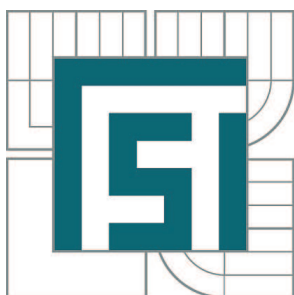


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁHRADA VELKÉHO PRŮMĚROVÉHO LOŽISKA ULOŽENÍ DESKY STOLU U SVISLÉHO SOUSTRUHU

REPLACEMENT OF BIG DIAMETRAL BEARING AT MOUNTING OF VERTICALLY LATHE TABLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAROSLAV SKLENÁŘ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. JIŘÍ MAREK, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaroslav Sklenář

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Náhrada velkého průměrového ložiska uložení desky stolu u svislého soustruhu

v anglickém jazyce:

Replacement of big diametral bearing at mounting of vertically lathe table

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte možnou náhradu velkopřůměrového ložiska, které v současné době slouží k uložení desky stolu u svislých soustruhů z produkce TOSHULIN, a.s..

Uložení by mělo vykazovat lepší technicko ekonomické vlastnosti jako jejich současné provedení zejména pokud se týká dodací lhůty a ceny. Uložení musí být vytvořeno stavebnicově pro stroje o velikosti 12,16,20,25,30,40 a pro typy svislých soustruhů SKIQ,POWERTURN,SKA.

Cíle diplomové práce:

Vypracujte:

1. Technickou zprávu
2. Popis současného stavu
3. Rozbor a popis vlivů které působí na uložení desky stolu
4. Metodiku návrhu a montáže vámi navrhovaného uložení
5. Stavebnicovou soustavu uložení pro velikosti 12,16,20,25,30,40 a stroje SKIQ,SKA a POWERTURN
6. Nejméně tři ideové návrhy (pokud existují) a výběr optimální varianty na základě technicko ekonomického hodnocení
7. Sestavní výkres vybrané varianty
8. Detailní výrobní vybraného prvku rámu

Seznam odborné literatury:

[1] firemní literatura TOSHULIN,a.s.

[2] Breník,P.,Píč,J. Obráběcí stroje – konstrukce a výpočty. TP 59, Praha 1982, SNTL, s.573.

[3] Marek, J. Konstrukce CNC obráběcích strojů, speciální vydání MMPublishing, Praha 2006, s.282, ISSN 1212-2572

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jiří Marek, Dr.

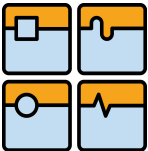
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

V této diplomové práci se zabývám uložením upínací desky svislého soustruhu z produkce TOSHULIN, a.s. Úkolem je navrhnout takové uložení upínací desky, které by nahradilo stávající řešení uložení křížovým ložiskem s lepšími technicko-ekonomickými parametry. Diplomová práce obsahuje analýzu několika vytipovaných druhů uložení upínací desky z několika hledisek s následným vyhodnocením. Po zhodnocení výsledků multikriteriální analýzy je proveden v praktické části početně i konstrukčně návrh dvou variant uložení upínací desky.

Klíčová slova

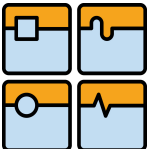
Svislý soustruh, upínací deska, hydrostatika, ložisko, dolícování

Abstrakt - anglicky

This dissertation deals with table seating at a vertical lathe made by TOSHULIN, a.s. The target is to design such table seating which would replace the existing seating solution with a cross bearing having better technical and economical parameters. The dissertation includes analysis of some chosen variants of table seating; this analysis has been done from several aspects and it is completed by the subsequent evaluation. After the results of multi-criterion analysis have been evaluated, I performed calculation as well as designing of two table seating variants in the practical dissertation part.

Keywords:

Vertical lathe, table, hydrostatics, bearing, matching

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

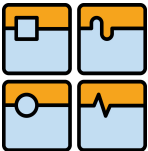
Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem byl seznámen s předpisy pro vypracování diplomové práce a že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně. Ustanovení předpisů pro vypracování práce jsem vzal na vědomí a jsem si vědom toho, že v případě jejich nedodržení nebude vedoucím diplomové práce má práce přijata.

V Prusinovicích dne 22.5.2011

.....

Bc. Jaroslav Sklenář

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

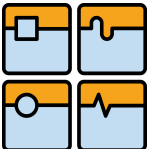
Tímto děkuji své nejbližší rodině a zejména manželce za morální podporu a trpělivost po celou dobu studia.

Dále děkuji svému vedoucímu diplomové práce, panu prof. Ing. Jiřímu Markovi, Dr. za zadání diplomové práce a odborné konzultace, týkající se obsahu a formální úpravy práce. Za konzultace také děkuji svým kolegům konstruktérům TOSHULIN, a.s., kteří mi také byli oporou a poskytli mi své znalosti a zkušenosti při zpracovávání této diplomové práce.

Na závěr děkuji recenzentovi, panu Ing. Milanu Skýpalovi za věnovaný čas a úsilí při posouzení kvality a obsahu práce.

OBSAH

1	ÚVOD	7
1.1	Svislý soustruh	7
2	PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI TOSHULIN, a.s.	7
2.1	Výrobní program firmy	7
2.2	Základní charakteristiky strojů SKA, SKIQ, POWERTURN	9
2.3	Svislý soustruh SKA	9
2.4	Svislý soustruh SKIQ	10
2.5	Svislý soustruh POWERTURN	11
2.6	Upínací deska svislého soustruhu	12
2.6.1	Druhy UD vyráběné v TOSHULIN u strojů řady SKA, SKIQ, POWERTURN	13
2.7	Uložení upínacích desek svislých soustruhů:	14
3	KONSTRUKČNÍ VARIANTY ULOŽENÍ UD I SVISLÝCH SOUSTRUHŮ	17
4	POPIS SOUČASNÉHO STAVU V TOSHULIN, a.s.	21
4.1	Křížové ložisko – speciální valivé ložisko	22
4.2	Rozpor a popis vlivů, působící na uložení UD	24
4.3	Síly působící na uložení za pomoci ložiska se zkříženými válečky	25
4.4	Schéma zatížení křížového ložiska strojů POWERTURN	28
5	URČENÍ OPTIMÁLNÍ VARIANTY	31
5.1	Postup při určení optimální varianty:	31
5.2	Vytipování vhodných variant pro uložení upínací desky	32
5.3	Určení optimální varianty pro stroje SKA, SKIQ, POWERTURN	34
5.3.1	Metoda PATTERN	34
5.3.2	Určení nejvhodnějšího typu UD z technického hlediska	37
5.3.3	Určení nejvhodnějšího typu UD z technologického hlediska	41
5.3.4	Určení nejvhodnějšího typu uložení UD z ekonomického hlediska	45
5.4	Určení celkového pořadí porovnávaných variant:	47
6	ZHODNOCENÍ VÝLEDKŮ MULTIKRITERIÁLNÍHO HODNOCENÍ	48
7	ZPRACOVÁNÍ KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU	49
7.1	Úvod do problematiky hydrostatických ložisek	50
7.1.1	Hydrostatika	50

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

_Toc2926999417.1.2	Konstrukční návrhy jsou zpracovány pro UD desky těchto parametrů.....	55
7.1.3	Výběr správného oleje pro hydrostatický rozvod	56
7.2	Konstrukční návrh 1. varianty	57
7.2.1	Návrh axiálně-radiálního hydrostatického ložiska	57
7.2.2	Návrh radiálního hydrostatického ložiska	57
7.2.3	Charakteristika radiálního ložiska	57
7.2.4	Výpočet radiálního HS ložiska.....	59
7.2.5	Závěr k návrhu odděleného radiálního ložiska od axiálních ložisek.....	65
7.3	Návrh kombinovaného radiálně - axiálního hydrostatického ložiska	66
7.3.1	Návrh radiálního hydrostatického ložiska	66
7.3.2	Charakteristika radiálního ložiska	66
7.3.3	Výpočet radiálního ložiska	67
7.3.4	Závěr k návrhu radiálního ložiska dle literatury	73
7.3.5	Charakteristika spodního axiálního HS ložiska	74
7.3.6	Výpočet axiálního hydrostatického ložiska:	74
7.4	Návrh axiálního hydrostatického horního ložiska - protiložiska	79
7.4.1	Charakteristika axiálního horního HS ložiska	79
7.4.2	Výpočet spodního axiálního ložiska	80
7.5	Závěr k 1. konstrukčnímu návrhu uložení upínací desky	84
8	KONSTRUKČNÍ NÁVRH 2. VARIANTY ULOŽENÍ.....	85
8.1	Návrh a výpočet kuželíkové ložiska	86
8.2	Výpočet kuželíkového ložiska:	87
8.3	Návrh a výpočet axiálního ložiska	89
8.3.1	Charakteristika axiálního HS ložiska	89
8.3.2	Výpočet axiálního hydrostatického ložiska	90
8.4	Závěr k 2. konstrukčnímu návrhu uložení upínací desky	94
9	POROVNÁNÍ AXIÁLNÍCH HYDROSTATICKÝCH LOŽISEK	94
10	ZÁVĚR	95
11	Seznam obrázků:	97
12	Seznam tabulek:	99
13	Seznam grafů:	99
14	Seznam použitých zkratk:	100

15	Seznam použitých symbolů:.....	100
16	Seznam použité literatury:	102
17	Seznam příloh:.....	103

1 ÚVOD

1.1 Svislý soustruh

Tento stroj patří do kategorie třískových obráběcích strojů. Jeho hlavním znakem je svislá osa rotace obrobků. Svislé soustruhy splňují náročné požadavky na přívlastek obráběcí centrum. Uživateli je umožněno provádět obrábění i tvarových součástí, které jsou situovány mimo osu rotace a symetrie. Takový svislý soustruh musí být proto dále vybaven C osou, náhonem rotačních nástrojů a automatickou výměnou nástrojů rotačních i soustružnických.

Stroje jsou konstruovány pro výkonné soustružení hrubováním i soustružením načisto v opakované výrobě malých a středních sérií součástí.

Na svislých soustruzích lze provádět tyto operace:

- Vnější a vnitřní válcové plochy, čelní plochy a to konstantní řeznou rychlostí
- Vnější a vnitřní kuželové a obecné plochy
- Vnější a vnitřní závit v metrické a palcové soustavě

Pro rozšíření technologických operací (komplexní dohotovení obrobku) možno dodat stroje s třetí NC řízenou osou – C osou. Tato osa určuje řízený rotační pohyb (rychlost a poloha) upínací desky nebo palety.

2 PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI TOSHULIN, a.s.



Společnost TOSHULIN, a.s. patří mezi přední světové výrobce svislých soustruhů. Převážná část produkce je určena na stabilní trhy průmyslově vyspělých států. Stroje z TOSHULIN, a.s. znají partneři z 58 zemí. Firma trvale zvyšuje svůj obrát, je dlouhodobě zisková a rozšiřuje svůj podíl na světových trzích. Výrobní program představují svislé soustruhy o průměru upínacích desek 800 až 5000 mm vybavené nejmodernějšími elektronickými komponenty a dále modernizace a generální opravy obráběcích strojů.

2.1 Výrobní program firmy

TOSHULIN, a.s. vyrábí svislé soustruhy určené pro výkonné a přesné soustružení. Svislé soustruhy dále umožňují vrtat, řezat závit, frézovat a brousit. Stroje jsou nabízeny v osmi typových řadách s průměrem upínací desky 1250 až 5000 mm.

Základem každého stroje je lože a stojan, pouze stroje s průměrem upínací desky 2500-5000 mm jsou dvoustojanové koncepce. Lože slouží k uložení upínací desky, na němž je obrobek opracováván, a k uchycení převodové skříně. Upínací desku pohání AC motor. Obrobek je upnut pomocí čtyřčelistového samostředícího sklíčidla. Stojan je

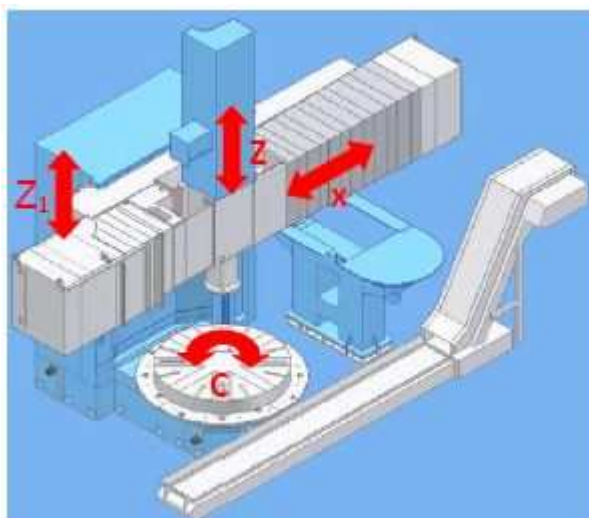
nosníkem pro příčník. Na příčníku je uchycen suport, který nese smykadlo, na jehož konci je nástroj pro obrábění. Všechny svislé soustruhy mají automatickou výměnu nástrojů ze zásobníku, CNC řízení, moderní střídavé (AC) pohony od firmy Siemens, Fanuc, Bosch a jiných. Stroje jsou dodávány v soustružnickém provedení nebo jako obráběcí centra s třemi řízenými osami a pohonem rotačních nástrojů. Stroje jsou opatřeny ochrannými kryty. Zdokonalenou variantou jsou tzv. ekologické kryty, které při intenzivním chlazení dovolují odsávání škodlivých aerosolů a tlumí hluk.

Další výhodou je možnost doplnění paletizačním systémem pro automatickou výměnu obrobků, při kterém je maximálně zvýšena produktivita při minimální obsluze - svislý soustruh se stává vysoce výkonným obráběcím centrem vhodným pro bezobslužný provoz. Např. stroje POWERTURN mají vpravo (příp. i vlevo) umístěn zásobník s kapacitou až 96 nástrojů - toto originální patentované řešení výměny nástrojů splňuje požadavky na rychlost, spolehlivost a přesnost.

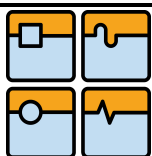
Svislé soustruhy jsou dále nabízeny v rozšířeném provedení (v závislosti na typu a velikosti) s bočním suportem, druhým příčníkovým suportem, aktivní kontrolou obrobku a nástroje, monitorováním stavu nástroje, standardním nebo tlakovým chlazením, třetí řízenou osou, zvýšeným provedením stroje, zvýšenými otáčkami upínací desky, dopravníkem třísek, lineárním odměřováním, se zvýšenou klimatickou odolností, s úpravou pro odlišná napětí a kmitočty, se speciálním nástrojovým vybavením pro zvláštní obrobky (např. tělesa armatur). Široký rozsah soustružnických a rotačních nástrojů umožňuje produktivní obrábění i dokončovací práce.



Obr. 1 – Základní stavba svislého soustruhu



Obr. 2 - Souřadný systém svislého soustruhu



2.2 Základní charakteristiky strojů SKA, SKIQ, POWERTURN

- Shodné lože a stojan
- Shodný příčník – stejný profil
- Rozdílný průřez smykadla
- Odlišný typ výměny nástroje

2.3 Svislý soustruh SKA

Svislé soustruhy SKA se vyrábějí ve velikostech 12 až 30. U těchto strojů je progresivní řešení příčnickový suport se smykadlem a pohon rotačních nástrojů, automatická výměna nástrojů a ochranné kryty. Kryty uzavírají pracovní prostor, a to i z horní strany, a dovolují tak využít intenzivní chlazení a odsávání průmyslových nečistot z pracovního prostoru. Zcela ojedinělé je řešení zásobník nástrojů s předselekci následujícího nástroje, což ve svém důsledku vede k zásadnímu zkrácení času výměny nástrojů a tím k zefektivnění výroby technologicky náročných dílců.

Příčnickový suport má zvětšený průřez smykadla na 240 x 200 mm, vysunutí smykadla bylo zvýšeno na 1560 mm. K pohonu rotačních nástrojů u svislých soustruhů řady SKA je použita dvoustupňová planetová převodovka, která je uchycena přímo na motoru pohonu rotačních nástrojů. Smykadlo má řešení přívodu chladicí kapaliny s volitelným vnějším vývodem nebo do osy rotačního nástroje.

Řetězový zásobník nástrojů je umístěn vpravo pod příčníkem, má 30 nebo 60 poloh a je oddělen od pracovního prostoru stroje ochranným krytem. Zásobník je určen pro soustružnické držáky, včetně rotačních nástrojů, úhlové hlavy, brusky a další držáky. Svislé soustruhy řady SKA lze doplnit o další 24 polohový zásobník rotačních nástrojů. Stroj vybavená třetí řízenou osou C a náhonem rotačních nástrojů dokáže mimo soustružnických operací provádět:

- výkonné vrtání a řezání závitů i mimo osu rotace upínací desky
- frézování obecných tvarů vodorovně nebo kolmo na upínací desku
- broušení obecných tvarů kolmo na upínací desku.



Obr. 3 – Svislý soustruh SKA

Typ a provedení upínací desky stroje SKA	Velikost upínací desky [dm]					
	12	16	20	25	30	40
Tříčelist'ové hydraulické sklíčidlo	✓	✓	✓	✗	✗	✗
Čtyřčelist'ové hydraulické samostředící sklíčidlo	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Šestičelist'ová ruční upínací deska	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Tab. 1 - Typy a velikosti UD pro stroj SKA

2.4 Svislý soustruh SKIQ

Svisle soustruhy řady SKIQ jsou vyráběny v typových velikostech 12 až 25 a jsou dodávány v soustružnickém provedení nebo i jako obráběcí centra. Počty prodaných strojů SKIQ dosahují stovek kusů, v TOSHULIN se vyrábí od 70-tých let dvacátého století. Značně modernizován nachází své uplatnění prakticky ve všech průmyslových oborech. Vyznačuje se nepřekonatelnou spolehlivostí a bezporuchovostí i za extrémních podmínek.

