. Další výhodou nového řešení podvalku je snížení výšky hrotů. Snížení výšky hrotů sníží náklady na výrobu podvalku a zvýší dynamickou stabilitu stroje. To vše při zachování únosnosti podvalku a rozsahu upínání průměrů obrobku jako v původním řešení. Nová konstrukce podvalku je levnější než konstrukce původní, snížením nákladů se tedy sníží i cena stroje.

Použitá literatura

- [1] ŽENÍŠEK, J. a JENKUT, M. *Výrobní stroje a zařízení*. Praha : SNTL, 1986.
- [2] ŽENÍŠEK, J., a další, a další. *Teorie a konstrukce výrobních strojů II*. Praha : SNTL, 1988. 1.
- [3] ŠKODA MACHINE TOOL. [Online] [Citace: 15. 4 2015.] <http://www.skodamt.com>.
- [4] SKOČOVSKÝ, P. a PODRÁBSKÝ, T. *Grafitické liatiny*. Žilina : EDIS Žilinská univerzita, 2005.
- [5] CONTI. [Online] 1977. [Citace: 10. 6 2015.] <http://www.contigroup.it/Catalogo/Catalogo-CZ.pdf>.
- [6] HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra : obecné strojní části 1*. Praha : Computer Press, 1999.
- [7] HUDEC, Z. *Upínací prostředky rotačních součástí - opěry a koník - příklady. Učební text KOS*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2009.
- [8] KRÁTKÝ, J., KRÓNEROVÁ, E. a HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 2 - Základní složené převodové mechanismy*. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [9] KUBÍČEK, J. *Konstrukce a výpočty zařízení obráběcích strojů*. Plzeň : ZČU Plzeň, 1994. stránky 133 - 134.
- [10] PETER, E. J. *Steady rest 101 - When You Need One & What To Look For*. [PDF Dokument] Cincinnati : LNS America, 2012.
- [11] VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha : SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.

Seznam obrázků

Obr. 1 - Schéma hrotového soustruhu	11
Obr. 2. - Velký hrotový soustruh s třemi uzavřenými opěrami.....	11
Obr. 3. - Pevná kladková opěra	12
Obr. 4 - Pevná kladková opěra středního soustruhu.....	14
Obr. 5 - Pevná kluzná opěra velkého soustruhu	15
Obr. 6. - Výsuvné čelisti s opěrným stykem valivým a kluzným	15
Obr. 7. - Unášivá opěra velkého soustruhu	16
Obr. 8. - Zavřená opěra ve výkresovém pohledu	17
Obr. 9. - Opěra zavřená tvaru C	18
Obr. 10. - Hydrostatická opěra zavřená tvaru C (C2+1)	19
Obr. 11. - Řez hydrostatickou zavřenou opěrou tvaru C.....	19
Obr. 12. - Opěra zavřená tvaru C - středící	20

Obr. 13. - Podepření klikového hřídele středící opěrou tvaru C	20
Obr. 14. - Jednoduché schéma otevřené opěry.....	21
Obr. 15. - Otevřená opěra - podepření klikového hřídele [3].....	21
Obr. 16. - Klikový hřídel podepřený pulzačními opěrami	22
Obr. 17 - Podvalek firmy Richter Luntten	23
Obr. 18. - Podvalek s převislým koncem	23
Obr. 19. - Podvalek [ŠMT].....	24
Obr. 20. - Uložení valivých kladek podvalku	24
Obr. 21 - Soustruh SR5 v řezu	26
Obr. 22 - Schéma mechanismu v podvalku.....	26
Obr. 23 – Sestava soustruhu SR5	28
Obr. 24 - Sestava podvalku SR5 – původní řešení.....	30
Obr. 25 - Středění obrobku (posuv konzol) z jednoho místa (Soustruh SUN)	32
Obr. 26 - Podvalek s maximálním vysunutím konzol	33
Obr. 27 - Podvalek s nulovým vysunutím konzol	34
Obr. 28 - Rozsah podepíraných průměrů	34
Obr. 29 - Sestava kladky v rozstřelu	35
Obr. 30 - Sestava kladky v řezu	36
Obr. 31 - Návrh konzol	36
Obr. 32 - Redukované napětí dle HMM pro zatížení konzole v poloze 2	37
Obr. 33 - Posunutí konzole při zatížení v poloze 2	38
Obr. 34 - Převod pohybový šroub - pohybová matice	38
Obr. 35 - Schéma středění obrobku konstrukcí pohybového šroubu	39
Obr. 36 - Délkové rozměry pohybového šroubu Tr 100x12	39
Obr. 37 - Schéma jednostranného axiálního uložení.....	40
Obr. 38 - Axiální uložení pohybového šroubu u podvalku SR5	40
Obr. 39 - Polární souřadnice polohy reakcí F_{p1} a F_{p2}	43
Obr. 40 - Profil rovnoramenného lichoběžníkového závitu.....	52
Obr. 41 - Schéma konzole s nástavkem	54

Seznam tabulek

Tab. 1 - Technické parametry podvalku.....	25
Tab. 2 - Technické parametry stroje.....	29
Tab. 3 - Rozsah podepíraných průměrů	34
Tab. 4 - Zadané vstupní parametry.....	41
Tab. 5 - Koeficient tíhy obrobku.....	41
Tab. 6 - Koeficient obvodové složky řezné síly.....	41
Tab. 7 - Obvodové rychlosti kladky při různých operacích obrábění	43

Tab. 8 - Poměrná doba běhu klady.....	43
Tab. 9 - Zvolené hodnoty kladky a vypočítané hodnoty ložiska pro návrh kladky	46
Tab. 10 - Potřebné hodnoty vybraného axiálního ložiska	50
Tab. 11 - Pohybový šroub - Tr 100x12	51
Tab. 12 - Bezpečnost šroubového spojení.....	55

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Výpočet ložiska v pinole 1 v programu MITCalc

Příloha č. 2 – Výpočet ložiska v pinole 2 v programu MITCalc

Příloha č. 3 – Výpočet spojovacích šroubů v programu KissSoft

Příloha č. 4 – Výkres hřídele kladky

KKS – BP – 00 – 02 – 05

Příloha č. 5 – Výkres sestavy podvalku

KKS – BP – 00 – 01 – 00

Příloha č. 6 – CD s bakalářskou prací a CAD daty podvalku

PŘÍLOHA č. 1

Výpočet ložiska v pinole 1 v programu MITCalc



Valivá ložiska INA/FAG

- i Zkontrolujte rádek: 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	57,0	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	587134,1	[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)