Charakteristickým znakem svislých soustruhů SKIQ je automatická výměna nástrojů z 15-ti polohového zásobníku nástrojů, který je umístěn přímo na suportu stroje. Zásobník může obsahovat soustružnické nožové držáky, vrtací a brousící vřetena včetně vřeten úhlových.

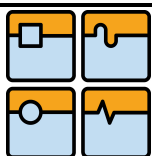
Svislé soustruhy SKIQ 12, 16 a 20 lze vyrábět také s bočním suportem, SKIQ 25 se dvěma příčnickovými suporty. K pohonu upínací desky je použit AC motor s výkonem až 63 kW, k pohonu řízené osy C slouží samostatný servopohon.

Stroj je možno vybavit třetí řízenou osou C a náhonem rotačních nástrojů. Pak lze mimo soustružnických operací provádět:

- výkonné vrtání a řezání závitů i mimo osu rotace upínací desky
- frézování obecných tvarů vodorovně nebo kolmo na upínací desku
- broušení obecných tvarů kolmo na upínací desku



Obr. 4 – Svislý soustruh SKIQ



Rozšíření stroje o paletizační systém výměny obrobku rasantně redukuje neproduktivní čas stroje nutný pro seřízení obrobku.

Typ a provedení upínací desky stroje SKIQ	Velikost upínací desky [dm]			
	12	16	20	25
Tříčelist'ové hydraulické sklíčidlo	✓	✓	✓	✗
Čtyřčelist'ové hydraulické samostředící sklíčidlo	✓	✓	✓	✓
Šestičelist'ová ruční upínací deska	✓	✓	✓	✓

Tab. 2 - Typy a velikosti UD pro stroj SKIQ

2.5 Svislý soustruh POWERTURN

Svislé soustruhy POWERTURN jsou nejvíce technologicky pokročilou generací strojů v dlouhé lety prověřené řadě karuselů z TOSHULIN, a.s. Tyto vysoce kvalitní a výkonné stroje jsou vyráběny v průměrech

upínací desky od 1250 do 4000 mm. Od doby vzniku prvního prototypu v roce 1998 našlo více než pět desítek těchto strojů své uplatnění zejména v leteckém průmyslu, pro který byl stroj primárně zkonstruován.

Hlavní přednosti svislých soustruhů Powerturn: Unikátní, patentovaný systém výměny nástrojů. Tato výměna je řešena řetězovým zásobníkem.

Progresivní způsob výměny umožňuje pokrýt potřeby zákazníků v širokém spektru co do počtu nástrojů (45, 75, 95 nebo 125 míst v zásobníku) tak i v použití nástrojových systémů prakticky libovolného typu.

Stroje lze osadit nástrojovými držáky s klasickými noži 40x40mm počínaje a automatickou výměnou řezných hlavic Sandvik Capto C6, C8, dále Kennametal KM63, 80 a Widia – Valentine UT63 pro soustružení.

- Variabilní koncepce výměny nástrojů
- Rychlá a spolehlivá výměna nástrojů
- Použití nástrojových systémů libovolného typu
- Výsuv smykadla až 1800 mm při jeho průřezu 240x240 mm zajišťuje dokonalou tuhost i při výkonném obrábění
- Chlazení přes nástroj tlakovým médiem



Obr. 5 – Svislý soustruh POWERTURN

- Dokonale uzavřený pracovní prostor

Stroj je možné vybavit třetí řízenou osou C a náhonem rotačních nástrojů.

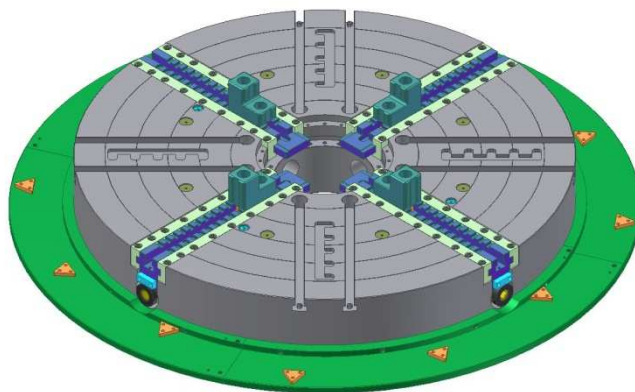
Rozšíření stroje o paletizační systém výměny obrobku razantně redukuje neproduktivní čas stroje nutný pro seřízení obrobku.

Typ a provedení upínací desky stroje POWERTURN	Velikost upínací desky [mm]					
	1250	1600	2000	2500	3000	4000
Tříčelistové hydraulické sklíčidlo	✓	✓	✓	✗	✗	✗
Čtyřčelistové hydraulické samostředící sklíčidlo	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Šestičelistová ruční upínací deska	✓	✓	✓	✓	✓	✓

Tab. 3 - Typy a velikosti UD pro stroj POWERTURN

2.6 Upínací deska svislého soustruhu

Upínací deska svislého soustruhu je nejnáročnější konstrukční uzel. Zvláště u desek větších rozměrů je konstrukční řešení jejího profilu a její uložení s ohledem na tuhost zvláště náročné. Uložení upínací desky může být kluzné, valivé, kombinace kluzného a valivého uložení a v poslední době uložení hydrostatické v axiálním i radiálním směru.



Obr. 6 - Upínací deska se čtyřčelistovým samostředícím sklíčidlem

Karusely největších velikostí mívají UD dělenou na vnitřní kruhovou a vnější mezikruhovou část (Duplex). Pohony vnitřní a vnější části jsou oddělené nebo je lze propojit a otáčejí se společně.

Upínací desky do průměru soustružení 5000 mm jsou celistvé, odlity z oceli nebo ze šedé litiny. Upínací čelisti u větších průměrů jsou na desku samostatně připojeny, používá se až osmi upínacích čelistí. Těleso upínací desky většího průměru než 5000 mm je z výrobních i dopravních důvodů děleno.

Kruhová upínací deska slouží k upínání obrobku a uděluje mu v případě soustružnických operací hlavní řezný pohyb. V kombinaci s osou C dovoluje polohování obrobku pro jiné než soustružnické operace, např. pro vrtání otvorů. Těmto dvěma

základním činností musí být uzpůsobena konstrukce pohonu. Krouticí moment se na stůl přenáší buď středovou hřídelí, nebo u větších strojů pastorkem a ozubeným věncem vyrobeným na jejím obvodu. Pro malé průměry obrobku, na rozdíl od klasického uspořádání (obrobek je nad deskou), bylo navrženo umístění obrobku ve "visící" poloze, kdy obrobek je upnut ve sklíčidle přímo spojeném se servopohonem.

Upínací deska je tvořena sklíčidlem nebo ruční deskou.

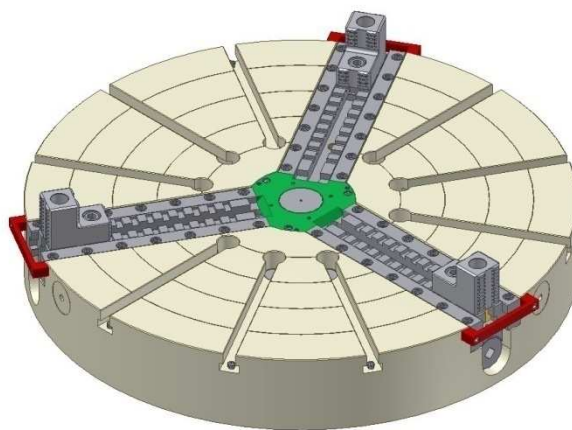
2.6.1 Druhy UD vyráběné v TOSHULIN u strojů řady SKA, SKIQ, POWERTURN:

Upínací deska se čtyřčelistovým samostředícím sklíčidlem

- Má hydraulicko-mechanické upínání
- Pro upnutí obrobků s hranatým a obdélníkovým průřezem i rotačních obrobků za vnější nebo vnitřní plochy
- Dvojice protilehlých čelistí má symetrický zdvih a zajišťuje dokonalé ustředění i obrobků nerotačních tvarů
- V tělese UD jsou dle velikosti pomocné T drážky

Upínací deska s tříčelistovým sklíčidlem

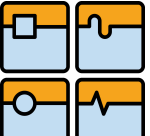
- Má hydraulicko-mechanické upínání
- Pro upnutí obrobků válcového tvaru za vnější nebo vnitřní plochy
- V tělese UD jsou dle velikosti pomocné T drážky



Obr. 7 - Upínací deska se tříčelistovým sklíčidlem

Šestičelistová ruční upínací deska se zapuštěnými vozíky

- Má 6 samostatných ručně přestavitelných čelistí
- Mimo drážek pro upínací mechanismus je v tělese 6 pomocných T drážek

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

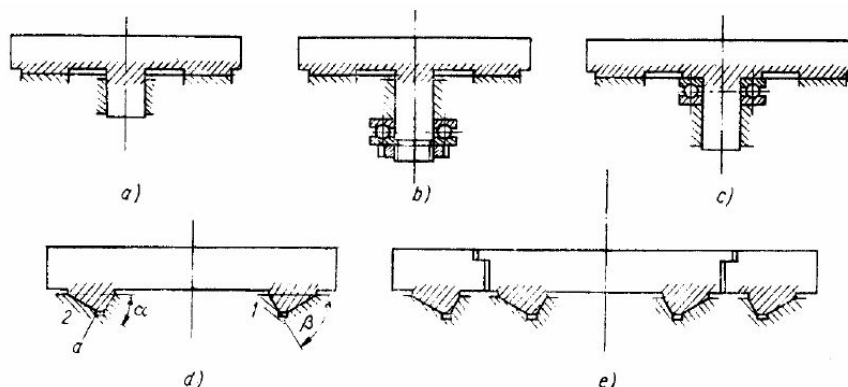
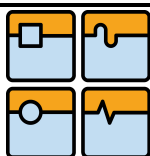
Osmičelist'ová ruční upínací deska se zapuštěnými vozíky

- Má 8 samostatných ručně přestavitelných čelistí
- Mimo drážek pro upínací mechanismus je v tělese 8 pomocných T drážek

2.7 Uložení upínacích desek svislých soustruhů:

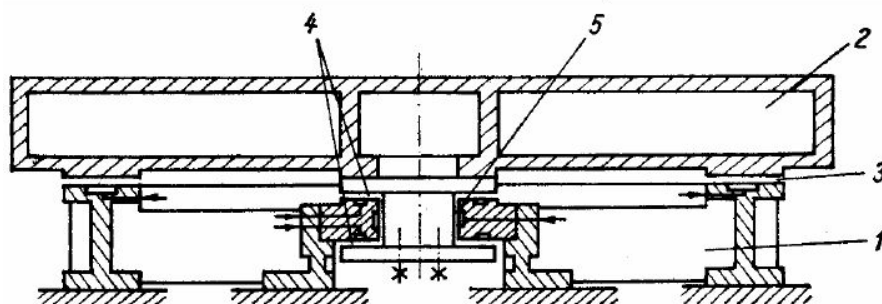
KRUHOVÁ VEDENÍ

1. **Kluzná** – radiální zatížení stolu je zachyceno radiálním ložiskem kluzným nebo valivým, axiální zatížení a klopné momenty mezi kruhovou rovinnou vodicí plochou. Jsou-li klopné momenty poměrně velké vzhledem k průměru vodicí plochy, zabrání se klopení stolu axiálním ložiskem.
2. **Rovinné vedení** – nejobvyklejší případ uložení, viz obr. 8a. Radiální zatížení stolu je zachyceno radiálním ložiskem kluzným nebo valivým, axiální zatížení a klopné momenty mezikruhovou rovinnou vodicí plochou.
3. **Rovinné vedení s axiálním ložiskem proti klopení** - jsou-li klopné momenty poměrně velké vzhledem k průměru vodicí plochy, zabrání se klopení stolu axiálním ložiskem, viz obr. 8b. Pokud nejsou vodicí plochy mazány hydrostaticky, nesmí dojít mezi tímto ložiskem a vodicími plochami k předeptutí.
4. **Rovinné vedení odlehčené axiálním ložiskem**
5. **Kuželové vedení** - Vodicí plochy tvaru dvojitého kužele, viz obr. 8d, zachycují kromě axiálního zatížení i zatížení radiální. Stejným způsobem se ukládá stůl mezikruhového tvaru. Přitom se předpokládá, že radiální zatížení je zachyceno plochou strmějšího kužele o úhlu sklonu α , axiální zatížení průmětem ploch obou kuželů do roviny kolmé k ose. Vrcholový úhel bývá 90° (méně často 120°), úhel sklonu širší vodicí plochy bývá $\alpha=10$ až 15° . Uspořádání se strmou plochou na vnějším obvodu, má určité nevýhody. Stůl se při práci otepluje více než lože, jeho průměr se tedy více zvětšuje, a má proto sklon k zadírání na vnější strmé ploše, čemuž se předchází provedením vůle 0,05 až 0,08 mm v této ploše. Mazací olej se přivádí do kruhové drážky a , z níž se rozvádí radiálními drážkami po šířce vodicích ploch. Plocha s menším sklonem (α), která převážně zachycuje axiální síly, je v takovém případě nedokonale mazána, neboť zmíněnou vůlí ve strmé ploše uniká převážná část oleje, která je k vnějšímu obvodu puzen také odstředivou silou. Tyto nevýhody nemá vodicí dráha uspořádaná obráceně, tj. se strmou částí plochy uvnitř, viz obr. 8e. U svislých soustruhů bývá poměr mezi středním průměrem vodicí dráhy a průměrem stolu asi 0,45 až 0,6.



Obr. 8 - Druhy kluzných uložen

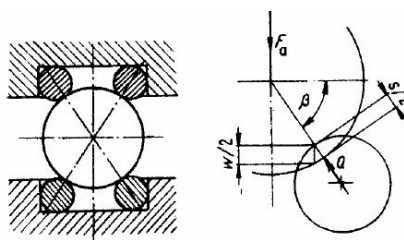
6. **Hydrostatická kruhová vedení** - mají většinou tvar rovinného mezikruží. Standardní části hydrostatické kruhové dráhy v uložení otáčivé pracovní desky svislého soustruhu:



- 1 – lože
2 – pracovní deska
3 – vnější hydrostatická kruhová dráha
4 – vnitřní hydrostatické kruhové dráhy
5 – hydrostatické ložisko

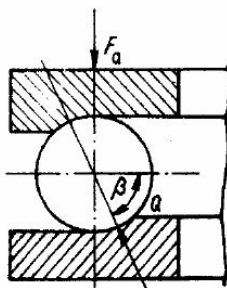
Obr. 9 - Hlavní části hydrostatického vedení UD karuselu

7. **Kruhová vedení valivá** - mají značně menší pasivní odpory, jejich tuhost lze zvýšit předepnutím. Pro malá zatížení jsou vhodná drátová ložiska – obr. Valivá dráha tvoří 4 zkroužené hladké ocelové dráty, takže ložiska jsou výrobně jednoduchá. Mohou být zatížena axiálně a současně i radiálně.



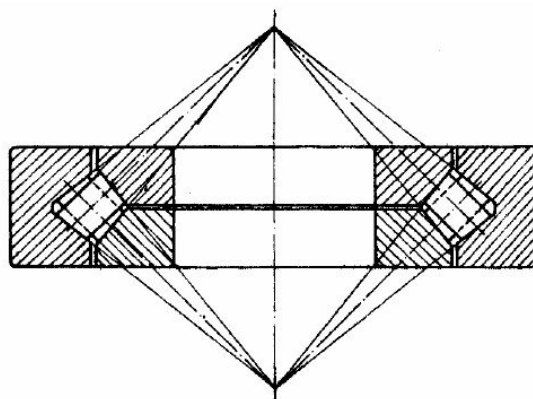
Obr. 10 - Drátové kuličkové ložisko

8. **Valivé vedení kuličkami s kosoúhlým stykem** - mají valivé dráhy přímo v litinovém tělese. Odpadají tak deformace a vnitřní pnutí vznikající při kalení, čímž se dosáhne velké a trvalé přesnosti.

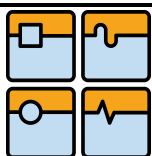


Obr. 11 - Valivá dráha s kosoúhlým stykem

9. **Valivé vedení za pomoci ložiska se zkříženými válečky** - křížovým kuželíkovým vedením je stůl veden současně axiálně i radiálně. Sousední kuželíky mají vůči sobě pootočený osy o 90° . Kuželíky jsou vedeny v kleci. Sblížením vnitřních kroužků lze vymezit vůle, popřípadě dosáhnout předpětí.



Obr. 12 - Ložisko se zkříženými válečky

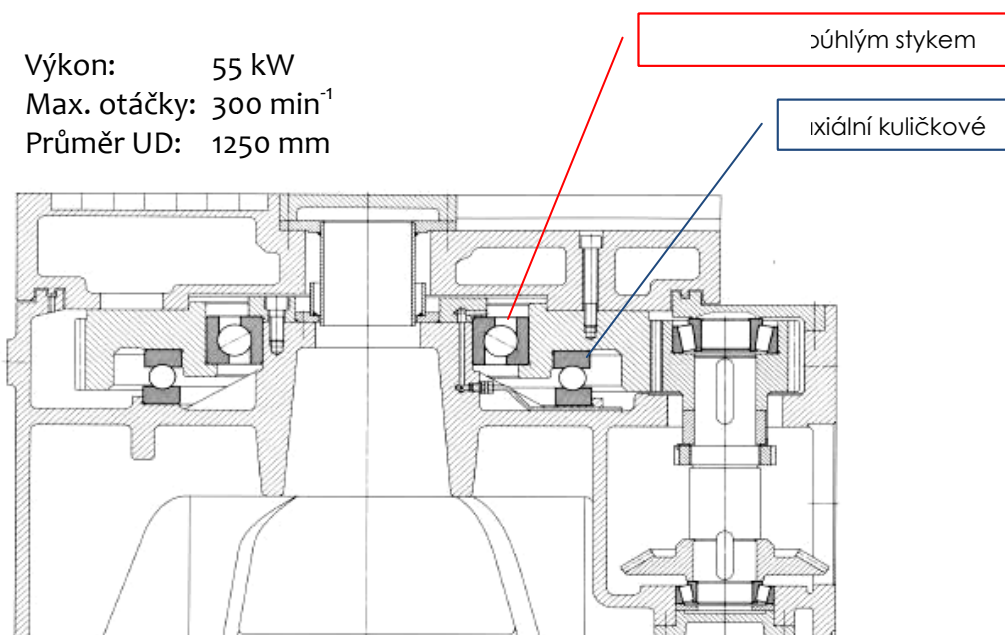


3 KONSTRUKČNÍ VARIANTY ULOŽENÍ UD I SVISLÝCH SOUSTRUHŮ

Výrobce DORRIES – Německo

Uložení: kombinace uložení axiálního kuličkového ložiska a radiálního ložiska s kosoúhlým stykem

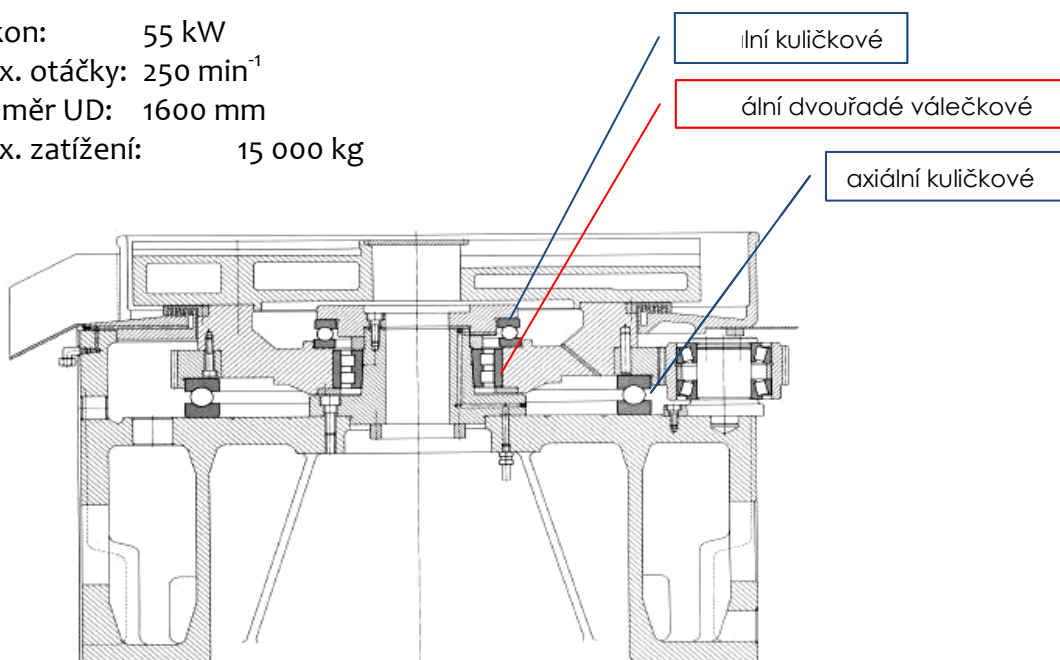
Výkon: 55 kW
Max. otáčky: 300 min⁻¹
Průměr UD: 1250 mm

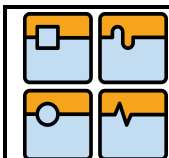


Výrobce JUNGENTHAL – Německo

Uložení: kombinace uložení dvou axiálních kuličkových ložisek a radiálního dvouřadého válečkového ložiska

Výkon: 55 kW
Max. otáčky: 250 min⁻¹
Průměr UD: 1600 mm
Max. zatížení: 15 000 kg



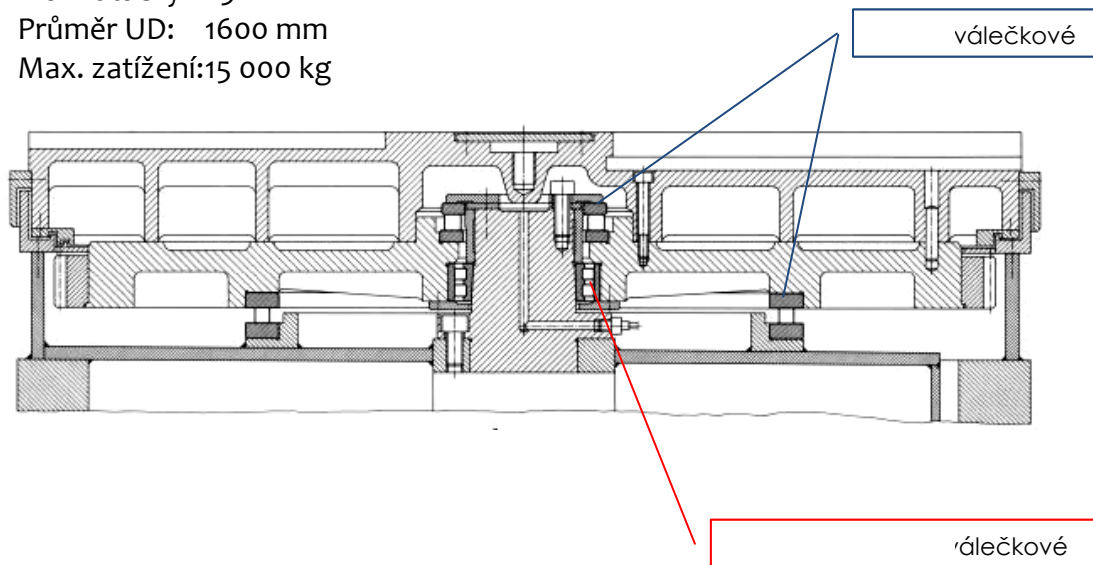


DIPLOMOVÁ PRÁCE

Výrobce BERTHIEZ – Francie

Uložení: kombinace uložení dvou axiálních válečkových ložisek a radiálního dvouřadého válečkového ložiska

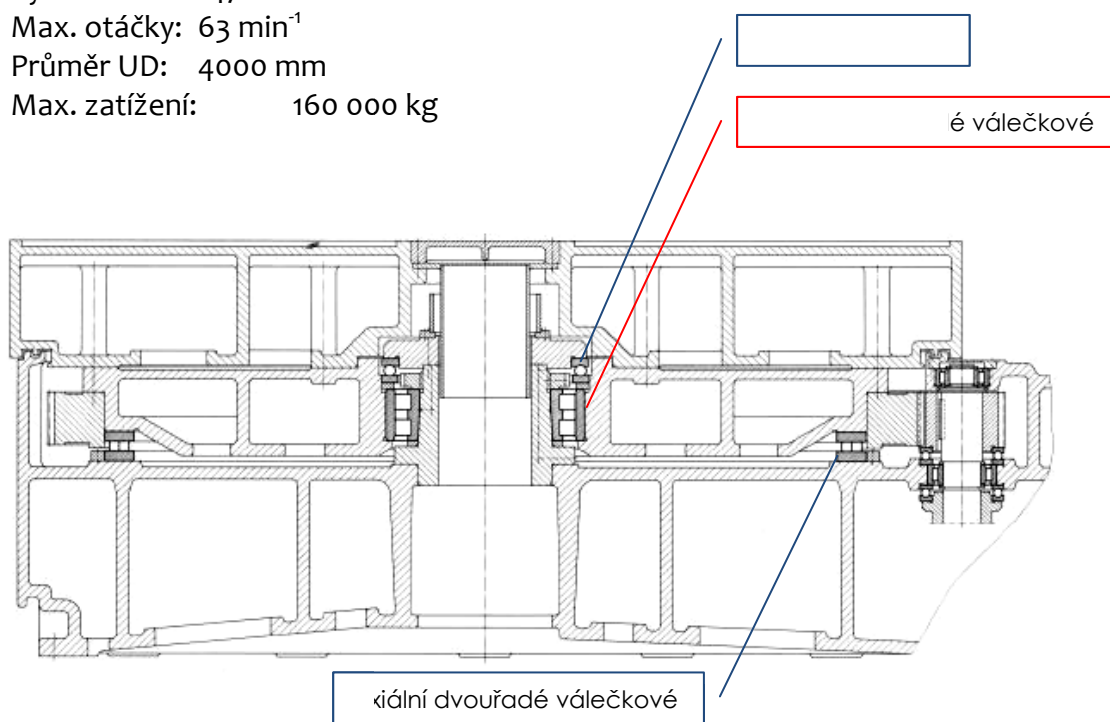
Výkon: 55 kW
Max. otáčky: 250 min⁻¹
Průměr UD: 1600 mm
Max. zatížení: 15 000 kg

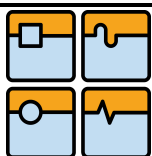


Výrobce DORRIES – Německo

Uložení: kombinace uložení axiálního dvouřadého válečkového ložiska, axiálního kuličkového ložiska a radiálního dvouřadého válečkového ložiska

Výkon: 147 kW
Max. otáčky: 63 min⁻¹
Průměr UD: 4000 mm
Max. zatížení: 160 000 kg





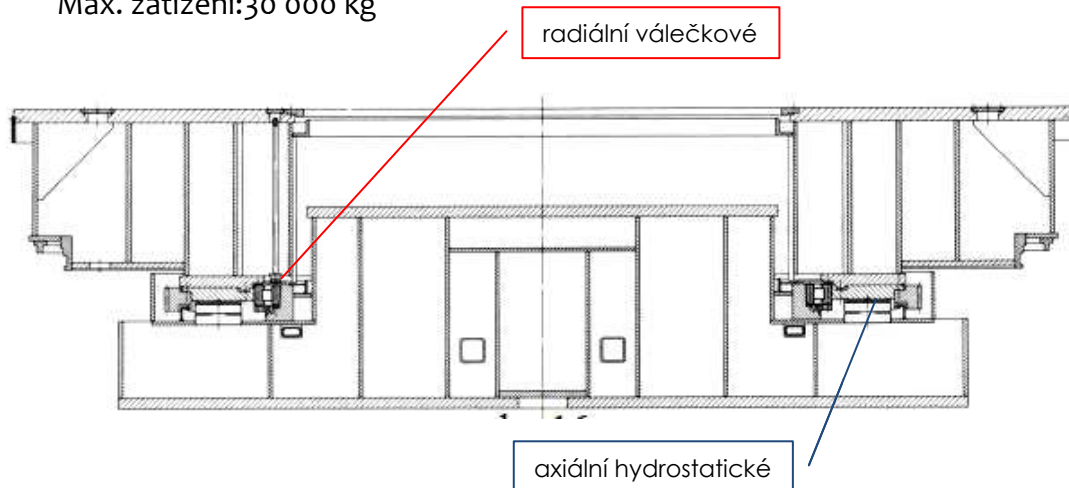
Výrobce INNOCENTI SANTEUSTACCHIO – Španělsko

Uložení: kombinace uložení axiálního hydrostatického a radiálního válečkového ložiska

Max. otáčky: 27 min^{-1}

Průměr UD: 6300 mm

Max. zatížení: 30 000 kg



Výrobce SCHIESS

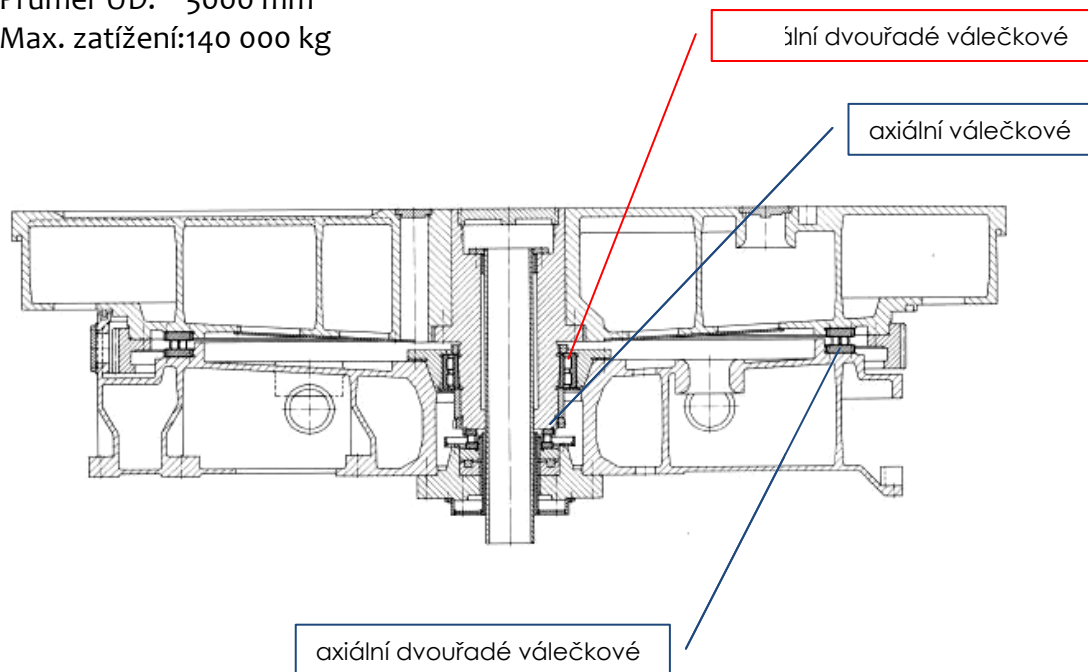
Uložení: kombinace uložení axiálního válečkového ložiska, axiálního dvouřadého válečkového ložiska a radiálního dvouřadého válečkového ložiska

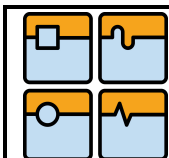
Výkon: 100 kW

Max. otáčky: 60 min^{-1}

Průměr UD: 5000 mm

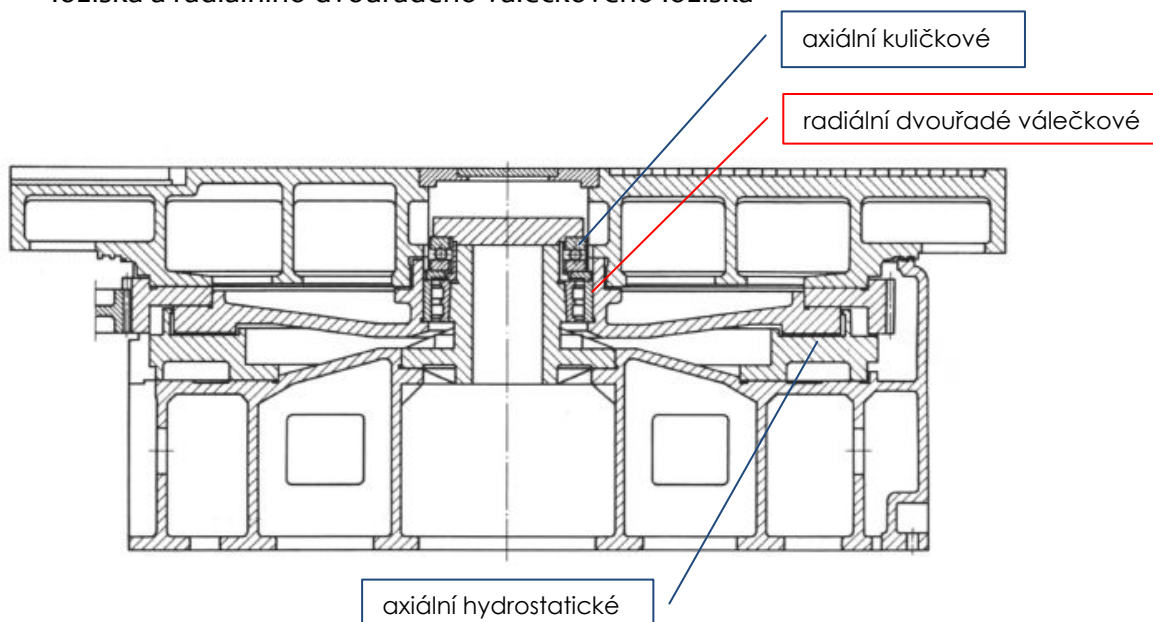
Max. zatížení: 140 000 kg





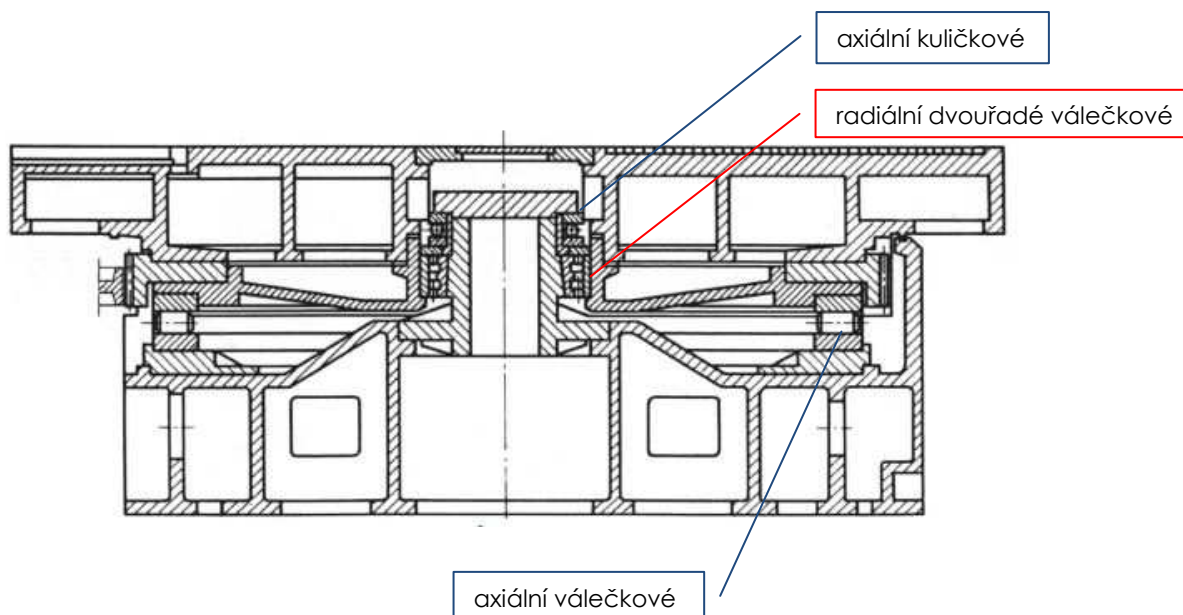
Výrobce RAFAMET

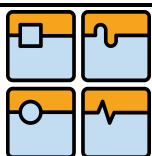
Uložení: kombinace uložení axiálního hydrostatického, axiálního kuličkového ložiska a radiálního dvouřadé válečkového ložiska