1.19 Součinitel f_k 1,1 - 1,3 1,20

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel f_d 1 - 1,2 1,10

1.22 Od řemenových převodů

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel f_b 1,9 - 2,5 2,20

2.0 Volba rozměrů ložiska

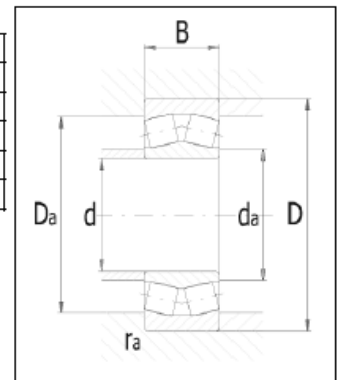
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
110	140,0	300,0	102,0	1460000	1630000	1700	2200	22328-E1

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	1460000	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	587134,1	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	6091	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	1630000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	587134,1	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,78	
2.9 Dovolené radiální zatížení	F _{rmax}	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	F _a max	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	2200	[/min]
2.13 Zbrátový výkon	NR	441,58	[W]
2.14 Váha ložiska	g	35,1	[kg]

d	140
D	300
B	102
ramax	3
Damax	283
damin	157



3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	v_1	106	[mm ² /s]
3.3 Provozní viskozita	v	249,0	[mm ² /s]
3.4 Viskozní poměr	κ	2,35	

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	132000	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %	
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění	
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30 <input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a_1/a_{23}	1	0,42
3.13 Modifikovaná trvanlivost	L _{mh}	2558	[h]

3.5 Požadované minimální zatížení

3.6 Minimální radiální zatížení	F _{rmin}	-	[N]
---------------------------------	-------------------	---	-----

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 150	<input checked="" type="checkbox"/>
4.5 Referenční viskozita	v_{40}	1500,0	[mm ² /s]
4.6 Provozní viskozita	v	249	[mm ² /s]
4.7 Jiná maziva			
4.8 Teplota		40,0	100,0 [°C]

4.11 Mazání ložiska

4.12 Způsob mazání		Mazání tukem	
4.13 Zbrátový výkon	NR	451,54	[W]
4.14 Požadovaný průtok oleje	v	-	[l/min]
4.15 Domazávací období	t _f	1450	[h]
4.16 Výpočet dovolených otáček			
4.17 Referenční otáčky	nr	1700	[/min]
4.18 Rozdíl teplot ložiska a okolí	Δ_A	50,0	[°C]

4.9 Viskozita

100,0	11,3
-------	------

 [mm²/s]
4.10 Provozní viskozita ν

27,4

 [mm²/s]

4.19 Rozdíl teploty oleje (vstup/výstup) Δt_c

5,0

 [°C]
4.20 Průtok oleje v

0,100

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

194

 [1/min]

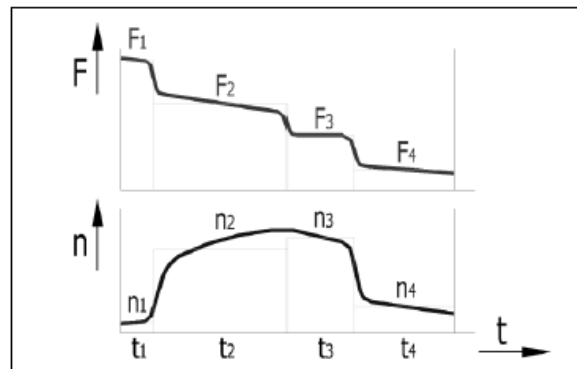
5.0 Proměnlivé zatížení ložiska

5.1 Počet různých podmínek zatížení

5

5.2 Tabulka zatížení

i	F _{ri} [N]	F _{ai} [N]	n _i [1/min]	t _i /t [%]
1	317966,0	0,0	38,0	25,0
2	787291,0	0,0	38,0	25,0
3	690774,0	0,0	76,0	20,0
4	377139,0	0,0	76,0	25,0
5	145394,0	0,0	76,0	5,0
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				



5.3 Střední zatížení

5.4 Otáčky n

57

 [1/min]
5.5 Radiální zatížení F_r

587134,1

 [N]
5.6 Axiální zatížení F_a

0

 [N]
5.7 Přenos zatížení do hlavního výpočtu

6.0 Výpočet ložisek s kosohlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 2

Výpočet ložiska v pinole 2 v programu MITCalc

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...)	1.3 Provedení ložiska	1.4
1.2 Typ ložiska		1.5	1.6
FAG : Soudečková ložiska s válcovou dírou		1.15 Přidavné dynamické síly	
1.7 Zatížení ložiska		1.16 <input type="radio"/> Žádné	
1.8 Otáčky	n 57,0 [1/min]	1.17 <input type="radio"/> Od ozubených převodů	
1.9 Radiální zatížení	Fr 585123,8 [N]	1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02)	
1.10 Axiální zatížení	Fa 0,0 [N]	1.19 Součinitel f_k 1,1 - 1,3 1,20	<input checked="" type="checkbox"/>
1.11 Součinitel přidavných dynamických sil	1	1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory	
1.12 Požadované parametry ložiska		1.21 Součinitel f_d 1 - 1,2 1,10	<input checked="" type="checkbox"/>
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh 4000 [h]	1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů	
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0 2,00	1.23 Klínové řemeny	
		1.24 Součinitel f_b 1,9 - 2,5 2,20	<input checked="" type="checkbox"/>

2.0 Volba rozměrů ložiska

2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
110	140,0	300,0	102,0	1460000	1630000	1700	2200	22328-E1

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	1460000	[N]	d	140
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	585123,8	[N]	D	300
2.5 Základní trvanlivost	L10h	6161	[h]	B	102
2.6 Základní statická únosnost	C0	1630000	[N]	ramax	3
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	585123,8	[N]	Damax	283
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,79		damin	157
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]		
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]		
2.11 Referenční otáčky	nr	1700	[1/min]		
2.12 Mezní otáčky	nmax	2200	[1/min]		
2.13 Ztrátový výkon	NR	440,07	[W]		
2.14 Váha ložiska	g	35,1	[kg]		

3.0 Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva		3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti	
3.2 Vztažná viskozita v_1	106 [mm ² /s]	3.8 Mezní únavové zatížení	Pu 132000 [N]
3.3 Provozní viskozita v	249,0 [mm ² /s]	3.9 Požadovaná spolehlivost	90 %
3.4 Viskozní poměr κ	2,35	3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění
3.5 Požadované minimální zatížení		3.11 Součinitel úrovně znečištění η	0,4 - 0,2 0,30
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin - [N]	3.12 Součinitel trvanlivosti a_1/a_2	1 0,42
		3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh 2588 [h]