Výrobce RAFAMET

Uložení: kombinace uložení axiálního válečkového ložiska, axiálního kuličkového ložiska a radiálního dvouřadé válečkového ložiska



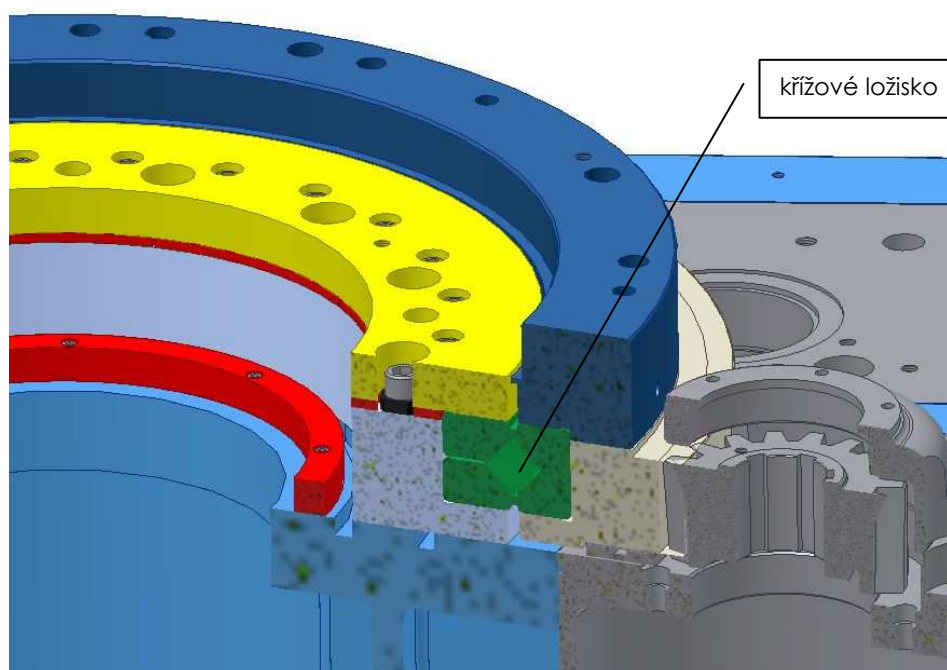
**Výrobce TOSHULIN – ČR****Uložení:** axiální i radiální uložení na křížovém ložisku

Výkon: 60 kW (80 kW)

Max. otáčky: 315 min⁻¹

Průměr UD: 2000 mm

Max. zatížení: 20 000 kg

**4 POPIS SOUČASNÉHO STAVU V TOSHULIN, a.s.**

V současné době TH vyrábí typy strojů POWERTURN, SKA a SKIQ v těchto velikostech:

Typ stroje	Velikost stroje						
	800 (8)	1250 (12)	1600 (16)	2000 (20)	2500 (25)	3000 (30)	4000 (40)
POWERTURN	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SKA	✗	✓	✓	✓	✓	✓	✓
SKIQ	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗

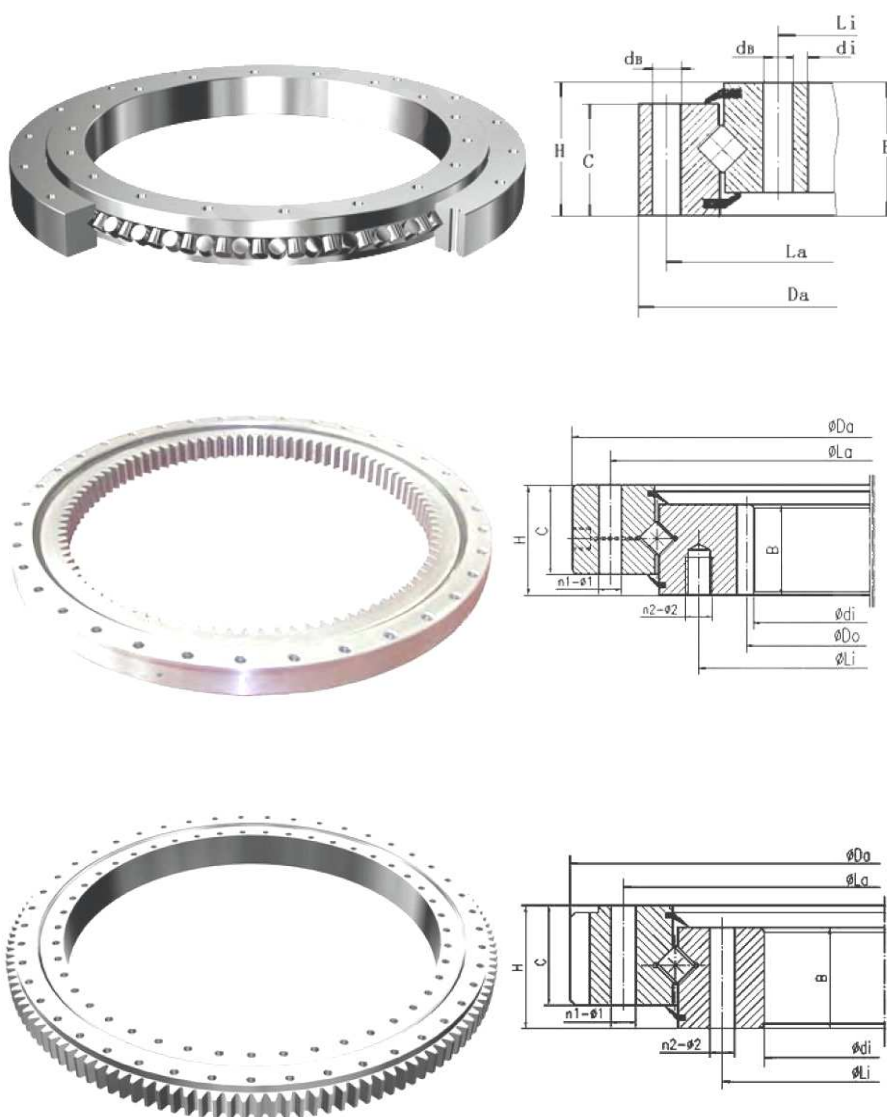
Tab. 4 - Velikosti UD vyráběných v TOSHULIN, a.s.

Velikosti strojů u řady POWERTURN jsou označeny v mm – např. POWERTURN 1600
Velikosti strojů u řad SKA a SKIQ jsou označeny v dm – např. SKA 20 nebo SKIQ 25

Uložení upínacích desek těchto typů stroje je realizováno za pomoci velkopřůměrového křížového ložiska.

4.1 Křížové ložisko – speciální valivé ložisko

Křížové ložisko tvoří samostatný montážní celek, který je buďto bez ozubení, s vnitřním nebo vnějším ozubením, které je šrouby upevněno ke konstrukci stroje. Ložisko má jednu řadu válečků vloženou mezi oběžné dráhy vnějšího a vnitřního kroužku tak, že jejich středové osy jsou pootočené. Hodnota stykového úhlu bývá zpravidla 45° . Jeden kroužek je dělený, což umožňuje vyrobit ložisko s nulovou vůlí nebo s předpětím. To znamená vytvořit rotační spojení s vysokou tuhostí. Vnitřní prostory ložiska bývají chráněny proti škodlivým účinkům pracovního prostředí gumovým těsněním, které také zabraňuje úniku plastického maziva z ložiska. Běžně se tyto ložisko používají při teplotách od -30°C do $+110^\circ\text{C}$.



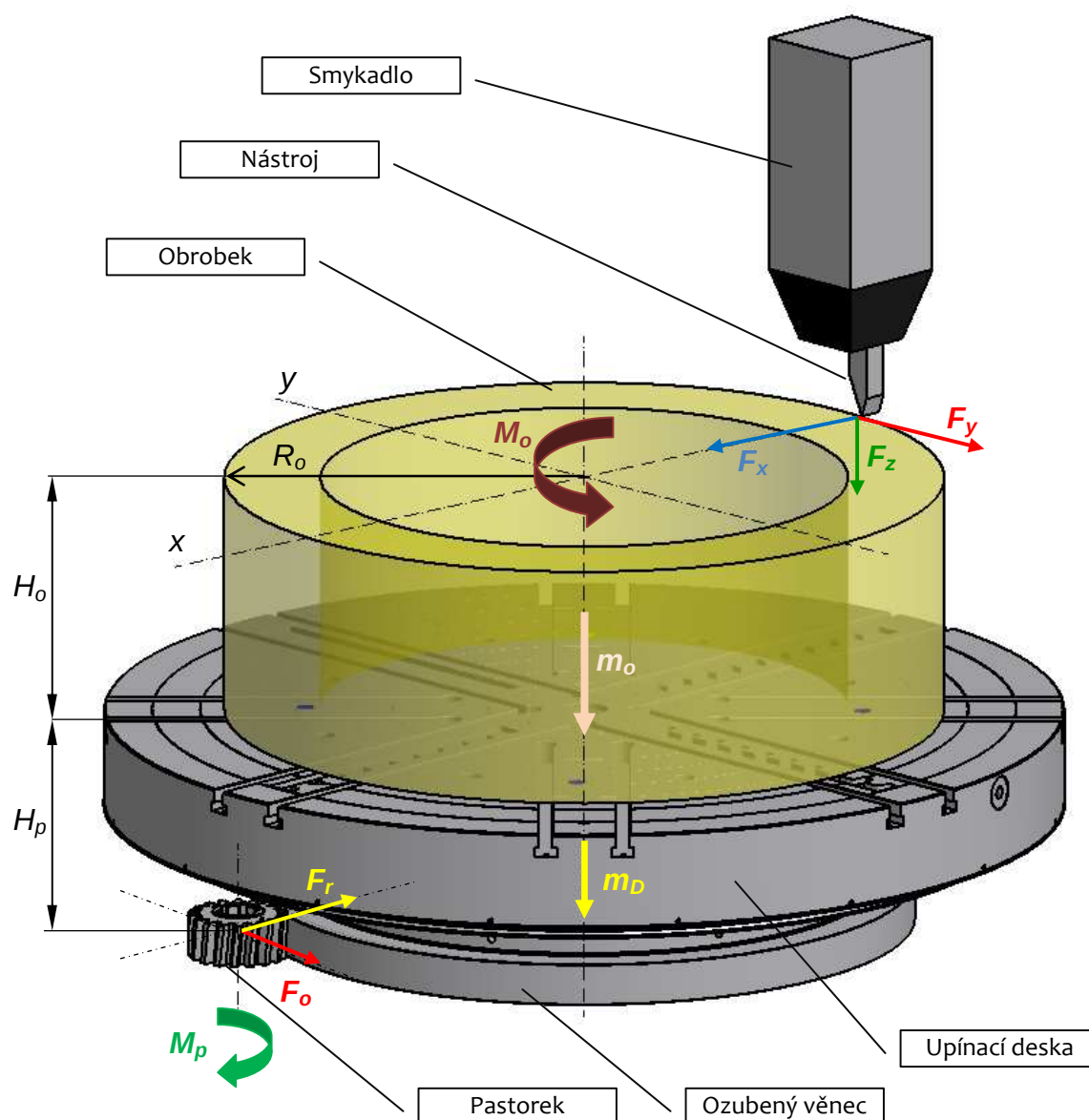
Ložiska používané v TH pro UD 1250 mm					
Typ ložiska	C dyn [kN]	Co stat [kN]	max. otáčky [ot/min]	cena ložiska [%]	Max. hmotnost obrobku [kg]
FAG	nepoužívá se				8 000
PSL 912-304	794	3 550	630	100	
SKF 615662	73 500	153 000	250	186	
Ložiska používané v TH pro UD 1600 mm					
Typ ložiska	C dyn [kN]	Co stat [kN]	max. otáčky [ot/min]	cena ložiska [%]	Max. hmotnost obrobku [kg]
FAG 549807	930	4 750	150	156	12 000
PSL 912-305	1 065	5 270	500	100	
SKF 615659	80 000	180 000	200	163	
Ložiska používané v TH pro UD 2000 mm					
Typ ložiska	C dyn [kN]	Co stat [kN]	max. otáčky [ot/min]	cena ložiska [%]	Max. hmotnost obrobku [kg]
FAG 549809	1 060	6 000	110	107	20 000
PSL 912-306	1 240	6 891	350	100	
SKF 615895	91 500	232 000	160	182	
Ložiska používané v TH pro UD 2500 mm					
Typ ložiska	C dyn [kN]	Co stat [kN]	max. otáčky [ot/min]	cena ložiska [%]	Max. hmotnost obrobku [kg]
FAG 549812	1 460	9 300	67	110	25 000
PSL 912-303	1 888	11 403	250	100	
SKF 615897	146 000	400 000	125	135	
Ložiska používané v TH pro UD 3000 mm					
Typ ložiska	C dyn [kN]	Co stat [kN]	max. otáčky [ot/min]	cena ložiska [%]	Max. hmotnost obrobku [kg]
FAG 549812	1 460	9 300	67	110	30 000
PSL 912-303	1 888	11 403	250	100	
SKF 615897	146 000	400 000	125	135	
Ložiska používané v TH pro UD 4000 mm					
Typ ložiska	C dyn [kN]	Co stat [kN]	max. otáčky [ot/min]	cena ložiska [%]	Max. hmotnost obrobku [kg]
FAG 549815	1 900	12 700	45	100	30 000
PSL	nepoužívá se				
SKF	nepoužívá se				

Tab. 5 - Používané ložiska pro uložení upínací desky v TOSHULIN, a.s.

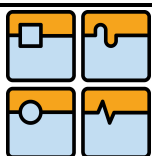
Tab. 5 - Používané ložiska pro uložení upínací desky v TOSHULIN, a.s.

4.2 Rozpor a popis vlivů, působících na uložení UD

Upínací deska musí být vždy vedena radiálně i axiálně v obou směrech. Dokonalost tohoto uložení má značný vliv na rozměrovou i tvarovou přesnost obráběné součásti. V radiálním směru je deska namáhána převážně silami ze složek řezného odporu F a silami od pohonu UD. Axiálně je namáhána vlastní hmotností m_D , hmotností obrobku m_o i složkami řezného odporu. Směrem vzhůru působí na desku kromě složek řezného odporu síly od pohonu posledního převodu a na střed desky síly odklopných momentů způsobených hmotností prstencových obrobků upnutých na obvodě i upínacími silami v čelistech.



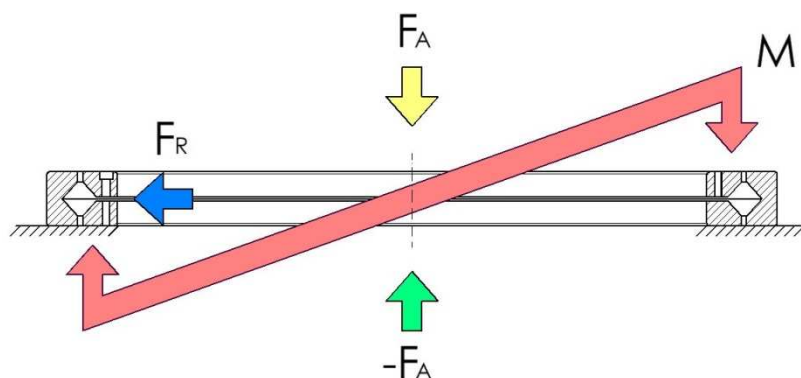
Obr. 16 - Síly působící na upínací desku stolu karuselu



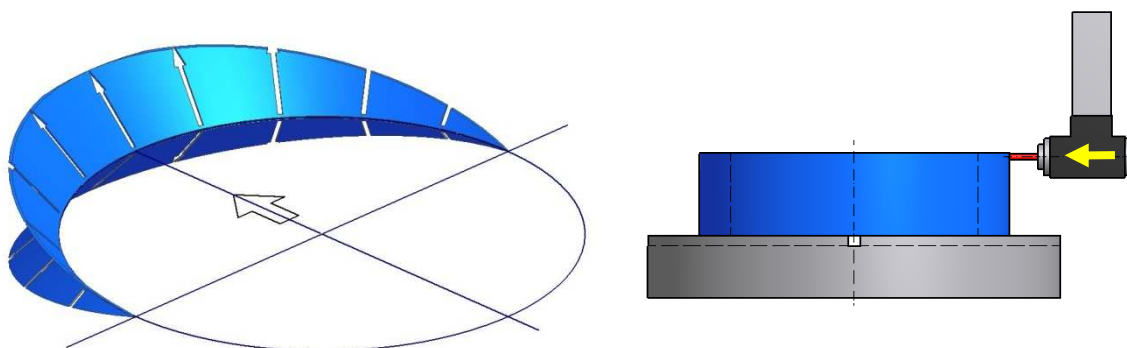
4.3 Síly působící na uložení za pomoci ložiska se zkříženými válečky

Díky uspořádání X válečků zachycují tato ložiska axiální síly z obou směrů a také radiální síly, naklápěcí zatížení a libovolné kombinace zátěže daného místa uložení. Díky tomu lze konstrukce se dvěma místy uložení zredukovat na jediné. Křížová válečková ložiska jsou velmi tuhá, mají velkou přesnost oběhu a dodávají se s normální vůlí, s malou vůlí a s předpětím. Upevnění vnějších kroužků ložiska v napojovací konstrukci se při montáži provádí snadno pomocí svěrných kroužků.