Kapitola doplňků

4.0 Pomocné výpočty

4.1 Výpočet provozní viskozity		4.11 Mazání ložiska	
4.2 Provozní teplota T	70,0 [°C]	4.12 Způsob mazání	Mazání tukem
4.3 Minerální oleje		4.13 Ztrátový výkon	NR 449,54 [W]
4.4 Viskozitní stupeň ISO	ISO VG 150 <input checked="" type="checkbox"/>	4.14 Požadovaný průtok oleje	v - [1/min]
4.5 Referenční viskozita v_{40}	1500,0 [mm ² /s]	4.15 Domazávací období	tf 1450 [h]
4.6 Provozní viskozita v	249 [mm ² /s]	4.16 Výpočet dovolených otáček	
4.7 Jiná maziva		4.17 Referenční otáčky	nr 1700 [1/min]
4.8 Teplota	40,0 100,0 [°C]	4.18 Rozdíl teplot ložiska a okolí	Δ_a 50,0 [°C]

4.9	Viskozita	100,0	11,3	[mm ² /s]
4.10	Provozní viskozita	v	27,4	[mm ² /s]

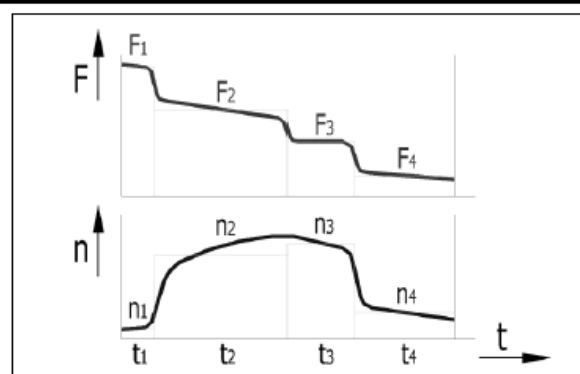
4.19	Rozdíl teploty oleje (vstup/výstup)	Δt	5,0	[°C]
4.20	Průtok oleje	v	0,100	[l/min]
4.21	Dovolené otáčky	nperm	195	[/min]

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	242833,0	0,0	38,0	25,0
2	749727,0	0,0	38,0	25,0
3	713312,0	0,0	76,0	20,0
4	399678,0	0,0	76,0	25,0
5	145394,0	0,0	76,0	5,0
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				



5.3 Střední zatížení

5.4	Otáčky	n	57	[/min]
5.5	Radiální zatížení	Fr	585123,8	[N]
5.6	Axiální zatížení	Fa	0	[N]
5.7	Přenos zatížení do hlavního výpočtu			

6.0 Výpočet ložisek s kosohlým stykem

7.0 Grafický výstup, CAD systémy

PŘÍLOHA č. 3

Výpočet spojovacích šroubů v programu KissSoft



KISSsoft Release 03/2014 E

KISSsoft academic license for Uni Pilsen

File

Name : podvalek
Changed by: jrihout on: 23.06.2015 at: 18:55:43

Bolt calculation according to VDI 2230:2003

INPUTS:

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

The forces are calculated under the assumption of rigid plates.

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

Calculation using assembly temperature

Assembly temperature (°C)	[TM]	20.00
Thread standard	Standard thread	
Label	M42	
Pitch (mm)	[P]	4.50
Flank angle (°)	[beta]	60.00
Reference diameter (mm)	[d]	42.00
Flank diameter (mm)	[d2]	39.08
Core diameter (mm)	[d3]	36.48
Minor diameter inner thread (mm)	[D1]	37.13
Flank diameter inner thread (mm)	[D2]	39.08
Nominal cross section of thread (mm ²)	[AN]	1385.44
Core cross section of the thread (mm ²)	[Ad3]	1045.15
Thread manufacturing	Final heat treated	
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Axial force at flange (N)	[FaU/FaO]	-947607.00 / -947607.00
Shearing force at flange (N)	[Fqx]	0.00
Shearing force at flange (N)	[Fqy]	0.00
Torque at flange (Nm)	[Mt]	0.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbxU/MbxO]	-1089000.00 / -1089000.00
Bending moment at flange (Nm)	[MbyU/MbyO]	0.00 / 0.00
Required clamping force for sealing (N)	[Fd]	10000.00
Coefficient of friction between parts	[my]	0.100
Number of screws	[n]	8
Chosen screw	[no.]	1
Axial force at single screw (N)	[FAU/FAO]	344867.39 / 344867.39
Required clamping force:		
For shearing force transmission (N)	[KerfN]	0.00
For sealing (N)	[KerfD]	10000.00

Load on single screws

No.	X [mm]	Y [mm]	Factor	Fa1 [N]	Fa2 [N]	Fkerf [N]
1	300.00	120.00	1.00	344867.39	344867.39	0.00



2	300.00	240.00	1.00	149786.01	149786.01	0.00
3	300.00	570.00	1.00	-386687.76	-386687.76	0.00
4	300.00	690.00	1.00	-581769.14	-581769.14	0.00
5	-300.00	120.00	1.00	344867.39	344867.39	0.00
6	-300.00	240.00	1.00	149786.01	149786.01	0.00
7	-300.00	570.00	1.00	-386687.76	-386687.76	0.00
8	-300.00	690.00	1.00	-581769.14	-581769.14	0.00

Center point for	no load	maximum load	minimum load
sx	0.000	0.000	0.000
sy	405.000	405.000	405.000

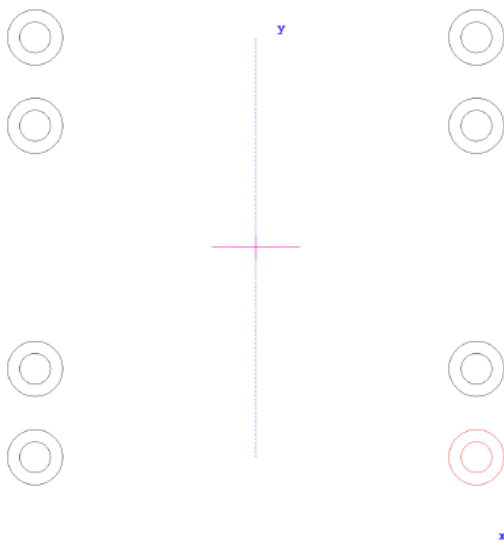


Figure: Bolt positions

Tightening technique:	Dynamometric key (with guess of coefficient of friction)	
Tightening factor	[alphaA]	1.60
Minim. tightening factor (scattering coef. of friction)	[alphamin]	1.00
Load application factor	[n]	0.70
Bolting type: SV	1	
Length of connected solid (mm)	[lA]	0.00
Distance of connected solid (mm)	[ak]	0.00
Force application height (mm)	[lk]	63.00
Coef. of friction in thread	[myG]	0.100/0.100
Coef. of friction at head support	[myK]	0.100/0.100
Bolt type:	Hexagon head screw without shank (A B) DIN EN ISO 4017:2001	
Reference diameter (mm)	[d]	42.00
Bolt length (mm)	[l]	130.00
Shank diameter (mm)	[d1]	42.00
Shank length (mm)	[l1]	13.50



Thread length (mm)	[b]	116.50
Outer diameter of head support (mm)	[dw]	59.95
Inner diameter of head support (mm)	[da]	45.60
Surface roughness (tip support) (µm)	[Rz]	16.00
Stressed cross section of screw (mm ²)	[As]	1120.91
Height of bolt head (mm)	[k]	26.00
Free thread length (mm)	[l3]	76.50
Width across flats (mm)	[s]	65.00
Reduction coefficient	[ktau]	0.50
Strength class		12.9
Tensile strength (N/mm ²)	[Rm]	1220
Yield point (N/mm ²)	[Rp0.2]	1100
Maximum yield point (N/mm ²)	[Rp,max]	1100
Young's modulus screw (N/mm ²)	[ES]	205000.00
Clamped parts:	Plates	
Number of parts	[iP]	1
Part	A	
Material	C45 (1)	
Depth of Layer (mm)	[hi]	90.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Permissible surface pressure (N/mm ²)	[pG]	630.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00
Thread with pocket hole		
Clamping length (mm)	[lk]	90.00
Through hole standard	ISO 273:1979 (DIN 273) fine	
Diameter through hole (mm)	[dh]	43.00
Chamfer at head (mm)	[cK]	0.00
No washer below screw head		
Blind hole		
Material	C45 (1)	
Counter bore depth (mm)	[ts]	0.00
Young's modulus (N/mm ²)	[Ep]	206000.00
Surface roughness (µm)	[Rz]	16.00

RESULTS:

Virtual outer diameter of base body:

Diameter (mm)	[DA']	156.98
Diameter (mm)	[DA]	156.98
Diameter limit (mm)	[DA.Gr]	156.98
Cone angle (°)	[phi]	28.33
Ductility of flange (mm/N)	[deltaP]	8.277878e-008
Ductility of screw (mm/N)	[deltaS]	6.250999e-007
Load factor for centric load introduction	[phin]	0.0819
Amount of embedding (mm)	[fz]	0.0100
Preload loss (N)	[Fz]	14126.71
required assembly preload:		



-minimum (N)	[FMmin]	340764.14
-maximum (N)	[FMmax]	545222.62
Pretension force according table (N)	[FMtab]	1030000.00
Screw force at yield point (N)	[FM0.2]	1230000.00
attained assembly preload:		
-maximum (N)	[FM]	1027175.91
(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Pretension force (N)	[FV]	1013049.20
Additional bolt load (N)	[FSA]	28229.97
Additional plate load (N)	[FPA]	316637.42
Fatigue load (N/mm ²)	[sigma]	0.00
Screw extension at FMmin (mm)	[fSmin]	0.21301
at FMmax (mm)	[fSmax]	0.34082
at FM (mm)	[fS]	0.64209
Part extension at FMmin (mm)	[fTmin]	0.02821
at FMmax (mm)	[fTmax]	0.04513
at FM (mm)	[fT]	0.08503

Calculation with maximum attained pretension force:

(utilization of yield strength (%))	[%Re]	90.00)
Mounting-Pretensionforce (N)	[FM]	1027175.91
Pretension force (N)	[FV]	1013049.20
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	301220.81
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M]	990.00
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B]	974.12
Tightening torque (Nm)	[MA]	5776.53
Loose torque (Nm)	[ML]	4226.63
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK]	887.20

Calculation with the minimum required assembly preload, tightening factor:

1.00

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmin]	340764.14
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmin]	328.43
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmin]	339.46
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmin]	1916.36
Loose torque (Nm)	[ML_FMmin]	1362.79
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmin]	310.18

Calculation with the maximum required assembly preload with tightening factor:

1.60

Mounting-Pretensionforce (N)	[FMmax]	545222.62
Additional clamping force (reserve) (N)	[FKres]	301220.81
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.M_FMmax]	525.49
Equivalent stress (N/mm ²)	[sigmared.B_FMmax]	528.49
Tightening torque (Nm)	[MA_FMmax]	3066.17
Loose torque (Nm)	[ML_FMmax]	2215.83
Surface pressure (below screw head) (N/mm ²)	[pK_FMmax]	482.06

Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Mzul]	990
Permissible equivalent stress (N/mm ²)	[sigma.Bzul]	1100
Support area (below screw head) (mm ²)	[ApK]	1189.60
Permissible surface pressure		



(below screw head) (N/mm²) [pKzul] 630

SUMMARY:

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

Safety against yield point	[SF]	2.08
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	1.31

Calculation with maximum attained pretension force:

Safety against yield point	[SF]	1.13
Safety against fatigue	[SD]	1000.00
Safety against pressure	[SP]	0.71

Force [N]