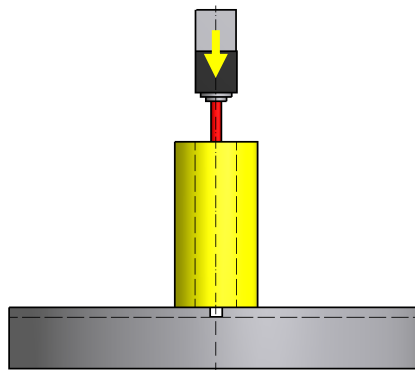
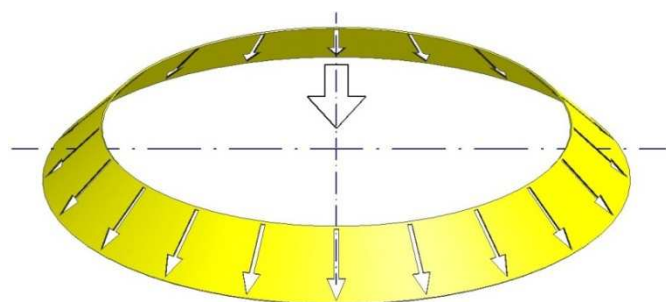
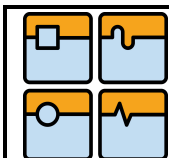
Přenosy zatížení:



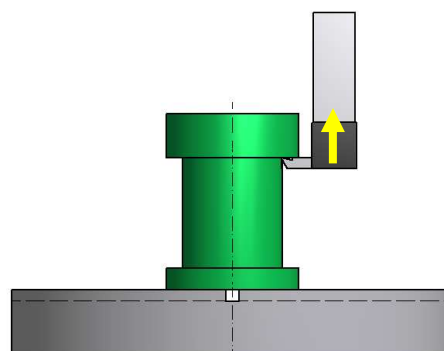
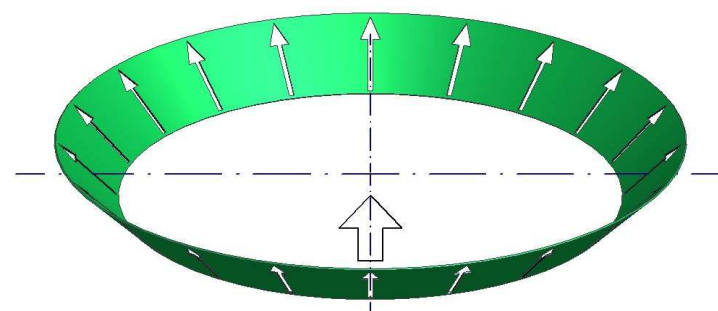
Obr. 17 - Schematické zatížení křížového ložiska



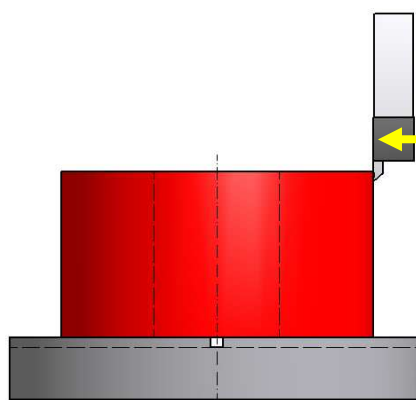
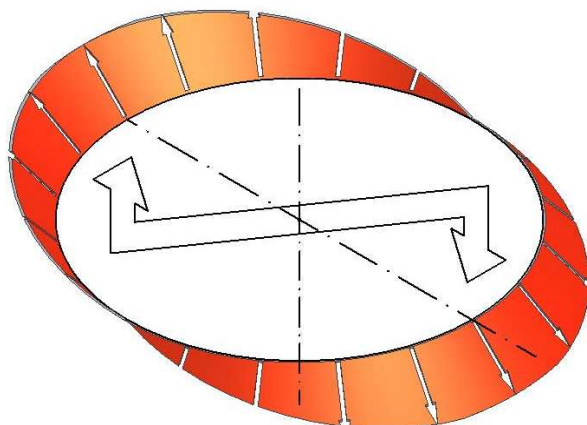
Obr. 18 - Přenos radiálních sil (převážně namáhání od řezných sil)



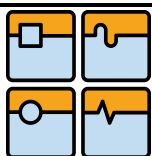
Obr. 19 - Přenos axiálních sil – kladných
(zatížení převážně od hmotnosti upínací desky, hmotnosti obrobku, složek řezného odporu)



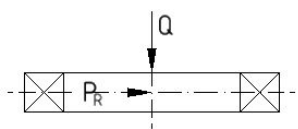
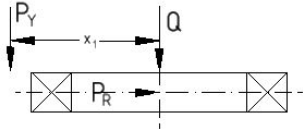
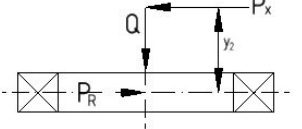
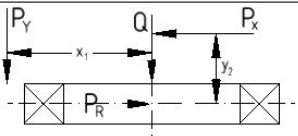
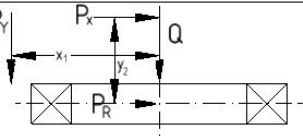
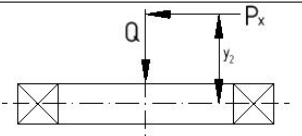
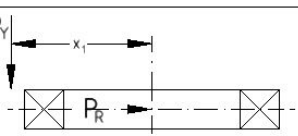
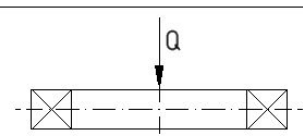
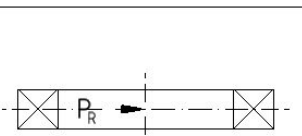
Obr. 20 - Přenos axiálních sil – záporných
(zatížení převážně od složek řezného odporu a do sil od pohonu posledního převodu na UD)



Obr. 21 - Přenos klopných momentů
(převážně od hmotností prstencových obrobků upnutých na obvodě a upínacích sil v čelistech)

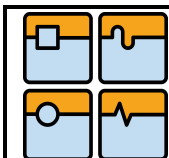


Typické případy zatížení:

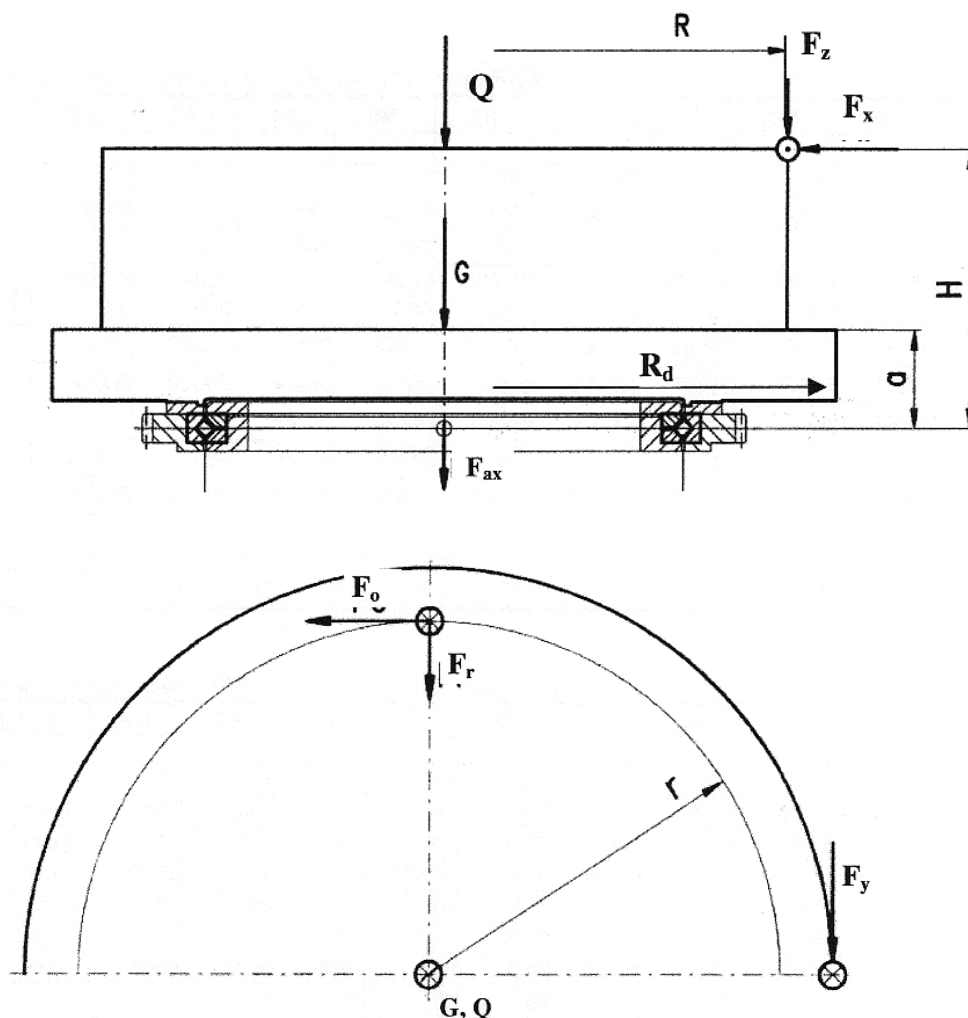
 $F_A = Q$ $F_R = P_R$ $M = 0$	 $F_A = Q + P_Y$ $F_R = P_R$ $M = x_1 \cdot P_Y$	 $F_A = Q$ $F_R = P_X - P_R$ $M = y_2 \cdot P_X$
 $F_A = Q + P_Y$ $F_R = P_X - P_R$ $M = x_1 \cdot P_Y + y_2 \cdot P_X$	 $F_A = Q + P_Y$ $F_R = P_X + P_R$ $M = x_1 \cdot P_Y - y_2 \cdot P_X$	 $F_A = Q$ $F_R = P_X$ $M = y_2 \cdot P_X$
 $F_A = P_Y$ $F_R = P_R$ $M = x_1 \cdot P_Y$	 $F_A = Q$ $F_R = 0$ $M = 0$	 $F_A = 0$ $F_R = P_R$ $M = 0$

Tab. 6 - Typické případy zatížení ložiska upínací desky

Trvanlivost ložiska se zkříženými válečky není závislá jen na velikosti zatížení, ale také na rovnoměrném rozložení zatížení na valivé elementy, které je možné ovlivnit velikostí předpětí. Přesný výpočet ložiska se zkříženými válečky je možné vyhotovit pomocí výpočtového programu. Tento výpočet umožňuje stanovit optimální hodnotu předpětí pro daný případ použití s ohledem na velikost pružných deformací v axiálním i radiálním směru a trvanlivosti.



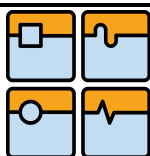
4.4 Schéma zatížení křížového ložiska strojů POWERTURN



Obr. 22 - Schematické zatížení ložiska se zkříženými válečky

a	vzdálenost osy ložiska od horní plochy UD
H	vzdálenost osy ložiska od horní plochy UD + max. výška obrobku
R_d	poloměr UD
r	poloměr působení sil pohánějící UD - roztečná kružnice ozubeného věnce
R	maximální poloměr obrobku
F_x, F_y, F_z	maximální síly od řezného nástroje
F_o, F_r, F_{ax}	síly pohánějící desku (pro $M_k = F_y \cdot R$)
G	hmotnost UD a ozubeného věnce
Q	hmotnost obrobku
n	otáčky UD

Hodnoty uvedené v tabulkách níže jsou převzaty z „Technických podmínek“ TOSHULIN, a.s.

**Maximální zatížení křížových ložisek pro stroje POWERTURN, SKA, SKIQ**

PT, SKA, SKIQ		1250	1600	2000	2500	3000	4000
a	[mm]	390	390	390	382	382	430
H	[mm]	2190	2890	2890	2822	2822	2810
R_d	[mm]	625	800	1000	1250	1500	2000
r	[mm]	462,53	553,03	683,75	1025,62	1025,62	1618,87
R	[mm]	700	1000	1150	1450	1800	2500
F_x	[N]	25000	25000	25000	25000	25000	25000
F_y	[N]	50000	50000	50000	50000	50000	50000
F_z	[N]	25000	25000	25000	25000	25000	25000
F_o	[N]	75678	90485	84122	70698	87763	77214
F_r	[N]	27672	32886	30705	25846	32085	28259
F_{ax}	[N]	7954	9510	8842	7431	9224	8116
G	[kg]	1697	2200	2852	5331	7146	11571
Q	[kg]	8000	12000	20000	25000	30000	30000
n	[min ⁻¹]	630	400	315	250	200	150

Tab. 7 - Maximální zatížení křížového ložiska strojů POWERTURN

Ekvivalentní zatížení křížového ložiska

H_{ekv} - vzdálenost osy ložiska od horní plochy UD + max. výška obrobku

$$H_{ekv} = a + \frac{H - a}{2}$$

R_{ekv} - maximální poloměr obrobku

$$R_{ekv} = \frac{R}{2}$$

$F_{xekv}, F_{yekv}, F_{zekv}$ - maximální síly od řezného nástroje

$$F_{xekv} = \frac{F_x}{2}; F_{yekv} = \frac{F_y}{2}; F_{zekv} = \frac{F_z}{2}$$

F_{oekv}, F_{rekv} - síly pohánějící desku

F_{axekv} - pro kroutící moment upínací desky

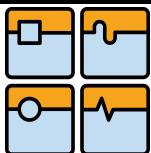
$$M_{kekv} = F_{yekv} \cdot R_{ekv}$$

Q_{ekv} - hmotnost obrobku

$$Q_{ekv} = \frac{Q}{2}$$

n_{ekv} - otáčky UD

otáčky UD odpovídají řezné rychlosti 250 m/min na poloměru obrobku R_{ekv}



Ekvivalentní zatížení křížových ložisek pro stroje POWERTURN, SKA, SKIQ

PT, SKA, SKIQ		1250	1600	2000	2500	3000	4000
a	[mm]	390	390	390	382	382	430
H_{ekv}	[mm]	1290	1640	1640	1602	1602	1620
R_d	[mm]	625	800	1000	1250	1500	2000
R	[mm]	462,53	553,03	683,75	1025,62	1025,62	1618,87
R_{ekv}	[mm]	350	500	575	725	900	1250
$F_{x\ ekv}$	[N]	12500	12500	12500	12500	12500	12500
$F_{y\ ekv}$	[N]	25000	25000	25000	25000	25000	25000
$F_{z\ ekv}$	[N]	12500	12500	12500	12500	12500	12500
$F_{o\ ekv}$	[N]	18919	22621	21030	17674	21941	19304
$F_{r\ ekv}$	[N]	6918	8221	7676	6462	8021	7065
$F_{ax\ ekv}$	[N]	1989	2378	2210	1858	2306	2029
G	[kg]	1697	2200	2852	5331	7146	11571
Q_{ekv}	[kg]	4000	6000	10000	12500	15000	15000
n_{ekv}	[min ⁻¹]	114	80	69	55	44	32

Tab. 8 - Ekvivalentní zatížení křížového ložiska strojů POWERTURN

5 URČENÍ OPTIMÁLNÍ VARIANTY

V této části diplomové práce se budu zabývat konkrétním výběrem konstrukčních typů uložení upínací desky, které je možné použít u svislých soustruhů SKA, POWERTURN a SKIQ.

Jelikož se v TOSHULIN, a.s. vyrábí několik velikostí každé řady stroje a tudíž i několik velikostí upínacích desek, vznikla by nám spousta porovnávacích variant pro každou velikost desky, přičemž nemůžeme porovnávat jednotlivé velikosti mezi sebou.

Celá praktická část diplomové práce se proto bude zabývat uložáním pro velikost upínací desky $\varnothing 2000 \text{ mm}$.