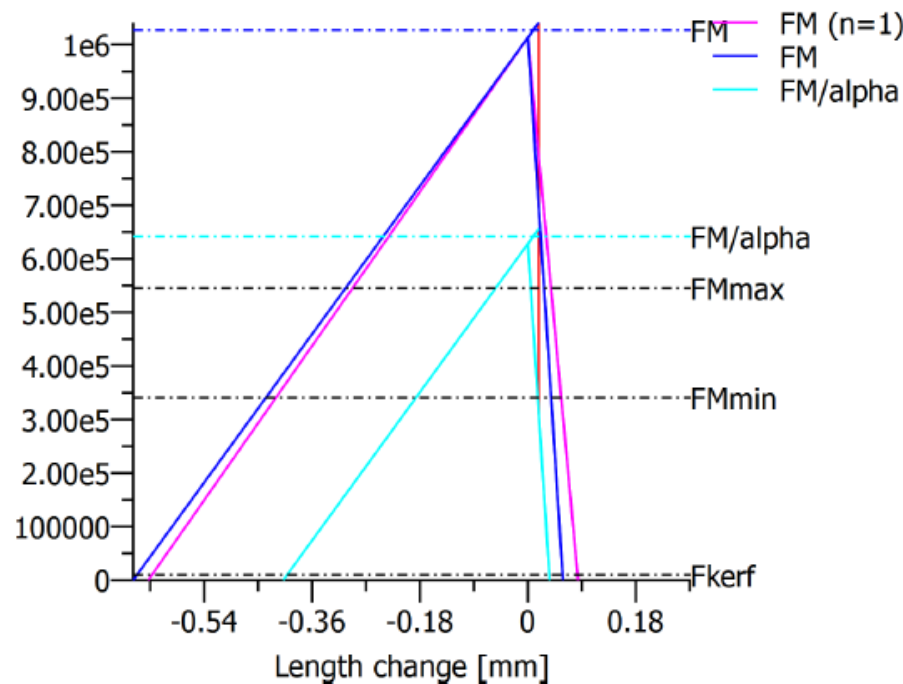
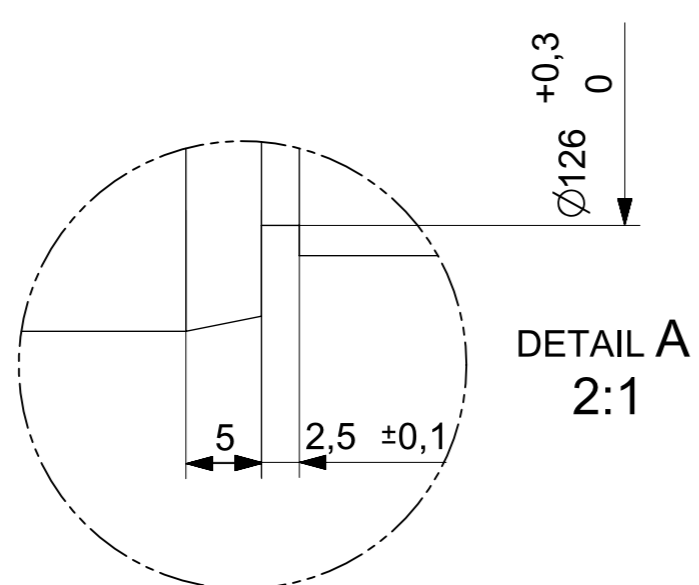
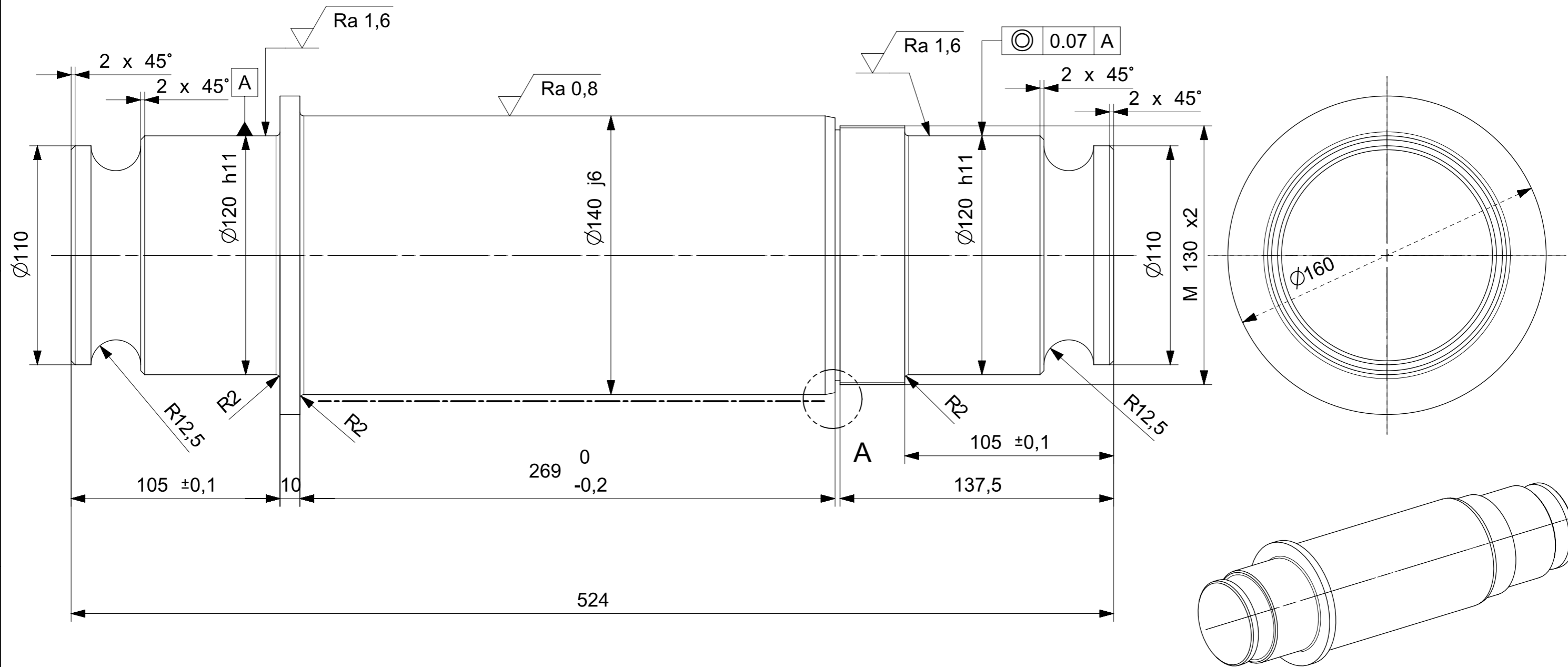


Figure: Display of restraint-diagram

Remarks:

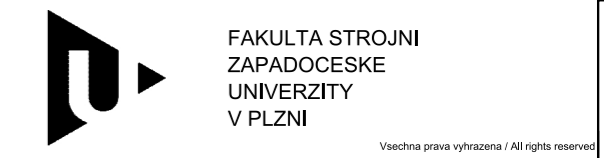
- The safeties (SF, SD, SP) are calculated according to VDI2230.
- Calculating safeties with the maximal assembly preload (FMmax).
- Safety against sliding $[SG = FKR / FKerf]$ is calculated with:
FKR: with FM / α , $FKerf = KerfN + KerfD$
- The calculation of the normal values for 90% usage (Preload and tightening torque) follows the corresponding equation according VDI 2230. These values correspond with the values in the tables in the VDI Standard. Small differences may however occur..
- Total required clamping force according to (R2/4): $F.Kerf = Maxi(F.KerfA + F.KerfD, F.KerfN)$



Ra 3,2 ()

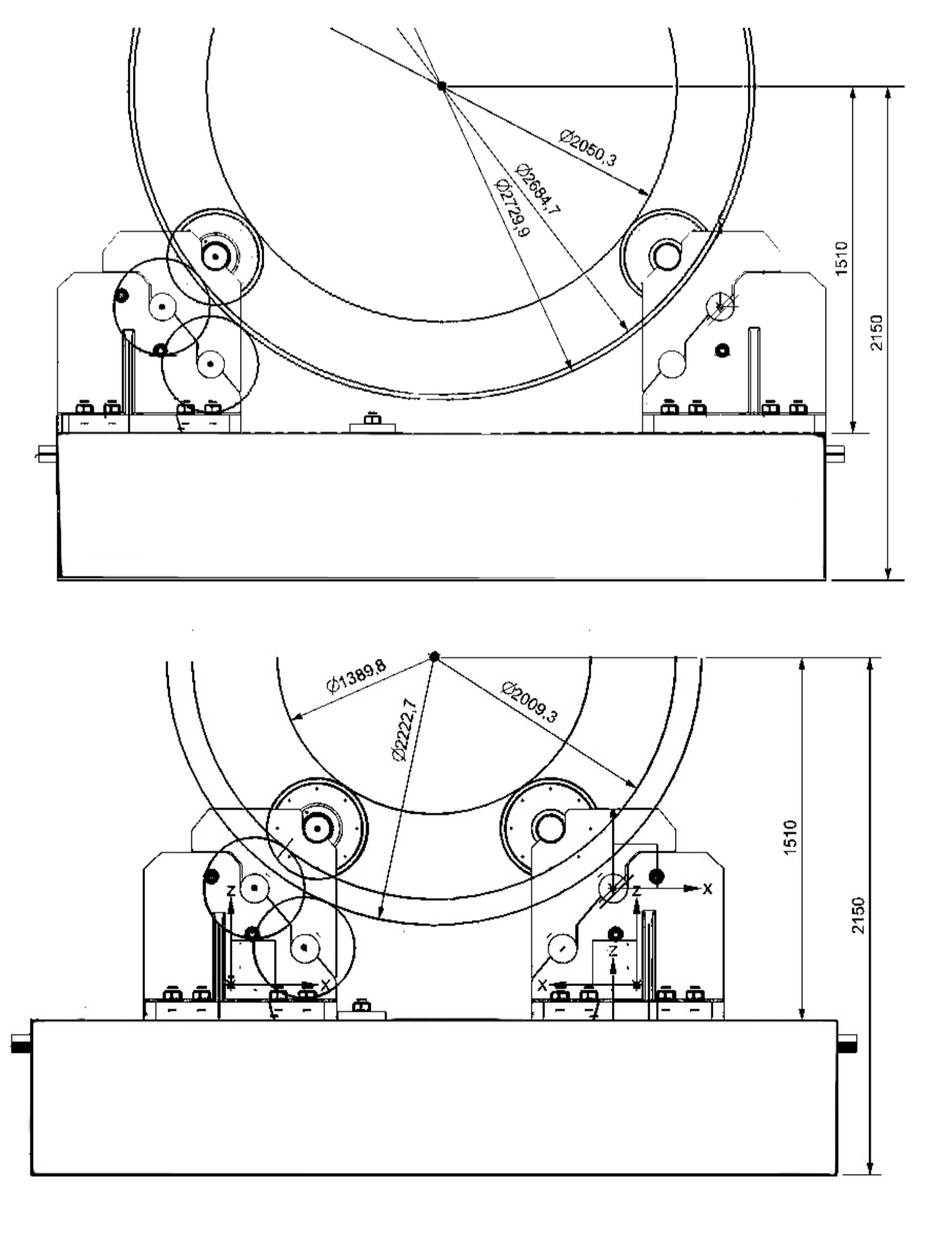
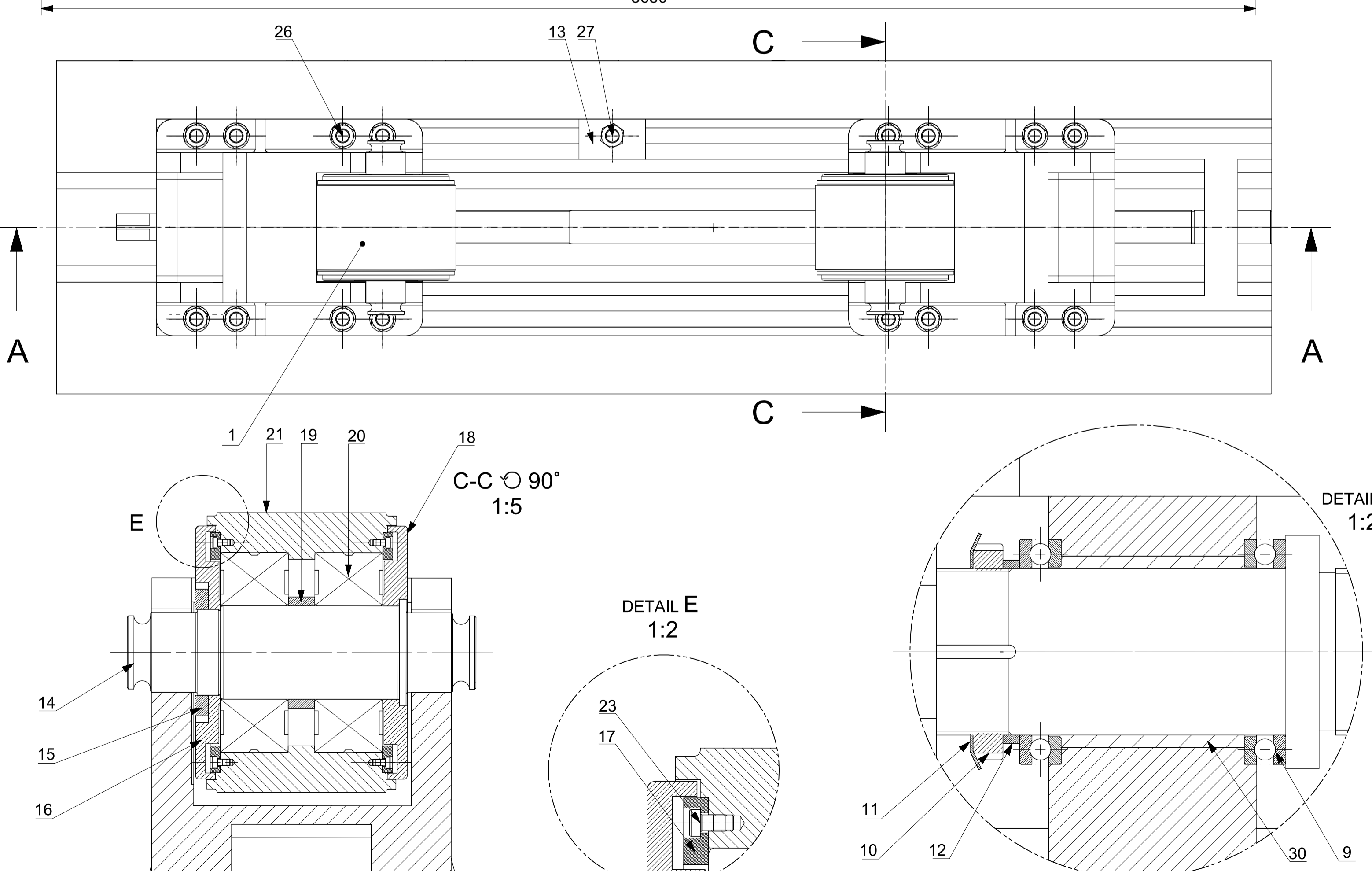