5.1 Postup při určení optimální varianty:

1. FÁZE

Vytipování vhodných variant uložení pro UD

2. FÁZE

Určení optimální varianty z různých hledisek

3. FÁZE

Určení konečného pořadí

4. FÁZE

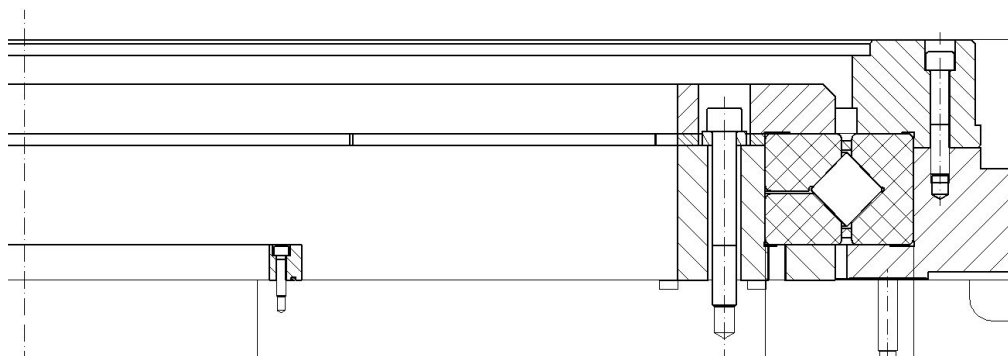
Zhodnocení výsledků

5. FÁZE

Zpracování konstrukčního návrhu vybrané varianty

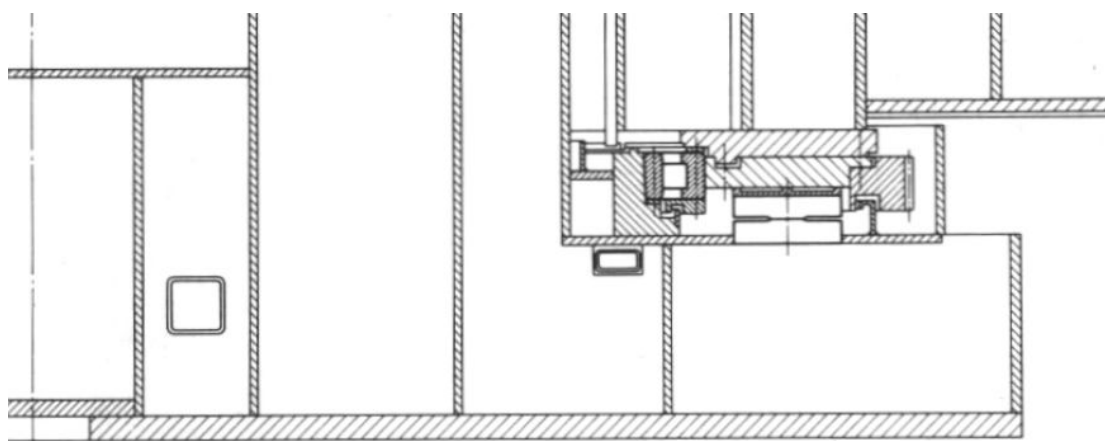
5.2 Vytipování vhodných variant pro uložení upínací desky:

1. Uložení pomocí ložiska se zkříženými válečky – stávající řešení



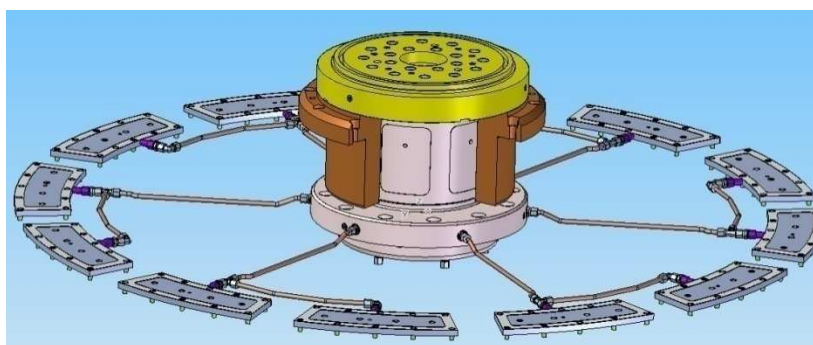
Obr. 23 - Uložení křížovým ložiskem

2. Uložení hydrostatické axiální v kombinaci s valivým válečkovým ložiskem

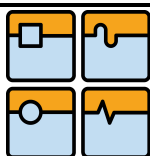


Obr. 24 - Uložení HS axiální + válečkové valivé ložisko

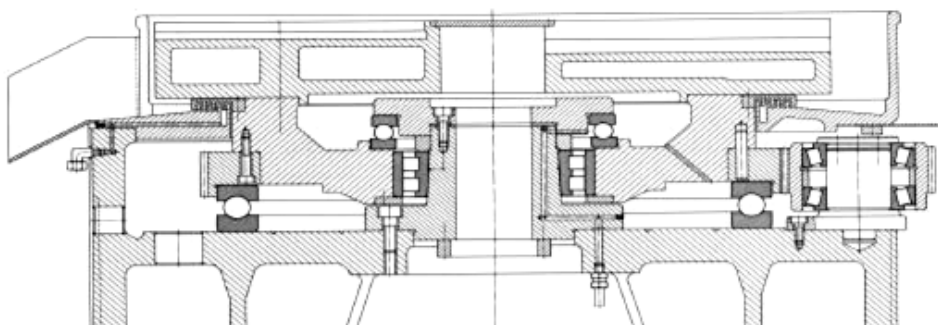
3. Uložení hydrostatické axiálně – radiální



Obr. 25 - Uložení hydrostatické axiálně - radiální

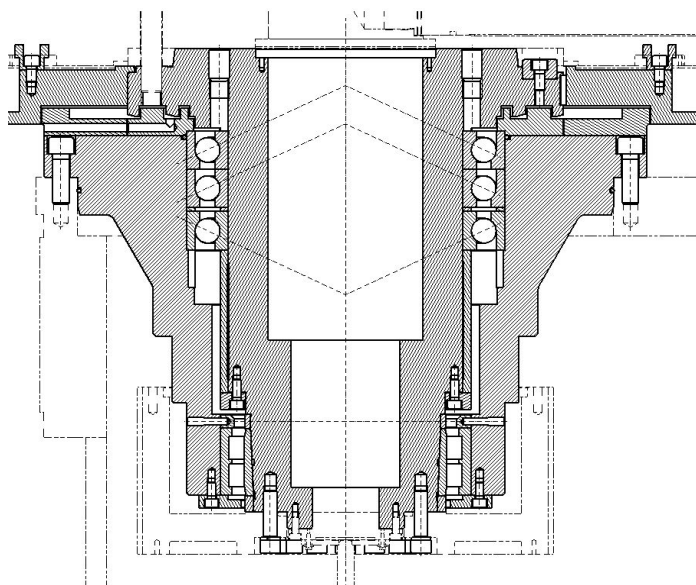


4. Uložení pomocí 2 axiálních kuličkových ložisek v kombinaci s radiálním dvouřadým válečkovým ložiskem



i s radiálním dvouřadým

5. Uložení za pomoci jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v kombinaci s válečkovým dvouřadým ložiskem



Obr. 27 - Uložení za pomoci jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v kombinaci s válečkovým dvouřadým ložiskem

5.3 Určení optimální varianty pro stroje SKA, SKIQ, POWERTURN:

Pro určení optimální varianty se jeví jako výhodné použít metodu PATTERN

5.3.1 Metoda PATTERN

(Planning Assistance Trugh Technical Evaluation of Relevance Numbers)

(Pomoc v plánování prostřednictvím vyhodnocení relativních hodnot významnosti čísel)

Metoda je vhodná pro multikriteriální porovnání na úrovni:

- **Technické**
- **Technologické**
- **Ekonomické**

Algoritmus jednotlivých kroků:

1. výběr kritérií pro porovnávání (cena, výkon, rychlost...)
2. definování požadované tendence změny srovnávaných (vybraných) kritérií (rostoucí, klesající)
3. stanovení "váhy významnosti" vybraných kritérií (např. metodou porovnávání kritérií v trojúhelníku)
4. výpočet indexů změn vybraných kritérií pro srovnávané prvky
5. stanovení pořadí srovnávaných prvků

Výběr kritérií pro porovnávání

Výběr kritérií pro porovnávání prvků (strojů, technologií apod..) Je dán názorem hodnotitelů. Rozhodující význam zde hraje cíl, který má být výsledkem splnění. Všeobecně lze konstatovat, že příliš malý, ale ani příliš velký počet srovnávacích kritérií není vhodné používat. Při velmi malém (1-2) počtu kritérií není dostatek prostoru popisování rozdílů a při zařazení velkého množství kritérií přichází ke snížení "Rozlišovací schopnosti". Ze zkušeností s aplikováním metody PATTERN v oblasti porovnávání strojů lze doporučit 5 ÷ 10 srovnávacích kritérií.

Definování požadované tendence změny srovnávaných kritérií

Metoda PATTERN umožňuje rozlišit tendenci změn každého kritéria. V praxi to znamená, že pro každé vybrané kritérium lze definovat, za jakých podmínek bude výsledek pro uživatele výhodnější. Pokud například bude zvoleno kritérium "cena stroje", je předpoklad, že při srovnávání bude výhodnější ten stroj, který má nižší cenu - tedy tendence změny kritéria "cena stroje" je klesající. Pokud bude například zvoleno kritérium "výkon motoru", je předpoklad, že při porovnávání bude výhodnější ten stroj, který má vyšší výkon - tedy tendence změny kritéria "Výkon motoru" je stoupající.

Stanovení „váhy významnosti“ vybraných kritérií

Sestavit kritéria uspořádané v párech, do schématu trojúhelníků:

- počet sledovaných kritérií, k
- počtu kombinací sledovaných kritérií

$$PK = \frac{k \cdot (k - 1)}{2}$$

Hodnotitel posoudí, které z kritérií (v dvojici) má větší význam. Následně se spočítají počty hlasů přidělených jednotlivým hodnotícím kritériím a je stanovené pořadí hodnotících kritérií. Počet kombinací PK se musí rovnat počtu přidělených hlasů. V případě rovnosti přidělených hlasů, rozhoduje o pořadí vzájemné posouzení v původních párech.

Názory jednotlivých hodnotitelů je třeba následně zpracovat a stanovit bodovou hodnotu významnosti a váhu významnosti jednotlivých kritérií

$$BHV_j = \frac{\sum_{i=1}^p PH_{ij}}{p}$$

kde: BHV_j - bodová hodnota významnosti j-tého kritéria
 PH_{ij} - počet hlasů přidělených i-tým hodnotitelem, j-tému kritériu
 p - počet hodnotitelů

Stanovení váhy významnosti:

$$q_j = \frac{BHV_j}{\sum_{j=1}^m BHV_j}$$

kde: q_j - váha významnosti j-tého kritéria
 m - počet kritérií

Výpočet indexů změn

Vypočtou se pro každý parametr indexy změny I_{jx} vzhledem k základní hodnotě parametru H_{jx} tak, aby zlepšování parametru bylo vždy vyjádřeno růstem indexu jako změny nad hodnotou 1.00. Z těchto důvodů je nutné parametry rozdělit na:

- a) parametry, jejichž žádoucí tendence je **rostoucí**, potom indexy vypočteme:

$$I_{jx} = \frac{H_{jx}}{H_{jMIN}}$$

kde: H_{jx} - hodnota j-tého parametru, x-tého prvku
 H_{jMIN} - nejmenší (bazická) hodnota hodnota j-tého parametru

b) parametry, jejichž žádaná tendence je **klesající**, potom indexy vypočteme:

$$I_{jx} = \frac{H_{jMAX}}{H_{jx}}$$

kde: H_{jx} - hodnota j-tého parametru, x-tého prvku
 H_{jMAX} - největší (bazická) hodnota hodnota j-tého parametru

Výpočty vážených indexů

S ohledem na významnost se vypočtou vážené indexy $I_{jx}v$

$$I_{jx}v = I_{jx} \cdot q_j$$

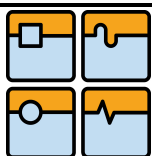
kde: q_j - váha významnosti j-tého parametru

Stanovení pořadí

Provede se součet vážených indexů vyjadřující relativní úroveň i-té varianty j-tého typu:

$$S_x = \sum_{j=1}^k I_{jx}v$$

Lze ji vyjádřit v %, kdy nejhorší varianta představuje hodnotu 100%. Poté se určí pořadí jednotlivých variant z různých hledisek.



5.3.2 Určení nejvhodnějšího typu metodou PATTERN z technického hlediska:

1. Výběr kritérií pro párové porovnání parametrů

Do tabulky pro párové porovnání parametrů jednotlivých druhů uložení, jsem si zvolil tyto parametry:

P1	-	únosnost
P2	-	přesnost
P3	-	tuhost
P4	-	seřiditelnost předpětí
P5	-	otáčky UD
P6	-	výkon UD
P7	-	moment UD
P8	-	dodací lhůta

2. Definování požadované tendence:

P1	-	rostoucí
P2	-	rostoucí
P3	-	rostoucí
P4	-	rostoucí
P5	-	rostoucí
P6	-	rostoucí
P7	-	rostoucí
P8	-	klesající

3. Metoda porovnávání

Párové porovnání parametrů z technického hlediska										
Parametr	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	Σ	Pořadí
P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	P1	8	1.
P2		P2	P3	P2	P2	P2	P2	P2	6	3.
P3			P3	P3	P3	P3	P3	P3	7	2.
P4				P4	P5	P6	P7	P4	2	7.
P5					P5	P5	P7	P5	4	5.
P6						P6	P6	P7	3	6.
P7							P7	P7	5	4.
P8								P8	1	8.

Tab. 9 - Párové porovnání parametrů z technického hlediska

Postup porovnávání:

1. Do řádku i sloupce zapíše všechny parametry ve vzestupném pořadí
2. Ze sloupce porovnávám jednotlivé parametry se všemi parametry P1-P8 v řádku. Z těchto dvou porovnávaných parametrů zapíše do tabulky ten, který je pro mne z konstrukčního hlediska důležitější. Dále porovnávám následující parametr ze sloupce opět se všemi parametry P1-P8 v řádku a vždy zapíše ten, který má větší význam z konstrukčního hlediska.
3. Poté se provede součet jednotlivých parametrů v celém trojúhelníkovém schématu
4. Dle celkového počtu stanovím pořadí jednotlivých parametrů pro další zpracování – kvantifikovanou porovnávací matici

4. Výpočet indexů změn vybraných kritérií pro srovnávané prvky

Kvantifikovaná porovnávací matice – technické hledisko										
Parametr	P1	P3	P2	P7	P5	P6	P4	P8	Σ	Váha (q)
P1	1	1	1	1	1	2	2	3	12	22%
P3		1	1	1	1	1	2	3	10	18%
P2			1	1	1	1	2	3	9	16%
P7				1	1	1	2	3	8	15%
P5					1	1	2	3	7	13%
P6						1	2	2	5	9%
P4							1	2	3	5%
P8								1	1	2%
SOUČET									55	100%

Tab. 10 - Kvantifikované porovnání z technického hlediska

Poznámka k tabulce:

Stupnice číselného hodnocení parametrů P1 – P8

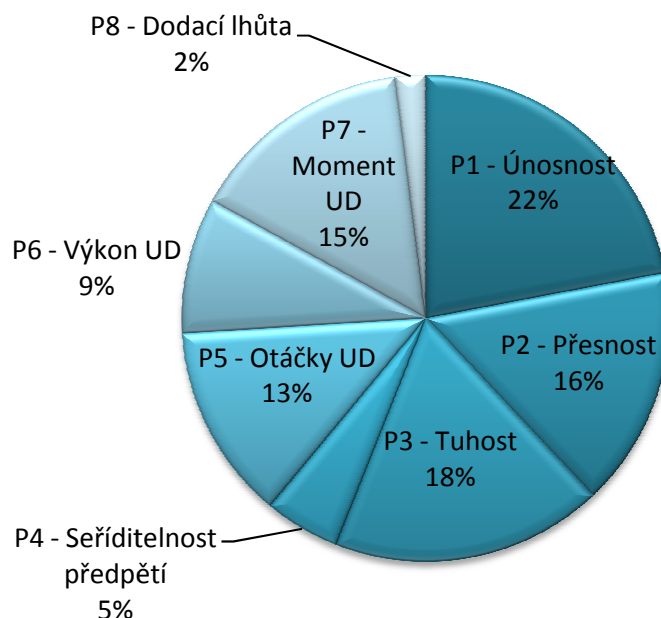
- 1 – blízko
2 - středně
3 – daleko

Postup řešení:

1. Do řádku i do sloupce zapíše parametry v pořadí, z předchozí tabulky párového porovnání parametrů.

2. Ze sloupce porovnávám jednotlivé parametry se všemi parametry P1-P8 z řádku. Tyto dva parametry porovnávám, jak moc k sobě mají charakteristicky blízko dle výše uvedené stupnice. Ohodnocení vybraných parametrů zapíši do příslušného pole. Stejným způsobem postupuji u dalších parametrů.
3. Poté se provede součet bodů každého parametru v řádku a zapíše do sloupce „suma“
4. Stanovím % váhu jednotlivých parametrů dle součtu indexů

Váhy jednotlivých parametrů P1 - P8



Graf. 1 - Váhy jednotlivých parametrů P1 - P8

Váhy jednotlivých parametrů dále poslouží pro konečné stanovení pořadí vybraných variant z konstrukčního hlediska jednotlivých variant v následující tabulce.

5. Stanovení pořadí srovnávaných prvků

P.č.	Parametr	Jedn. [*]	váha q	Způsob uložení UD									
				Ložisko se zkříženými válečky		HS - axiální + valivé dvouřadé válečkové radiální		HS - axiálně radiální		Axiální kuličkové + radiální s dvouřadé válečkové		Valivé s kosouhlým stykem	
1.	Únosnost	[N.m ⁻¹]	0,22	4 2	0,44	4 2	0,44	5 2,5	0,55	2 1	0,22	3 1,5	0,33
2.	Přesnost	[μm]	0,16	4 1,33	0,21	4 1,33	0,21	5 1,67	0,27	3 1	0,16	3 1	0,16
3.	Tuhost	[N.m ⁻¹]	0,18	4 2	0,36	3 1,5	0,27	4 2	0,36	2 1	0,18	3 1,5	0,27
4.	Seřiditelnost předpětí	[-]	0,05	3 1,5	0,08	4 2	0,1	5 2,5	0,13	4 2	0,1	2 1	0,05
5.	Otáčky UD	[min ⁻¹]	0,13	4 1,33	0,17	4 1,33	0,17	5 1,67	0,15	3 1	0,13	3 1	0,13
6.	Výkon UD	[kW]	0,09	4 1,33	0,12	4 1,33	0,12	5 1,67	0,15	3 1	0,09	3 1	0,09
7.	Moment UD	[Nm]	0,15	4 1,33	0,2	4 1,33	0,2	4 1,33	0,2	3 1	0,15	4 1,33	0,2
8.	Dodací lhůta	[-]	0,02	3 1,67	0,03	4 1,25	0,03	3 1,67	0,03	5 1	0,02	5 1	0,02
Celkem Sj			1,0	1,62		1,54		1,9		1,05		1,25	
Relativní technická úroveň				154%		147%		181%		100%		119%	
Pořadí z konstrukčního hlediska				2.		3.		1.		5.		4.	

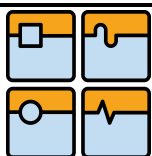
Tab. 11 - Metoda PATTERN pro konstrukční hledisko

Poznámka k tabulce:

Stupnice číselného hodnocení parametrů P1 – P8

- 1 – nízká, malá
- 2 - střední
- 3 – vysoká
- 4 – velmi vysoká
- 5 – mimořádně vysoká

Dle metody PATTERN vychází z technického (konstrukčního) hlediska jako nejvýhodnější **hydrostatické radiálně - axiální uložení**. Jako druhé se nejoptimálnější jeví uložení pomocí křížového ložiska, což je stávající řešení uložení v TOSHULIN, a.s. V další kapitole porovnám všechny výše vytipované druhy uložení dle technologického hlediska.