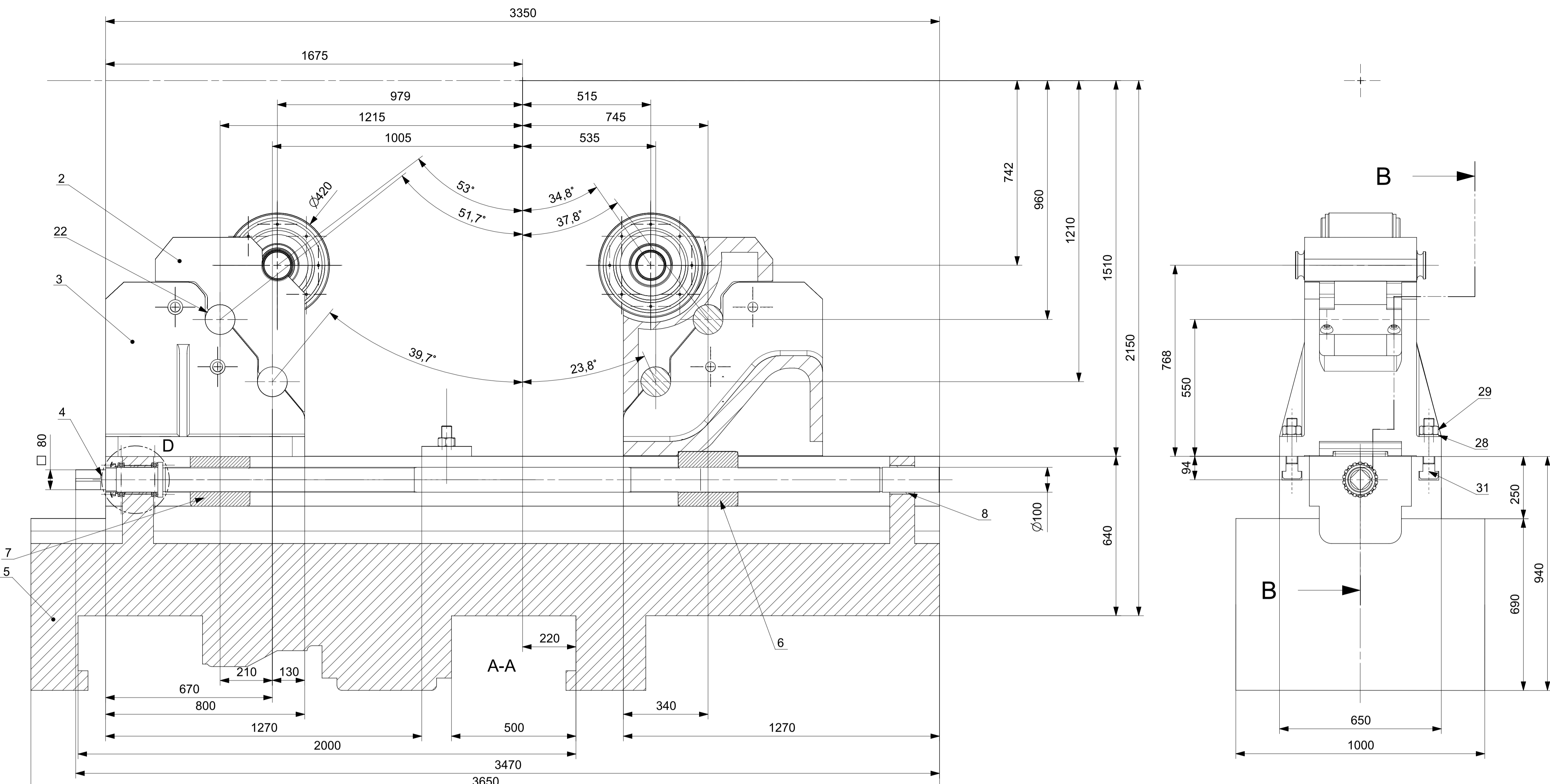
----- KALENO NA HRC 60 ± 2 A CEMENTOVÁNO DO HLOUBKY 2 MM

	Ø 170x540	ČSN 42 5510	12 023				KKS - BP - 00 - 02 - 00	1
Pocet ks.	Nazev - rozmer	Polotovary	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Cislo vykresu sestavy	Poz.
Quant.	Title - size	Blank	Material	C.W.	Weight	R. weight	Assembly drawing no.	Pos.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name						
Kreslil / Drawn by	4.6.2015	ŘIHOUT Jakub						
Prezkoušel / Checked by								
Schválil / Approved by								
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
	Tolerance / Tolerovani	Soubor-model / ASM-file		Projekt / Project:		Meritko / Scale		
ISO 128	ISO 8015 ISO 2768mK	ZCU_A3_Hridel		ZCU_A3_Hridel		1:2		
Nazev / Title			Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.		Format		
Hřidel				KKS - BP - 00 - 02 - 05		A3		
				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets	1	



FAKULTA STROJNI
 ZAPADOCESTE
 UNIVERZITY
 V PLZNI

Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved



UNOSNOST PODVALKU: 1 750 kN

Poz.	Název - rozměr	Polotovár	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Celá výkresu	Pocet ks.
31	Matice do T-drážky T48/M42	ČSN 02 1529	-	-	-	-	-	17
30	Kluzné pouzdro	SKF PWM 100115110	-	-	2,09	-	-	1
29	Podložka 42	ČSN 02 1702.10	-	-	-	-	-	17
28	Matice M42	ČSN 02 1401.40	-	-	-	-	-	17
27	Šroub M42x150	ČSN 02 1174.10	-	-	-	-	-	1
26	Šroub M42x180	ČSN 02 1174.10	-	-	-	-	-	16
25	Šroub M36x70	ČSN 02 1143.52	-	-	-	-	-	4
24	Šroub M30x100	ČSN 02 1143.52	-	-	-	-	-	8
23	Šroub M10x20	ČSN 02 1143.52	-	-	-	-	-	32
22	Čep Ø120x450	ČSN 02 5510	11 500	-	37,6	-	KKS - BP - 00 - 02 - 07	4
21	Válec	Odlitek ČSN 42 2425	-	-	139	-	KKS - BP - 00 - 02 - 06	2
20	Ložisko 22328-E1	ČSN 02 4805	-	-	36,5	-	-	4
19	Kroužek	TR Ø160x15 ČSN 42 7510	11 353	-	2	-	KKS - BP - 00 - 02 - 04	2
18	Víko levé	Odlitek ČSN 42 2735	-	-	21,4	-	KKS - BP - 00 - 02 - 03	2
17	Nákržek	TR Ø80x40 ČSN 42 7510	11 353	-	3,12	-	KKS - BP - 00 - 02 - 02	4
16	Víko pravé	Odlitek ČSN 42 2735	-	-	18,5	-	KKS - BP - 00 - 02 - 01	2
15	Matice kulatá	ČSN 01 4050	-	-	-	-	-	2
14	Hřídel	ČSN 42 5510	12 023	-	53,9	-	KKS - BP - 00 - 02 - 05	2
13	Zarážka	Ø80x40x200	11 533	-	4,64	-	KKS - BP - 00 - 01 - 07	1
12	Kroužek L=10	TR Ø110x5 ČSN 42 7510	11 353	-	0,12	-	-	1
11	Podložka MB20	ČSN 02 3640	-	-	-	-	-	1
10	Matice KM20	ČSN 02 3630	-	-	-	-	-	1
9	Ložisko 51120	ČSN 02 4730	-	-	-	-	-	2
8	Kluzné pouzdro	SKF PWM 100115100	-	-	1,98	-	-	1
7	Matice trapézová - levá	Ø220x450	15 241.4	-	77,9	-	KKS - BP - 00 - 01 - 06	1
6	Matice trapézová - pravá	Ø220x450	15 241.4	-	77,9	-	KKS - BP - 00 - 01 - 05	1
5	Saně	Odlitek ČSN 42 2425	-	-	10 918	-	KKS - BP - 00 - 01 - 04	1
4	Pohybový šroub	Ø100 ČSN 42 6210.12	15 241.4	-	211	-	KKS - BP - 00 - 01 - 03	1
3	Kozlík	Odlitek ČSN 42 2435	-	-	672	-	KKS - BP - 00 - 01 - 02	2
2	Nástavek	Odlitek ČSN 42 2435	-	-	376	-	KKS - BP - 00 - 01 - 01	2
1	Sestava kladky	-	-	-	518	-	KKS - BP - 00 - 02 - 00	2

Pos.	Název - rozměr	Polotovár	Material	T.O.	C.hmot.	Hr.hmot.	Celá výkresu	Pocet ks.
31	Matice do T-drážky T48/M42	ČSN 02 1529	-	-	-	-	-	17
30	Kluzné pouzdro	SKF PWM 100115110	-	-	2,09	-	-	1
29	Podložka 42	ČSN 02 1702.10	-	-	-	-	-	17
28	Matice M42	ČSN 02 1401.40	-	-	-	-	-	17
27	Šroub M42x150	ČSN 02 1174.10	-	-	-	-	-	1
26	Šroub M42x180	ČSN 02 1174.10	-	-	-	-	-	16
25	Šroub M36x70	ČSN 02 1143.52	-	-	-	-	-	4
24	Šroub M30x100	ČSN 02 1143.52	-	-	-	-	-	8
23	Šroub M10x20	ČSN 02 1143.52	-	-	-	-	-	32
22	Čep Ø120x450	ČSN 02 5510	11 500	-	37,6	-	KKS - BP - 00 - 02 - 07	4
21	Válec	Odlitek ČSN 42 2425	-	-	139	-	KKS - BP - 00 - 02 - 06	2
20	Ložisko 22328-E1	ČSN 02 4805	-	-	36,5	-	-	4
19	Kroužek	TR Ø160x15 ČSN 42 7510	11 353	-	2	-	KKS - BP - 00 - 02 - 04	2
18	Víko levé	Odlitek ČSN 42 2735	-	-	21,4	-	KKS - BP - 00 - 02 - 03	2
17	Nákržek	TR Ø80x40 ČSN 42 7510	11 353	-	3,12	-	KKS - BP - 00 - 02 - 02	4
16	Víko pravé	Odlitek ČSN 42 2735	-	-	18,5	-	KKS - BP - 00 - 02 - 01	2
15	Matice kulatá	ČSN 01 4050	-	-	-	-	-	2
14	Hřídel	ČSN 42 5510	12 023	-	53,9	-	KKS - BP - 00 - 02 - 05	2
13	Zarážka	Ø80x40x200	11 533	-	4,64	-	KKS - BP - 00 - 01 - 07	1
12	Kroužek L=10	TR Ø110x5 ČSN 42 7510	11 353	-	0,12	-	-	1
11	Podložka MB20	ČSN 02 3640	-	-	-	-	-	1
10	Matice KM20	ČSN 02 3630	-	-	-	-	-	1
9	Ložisko 51120	ČSN 02 4730	-	-	-	-	-	2
8	Kluzné pouzdro	SKF PWM 100115100	-	-	1,98	-	-	1
7	Matice trapézová - levá	Ø220x450	15 241.4	-	77,9	-	KKS - BP - 00 - 01 - 06	1
6	Matice trapézová - pravá	Ø220x450	15 241.4	-	77,9	-	KKS - BP - 00 - 01 - 05	1
5	Saně	Odlitek ČSN 42 2425	-	-	10 918	-	KKS - BP - 00 - 01 - 04	1
4	Pohybový šroub	Ø100 ČSN 42 6210.12	15 241.4	-	211	-	KKS - BP - 00 - 01 - 03	1
3	Kozlík	Odlitek ČSN 42 2435	-	-	672	-	KKS - BP - 00 - 01 - 02	2
2	Nástavek	Odlitek ČSN 42 2435	-	-	376	-	KKS - BP - 00 - 01 - 01	2
1	Sestava kladky	-	-	-	518	-	KKS - BP - 00 - 02 - 00	2

Krešil / Drawn by	10.6.2015	Jméno / Name	ŘHOUT Jakub		FAKULTA STROJNÍ ZAPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI Všechna práva vyhrazena / All rights reserved
Projekční / Checked by					
Schválil / Approved by					
Index změny	Popis změny / change description	Schvál. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznámka / Note
Tolerance / Tolerování	ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-název / ASMMfile	ZCU_A1_ASM_Podvalek	Projekt / Project	Bakalářská práce
Název / Title	Podvalek soustruhu SR5	Číslo výkresu / Drawing No.	01 - 00	Metrika / Scale	1:10
		C.hmot./Weight	14 459 kg	Pocet výkresu / sheets	1
		Rev.	1	Pocet listů / sheets	1