5.3.3 Určení nejvhodnějšího typu metodou PATTERN z technologického hlediska

Výběr kritérií pro párové porovnání parametrů

Do tabulky pro párové porovnání parametrů jednotlivých druhů uložení, jsem si zvolil tyto parametry:

1. Výběr kritérií pro párové porovnání parametrů

- Q1 - konstrukční složitost uložení
- Q2 - konstrukční pokrok vývoje
- Q3 - výrobní složitost
- Q4 - montážní a servisní pracnost
- Q5 - časová náročnost výroby
- Q6 - časová náročnost montáže
- Q7 - záběh, uvedení do provozu, zkoušení
- Q8 - životnost uložení

2. Definování požadované tendence

- Q1 - klesající
- Q2 - rostoucí
- Q3 - klesající
- Q4 - klesající
- Q5 - klesající
- Q6 - klesající
- Q7 - klesající
- Q8 - rostoucí

3. Metoda porovnávání

Párové porovnání parametrů z technologického hlediska										
Parametr	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8	Σ	Pořadí
Q1	Q1	Q1	Q1	Q4	Q1	Q1	Q1	Q8	6	3.
Q2		Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8	1	8.
Q3			Q3	Q3	Q3	Q3	Q3	Q3	7	1.
Q4				Q4	Q4	Q4	Q4	Q8	6	4.
Q5					Q5	Q5	Q5	Q8	4	5.
Q6						Q6	Q7	Q8	2	7.
Q7							Q7	Q8	3	6.
Q8								Q8	7	2.

Tab. 12 - Párové porovnání z technologického hlediska

Postup porovnávání:

1. Do řádku i sloupce zapíše všechny parametry ve vzestupném pořadí
2. Ze sloupce porovnávám jednotlivé parametry se všemi parametry Q1-Q8 v řádku. Z těchto dvou porovnávaných parametrů zapíše do tabulky ten, který je pro mne z konstrukčního hlediska důležitější. Dále porovnávám následující parametr ze sloupce opět se všemi parametry Q1-Q8 v řádku a vždy zapíše ten, který má větší význam z konstrukčního hlediska.
3. Poté se provede součet jednotlivých parametrů v celém trojúhelníkovém schématu
4. Dle celkového počtu stanovím pořadí jednotlivých parametrů pro další zpracování – kvantifikovanou porovnávací matici

4. Výpočet indexů změn vybraných kritérií pro srovnávané prvky

Kvantifikovaná porovnávací matice – technologické hledisko										
Parametr	Q3	Q8	Q1	Q4	Q5	Q7	Q6	Q2	Σ	Váha (q)
Q3	1	1	1	1	2	2	3	3	14	25%
Q8		1	1	1	2	2	2	2	11	19%
Q1			1	1	1	2	2	2	9	16%
Q4				1	1	2	2	2	8	14%
Q5					1	2	2	2	7	12%
Q7						1	2	2	5	9%
Q6							1	1	2	3%
Q2								1	1	2%
SOUČET									57	100%

Tab. 13 - Kvantifikované porovnání z technologického hlediska

Poznámka k tabulce:

Stupnice číselného hodnocení parametrů Q1 – Q8

- 1 – blízko
- 2 - středně
- 3 – daleko

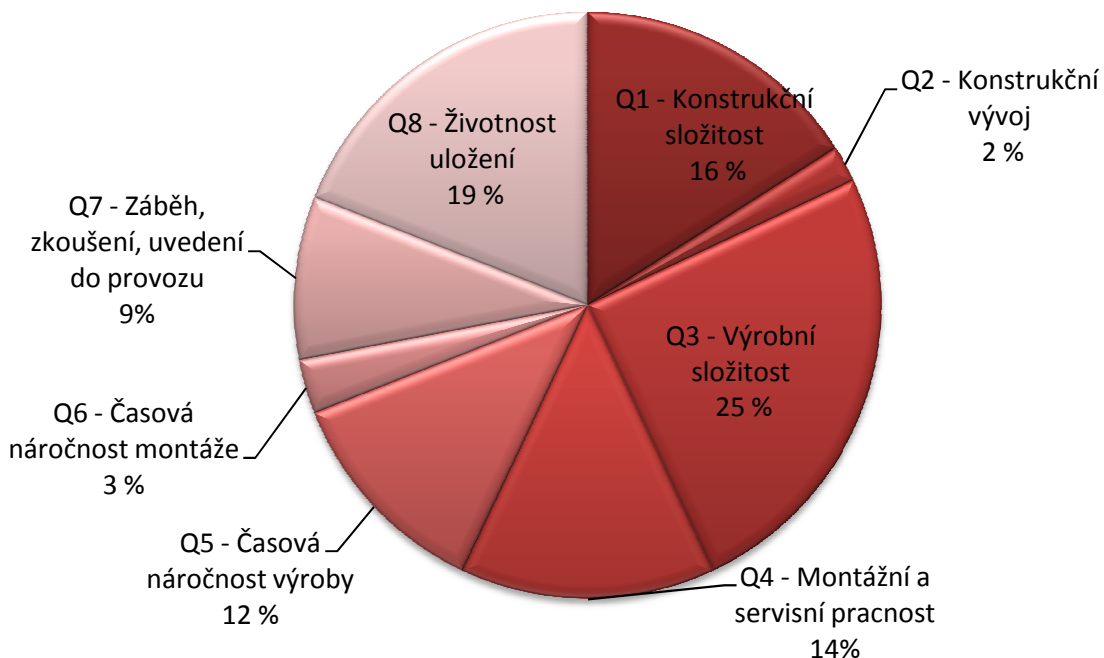
Postup řešení:

1. Do řádku i do sloupce zapíše parametry v pořadí, z předchozí tabulky párového porovnání parametrů.
2. Ze sloupce porovnávám jednotlivé parametry se všemi parametry Q1-Q8 z řádku. Tyto dva parametry porovnávám, jak moc k sobě mají charakteristicky blízko dle

výše uvedené stupnice. Ohodnocení vybraných parametrů zapíše do příslušného pole. Stejným způsobem postupují u dalších parametrů Q2 – Q8.

- Poté se provede součet bodů každého parametru v řádku a zapíše do sloupce „suma“
- Stanovím % váhu jednotlivých parametrů dle součtu indexů

Váhy jednotlivých parametrů Q1 - Q8



Graf. 2 - Váhy jednotlivých parametrů Q1 - Q8

Váhy jednotlivých parametrů dále poslouží pro konečné stanovení pořadí vybraných varinat z technologického hlediska jednotlivých variant v následující tabulce.

5. Stanovení pořadí srovnávaných prvků

P.č.	Parametr	Jedn. [*]	váha q	Způsob uložení UD									
				Ložisko se skříženými válečky		HS - axiální + valivé dvouřadé válečkové radiální		HS - axiálně radiální		Axiální kuličkové + radiální s dvouřadé válečkové		Valivé s kosoháhlým stykem	
1.	Konstrukční složitost uložení	[-]	0,16	3 1,33	0,21	4 1	0,16	4 1	0,16	3 1,33	0,21	3 1,33	0,21
2.	Konstrukční pokrok vývoje	[-]	0,02	3 1,5	0,03	4 2	0,04	5 2,5	0,05	2 1	0,02	2 1	0,02
3.	Výrobní složitost	[-]	0,25	2 2,5	0,63	4 1,25	0,31	5 1	0,25	3 1,67	0,42	3 1,67	0,42
4.	Montážní a servisní pracnost	[-]	0,14	2 2,5	0,35	4 1,25	0,18	5 1	0,14	4 1,25	0,18	2 2,5	0,35
5.	Časová náročnost výroby	[h]	0,12	3 1,67	0,2	5 1	0,12	5 1	0,12	4 1,25	0,15	4 1,25	0,15
6.	Časová náročnost montáže	[h]	0,03	3 1,33	0,04	3 1,33	0,04	3 1,33	0,04	3 1,33	0,04	4 1	0,03
7.	Záběh, uvedení do provozu, zkoušení	[-]	0,09	3 1,33	0,12	4 1	0,09	4 1	0,09	3 1,33	0,12	3 1,33	0,12
8.	Životnost uložení	[h]	0,19	4 1,33	0,25	5 1,67	0,32	5 1,67	0,32	3 1	0,19	3 1	0,19
Celkem Sj			1,0	1,83		1,25		1,17		1,33		1,49	
Relativní technická úroveň				157%		108%		100%		114%		128%	
Pořadí z technického hlediska				1.		4.		5.		3.		2.	

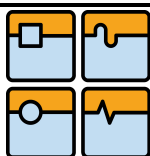
Tab. 14 - Metoda PATTERN pro technologické hledisko

Poznámka k tabulce:

Stupnice číselného hodnocení parametrů Q1 – Q8

- 1 – nízká, malá
- 2 - střední
- 3 – vysoká
- 4 – velmi vysoká
- 5 – mimořádně vysoká

Dle metody PATTERN vychází z technologického hlediska jako nejvýhodnější uložení upínací desky **křížovým ložiskem**. Naopak nejméně vhodným se jeví



hydrostatické uložení axiálně-radiální. Je to především z důvodu velmi konstrukční složitosti a náročné technologii výroby jednotlivých součástí. Je zde také zapotřebí samostatného hydraulického obvodu s agregátem.

5.3.4 Určení nejvhodnějšího typu uložení UD z ekonomického hlediska

Pro ekonomické zhodnocení jsem použil cenu nakupovaných i vyráběných komponent, které jsou zapotřebí pro celkovou sestavu uložení upínací desky.

Uložení ložiskem se zkříženými válečky			
Prvek	Typ	Počet ks	Cena
Ložisko se zkříženými válečky	FAG - 549809	1	77%
Vyráběné pozice+normalizované součástky	*		23%
Celkem za sestavu	*		100%
Pořadí dle ekonomického hlediska			1.

Tab. 15 - Celkové náklady 1. varianty uložení

Hydrostatické uložení axiální + 2řadé válečkové + axiální kuličkové			
Prvek	Typ	Počet ks	Cena
Ložisko axiální hydrostatické	ZOLLERN	1	35%
Ložisko válečkové dvouřadé	INA FAG - 32956	1	13%
Hydrostatický rozvod+agregát	ZOLLERN	1	49%
Vyráběné pozice+normalizované součástky	*		3%
Celkem za sestavu	*		268%
Pořadí dle ekonomického hlediska			4.

Tab. 16 - Celkové náklady 2. varianty uložení

Hydrostatické uložení axiálně-radiální			
Prvek	Typ	Počet ks	Cena
Ložisko axiální hydrostatické	ZOLLERN	1	24%
Ložisko radiální hydrostatické	ZOLLERN	1	35%
Hydrostatický rozvod+agregát	ZOLLERN	1	40%
Vyráběné pozice+normalizované součástky	*		2%
Celkem za sestavu	*		383%
Pořadí dle ekonomického hlediska			5.

Tab. 17 - Celkové náklady 3. varianty uložení

Uložení kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem + radiální válečkové 2 řadé ložisko			
Prvek	Typ	Počet ks	Cena
Ložisko kuličkové s kosoúhlým stykem	FAG - B71956E.T.P4S.UM	3	67%
Ložisko radiální válečkové 2 řadé	SKF- NNU4944BK/SPW33	1	16%
Vyráběné pozice+normalizované součástky	*		17%
Celkem za sestavu	*		107%
Pořadí dle ekonomického hlediska			2.

Tab. 18 - Celkové náklady 4. varianty uložení

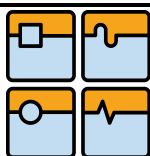
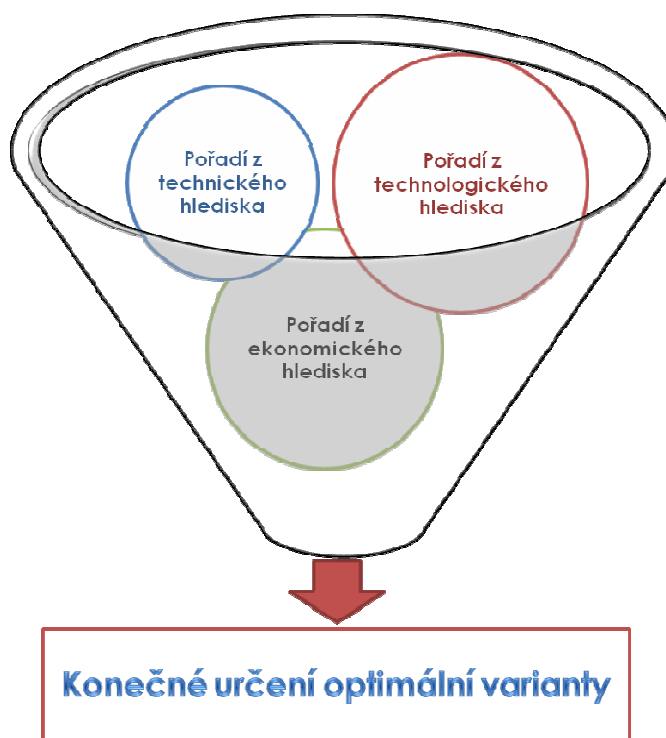
Uložení 2 axiálními kuličkovými ložisky s 2 řadým válečkovým radiálním ložiskem			
Prvek	Typ	Počet ks	Cena
Ložisko kuličkové axiální	SKF - 51152 M	1	58%
Ložisko kuličkové axiální	SKF - 351006 A	1	16%
Ložisko radiální válečkové 2 řadé	SKF- NNU4944BK/SPW33	1	13%
Vyráběné pozice+normalizované součástky	*		14%
Celkem za sestavu	*		141%
Pořadí dle ekonomického hlediska			3.

Tab. 19 – Celkové náklady 5. varianty uložení

Poznámky k ekonomickému porovnání:

Celková cena za sestavu vyjadřuje navýšení ceny oproti stávajícímu uložení křížovým ložiskem.

Jednotlivé položky každé varianty vyjadřují % podíl z celkové ceny dané varianty.

**5.4 Určení celkového pořadí porovnávaných variant:**

Hledisko	Způsob uložení UD				
	Ložisko se zkříženými válečky	HS - axiální + valivé dvouřadé válečkové radiální	HS - axiálně radiální	Axiální kuličkové + radiální s dvouřadé válečkové	Valivé s kosoúhlým stykem
Technické	2	3	1	5	4
Technologické	1	4	5	3	2
Ekonomické	1	4	5	3	2
Součet	4	11	11	11	8
Celkové pořadí	1.	4.	3.	5.	2.

Tab. 20 - Určení celkového pořadí

U varianty č. 2, 3 a 4 vyplynul shodný součet bodů. Kritériem k určení celkového pořadí byla vývojová progresa jednotlivých variant.

6 ZHODNOCENÍ VÝLEDKŮ MULTIKRITERIÁLNÍHO HODNOCENÍ

Pořadí	Typ uložení	Popis
1.	Ložisko se zkříženými válečky	Stávající řešení uložení upínací desky, používané v TOSHULIN, a.s. Je tedy zřejmé, že firma v současnosti používá neoptimálnější uložení upínací desky jak z technického, technologického tak i ekonomického hlediska.
2.	Valivé s kosouhlým stykem	Toto řešení TOSHULIN, a.s. používá u strojů s menším průměrem upínací desky. Tato varianta nebude dále navrhována.
3.	HS - axiálně radiální	Pro tento typ uložení budu dále zpracovávat konstrukční návrh. V porovnání bylo použito nakupované hydrostatické ložisko od firmy Zollern. Jelikož firma chce být co nejméně závislá na dodavatelích ložisek a chce nabídnout zákazníkovi více konstrukčních variant, navrhované hydrostatické ložisko si bude TOSHULIN, a.s. vyrábět sama. Jako nakupovaný prvek bude použit pouze hydrostatický agregát. Tato varianta uložení bude určena například pro zákazníky, kteří upřednostňují vysokou geometrickou přesnost svých výrobků před vynaloženými náklady na stroj.
4.	HS - axiální + valivé dvouřadé válečkové radiální	Pro tento typ uložení budu také nadále zpracovávat konstrukční návrh.
5.	Axiální kuličkové + radiální s dvouřadé válečkové	Tímto typem uložení se nadále nebudu zabývat především proto, jelikož je již zastaralý a nevykazuje takové dobré technické vlastnosti, jako výše zmiňované hydrostatické uložení.

Tab. 21 - Zhodnocení výsledků vybraných variant

7 ZPRACOVÁNÍ KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Jelikož návrh celého hydrostatického uložení je velice náročný a zdoluhavý a stále se vyvíjející proces, provedu konstrukční návrh pro zástavbu do konkrétního stroje se základními výpočty, které jsou potřebné pro konstrukci jednotlivých vyráběných dílů.

Pro zajištění funkčnosti a přesnou regulaci je zapotřebí spolupráce externí společnosti, která se tímto odvětvím zabývá a má více teoretických znalostí a praktických zkušeností ze svých realizací. Jednou takovou společností je německá firma Hyprostatik, která již v minulosti navrhla pro TOSHULIN, a.s. hydrostatické vedení lineárních os, které se vzájemnou spoluprací zabralo více než 1 rok.

Z výše uvedených analýz (konstrukční, technologická, ekonomická) a vyhodnocením jejích výsledků, budu dále konstrukčně zpracovávat 2 nové varianty uložení upínací desky pro stroje POWERTURN, SKA a SKIQ o $\varnothing 2000$.

1. Konstrukční návrh uložení UD

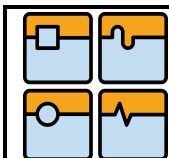
V 1. návrhu budu zpracovávat uložení pomocí **axiálně – radiálního hydrostatického ložiska**. U této varianty se pokusím navrhnout takové ložisko, které by bylo možné zaměnit za původní křížové ložisko s minimálními úpravami ostatních dílců, které by dále navyšovaly cenu.

V axiálním směru jsou navrženy 2 hydrostatické ložiska. Spodní ložisko bude přenášet zatížení od hmotnosti upínací desky, obrobku a sil vzniklým při obrábění a pohonu upínací desky v axiálním směru. Horní axiální ložisko bude sloužit proti nadzvednutí upínací desky. V radiálním směru je navrženo radiální ložisko na vnější válcové ploše.

2. Konstrukční návrh uložení UD

V 2. Návrhu bude zpracován návrh **hydrostatického axiálního ložiska v kombinaci s dvouřadým válečkovým ložiskem radiálním a kuličkovým ložiskem axiálním**. Hydrostatické axiální ložisko bude přenášet síly zatížení od hmotnosti upínací desky, obrobku a sil vzniklých při obrábění a sil od pohonu upínací desky v axiálním směru. Válečkové dvouřadé ložisko bude přenášet síly od obrábění a pohonu upínací desky v radiálním směru. Axiální kuličkové ložisko bude sloužit proti limitujícímu nadzvednutí upínací desky při spuštění hydrostatického okruhu v HS axiálním ložisku.

I v tomto návrhu budu brát ohled na co nejnižší náklady a technologickou náročnost, které vzniknou při úpravách stávajících dílců, popř. při výrobě nových dílců, které jsou zapotřebí pro celkovou sestavu uložení UD.

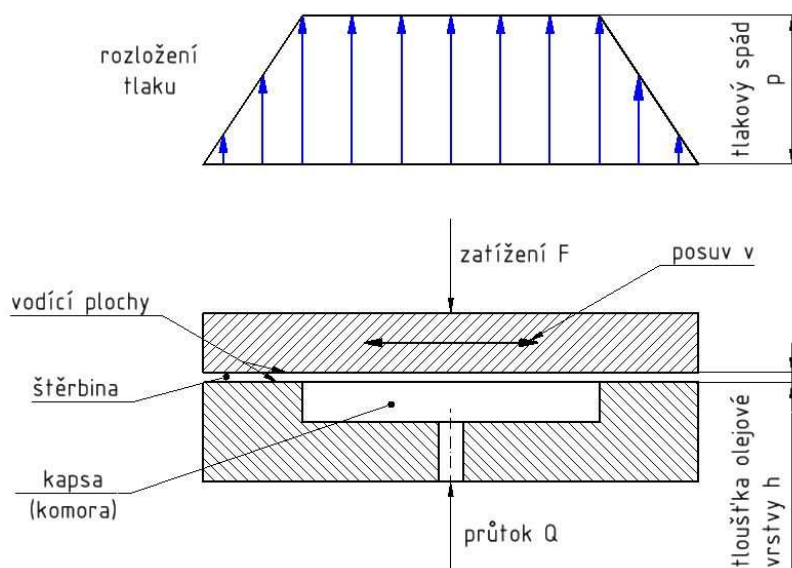


7.1 Úvod do problematiky hydrostatických ložisek

7.1.1 Hydrostatika

Hydrostatické vedení je často vyhledávané řešení pro konstrukce s velkým zatížením a velkých rychlostí pohybu. Hydrostatická vedení se skládají zpravidla z několika buněk, které jsou integrovány do jedné z vodících ploch.

Hydrostatické ložisko patří do skupiny kluzných ložisek. Jeho princip je založen na dodávce tlakového oleje mezi vodící plochy.



Obr. 28 - Princip hydrostatické buňky

Popis funkce

Dodávka tlakového oleje o průtoku Q způsobuje značný hydrostatický odpor R ve škrťací mezeře buňky. Výtok oleje z kapsy buňky do okolí zapříčiní pokles tlaku, který je vyjádřen jako tlakový spád Δp . Tento jev je popsán Hagen-Poiseuilleovým vztahem ve zjednodušeném vztahu pro proudění v obdélníkovém profilu:

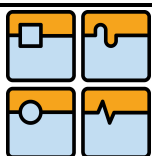
$$Q = \frac{\Delta p \cdot B \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \quad [m^3/s]$$

Kde:

- h - je tloušťka kapalinové vrstvy
- B - je šířka a L délka škrťací mezery

Pro hydrostatický odpor škrťací mezery R platí:

$$R = \frac{\Delta p}{Q} = \frac{12 \cdot \eta \cdot L}{B \cdot h^3} \quad \left[Pa \cdot \frac{s}{m^3}\right]$$



Hydraulická vodivost průtoku G je odvozena jako:

$$G = \frac{h^3}{12 \cdot \eta} \quad [kg^{-1} \cdot m^4 \cdot s^{-1}]$$

Při průtoku působí na stěnu protékaného profilu reakce F , která lze stanovit z tlakového spádu

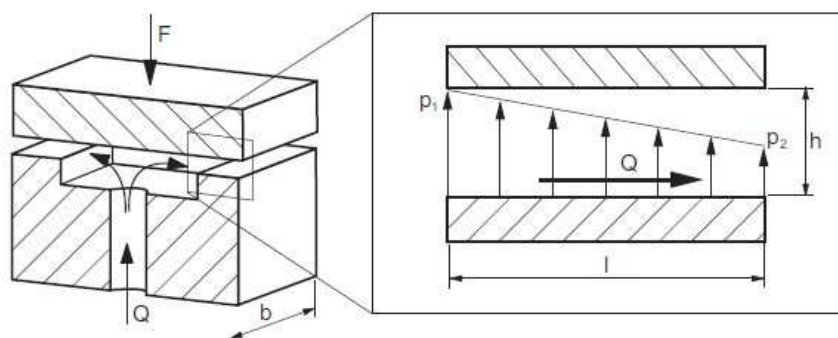
$$\Delta p = \frac{F}{A_{ef}} \quad [Pa]$$

Kde A_{ef} je efektivní plocha protékaného profilu.

Nejdůležitější veličinou je tloušťka štěrbin h . Její změna progresivně ovlivňuje ostatní parametry v důsledku mocninné závislosti vyjádřené z rovnice 1. Rovnice se jsou platné pro případ, kdy vodící plochy jsou vůči sobě dokonale rovnoběžné a tloušťka štěrbin h je konstantní.

Sklon vodících ploch způsobuje pokles únosnosti a tuhosti hydrostatického ložiska, jelikož tlakový olej neprotéká rovnoměrně po celé štěrbině, ale cestou nejmenšího odporu.

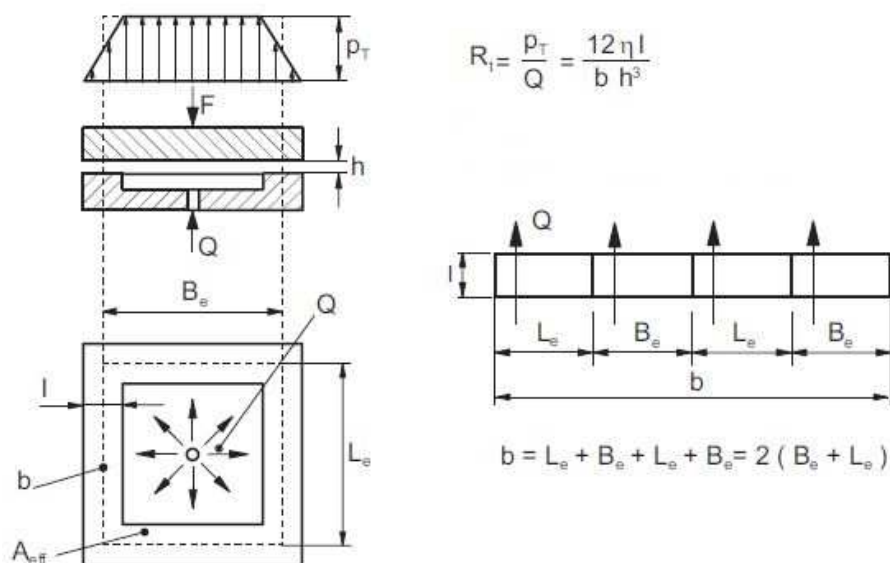
Proudění oleje ve štěrbině



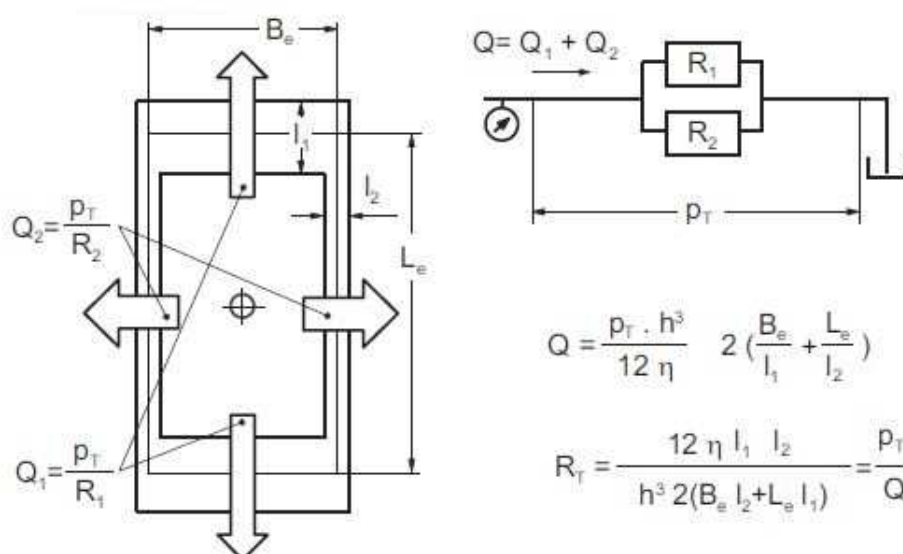
Obr. 30 - Proudění oleje rovnoběžnou štěrbinou

Kde:

- | | | |
|------------------------|---|--------------------------------|
| Q | - | průtok |
| $\Delta p = p_1 - p_2$ | - | pokles tlaků na délce l |
| b | - | šířka štěrbin kolmá k proudění |
| l | - | délka štěrbin |
| h | - | výška štěrbin |



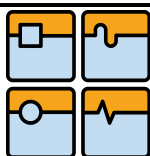
Obr. 31 - Schematické znázornění proudění v kapse



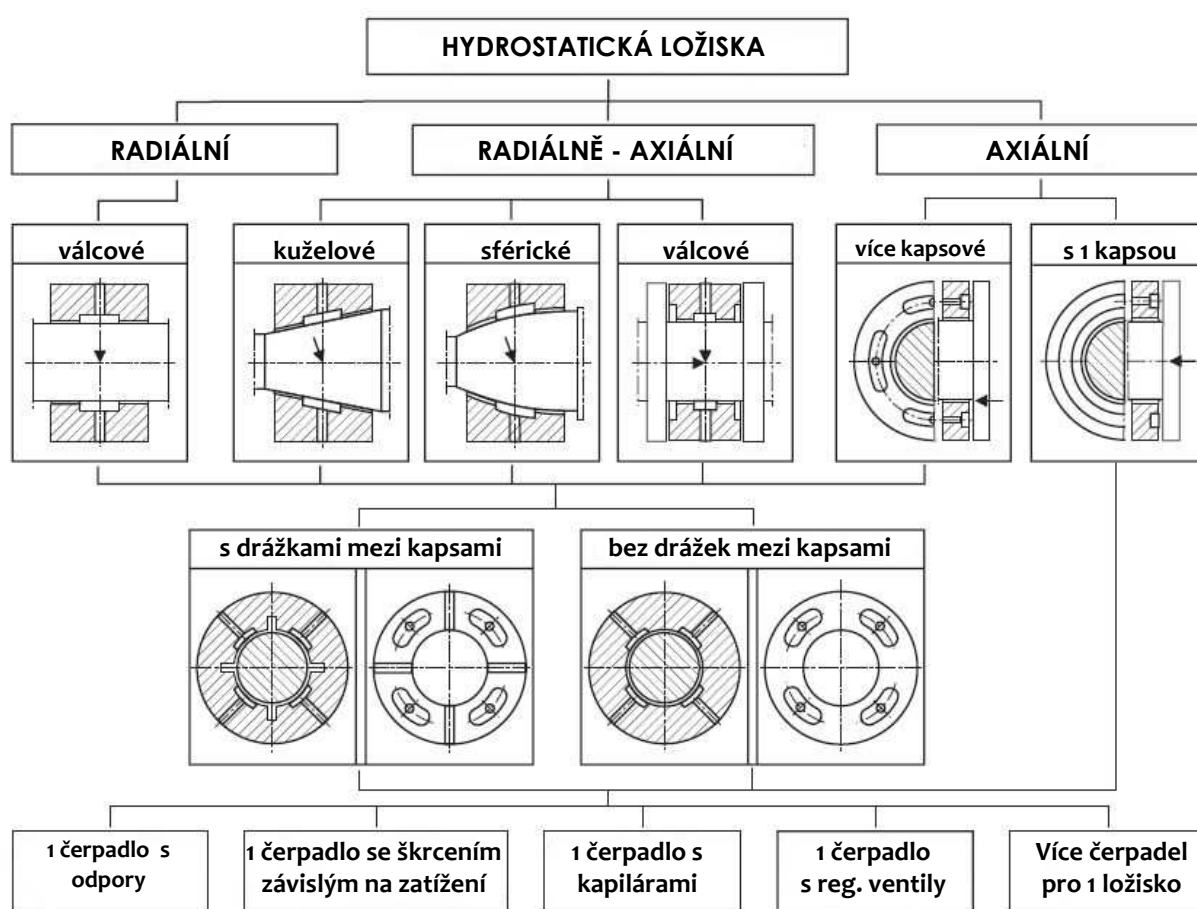
Obr. 32 - Průtok kapsou a výpočet odporu

Výhody hydrostatických ložisek:

- Nulové opotřebení
- Tichý chod, který zajišťuje olejová vrstva tlumící kmitání
- Vysoká energetická účinnost
- V provozu nezáleží na směru kluzné rychlosti
- Ložiska jsou vhodná pro častý rozběh a doběh

**Nevýhody hydrostatických ložisek:**

- Konstrukčně složitá ložiska
- Komplikovaná údržba
- Vyšší pořizovací náklady
- Vysoká poruchovost

Druhy hydrostatických ložisek

Obr. 33 – Druhy hydrostatických ložisek

Okruhy pro hydrostatická ložiska**S jedním čerpadlem a škrcením**

Tlaková kapalina je dodávána jedním čerpadlem do všech kapes přes škrticí ventily. Vzhledem ke konstantnímu škrcení každé z kapes se změnou vnějšího zatížení mění velikost dodávaného množství kapaliny podle velikosti vůle mezi pouzdrem a čepem h . Tudíž dochází k jisté excentricitě čepu.

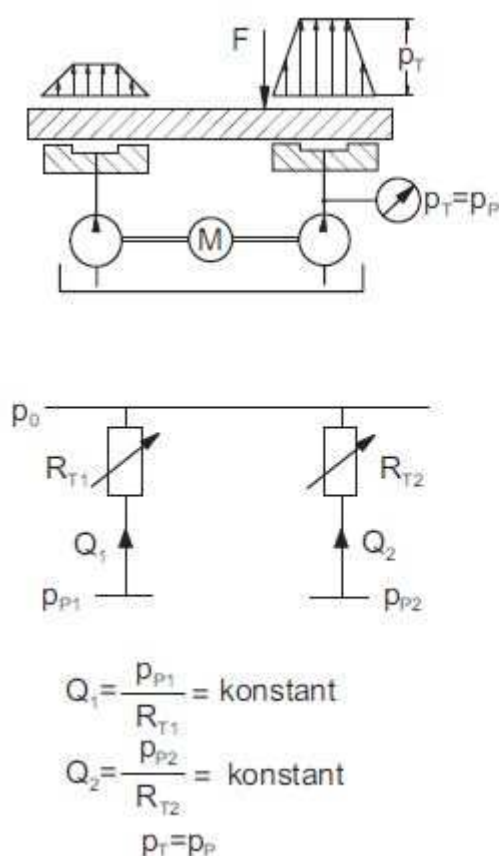
S více čerpadly

Plnicí čerpadlo dodává celkové množství tekutiny, zatímco odměrná čerpadla dodávají pro každou kapsu konstantní množství tlakové kapaliny. Tento princip vykazuje přibližně dvojnásobnou tuhost uložení oproti předchozímu. Nevýhodou je vyšší cena.

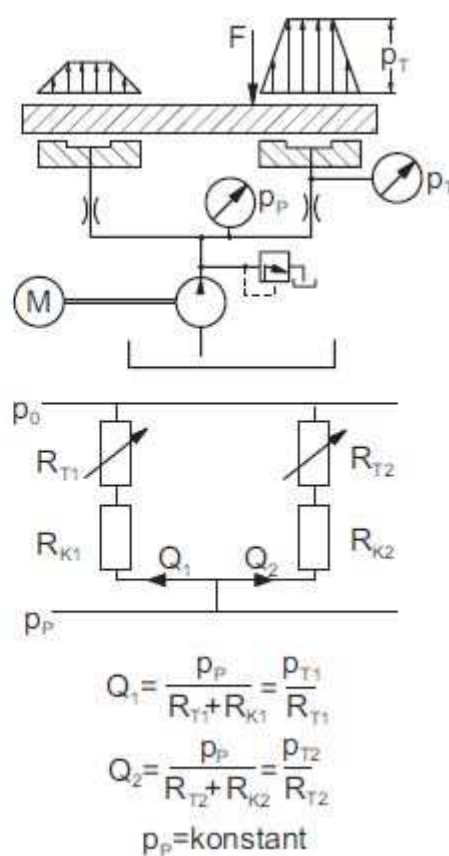
Systém se škrcením závislým na zatížení

Jedno čerpadlo dodává tlakovou tekutinu do kapes s předřazenými škrticími ventily. Ty regulují průtok v závislosti na vnějším zatížení tak, že zvýšením tlaku v kapse účinkem vnějšího zatížení je způsobena deformace membrány - tím je docíleno většího průtoku Q dodávané tekutiny. Tento systém vykazuje oproti předešlým nejvyšší tuhost. Je ovšem značně složitý, a tím i více poruchový.

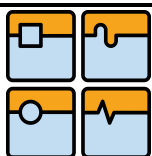
Systém s více čerpadly



Systém s jedním čerpadlem a škrcením



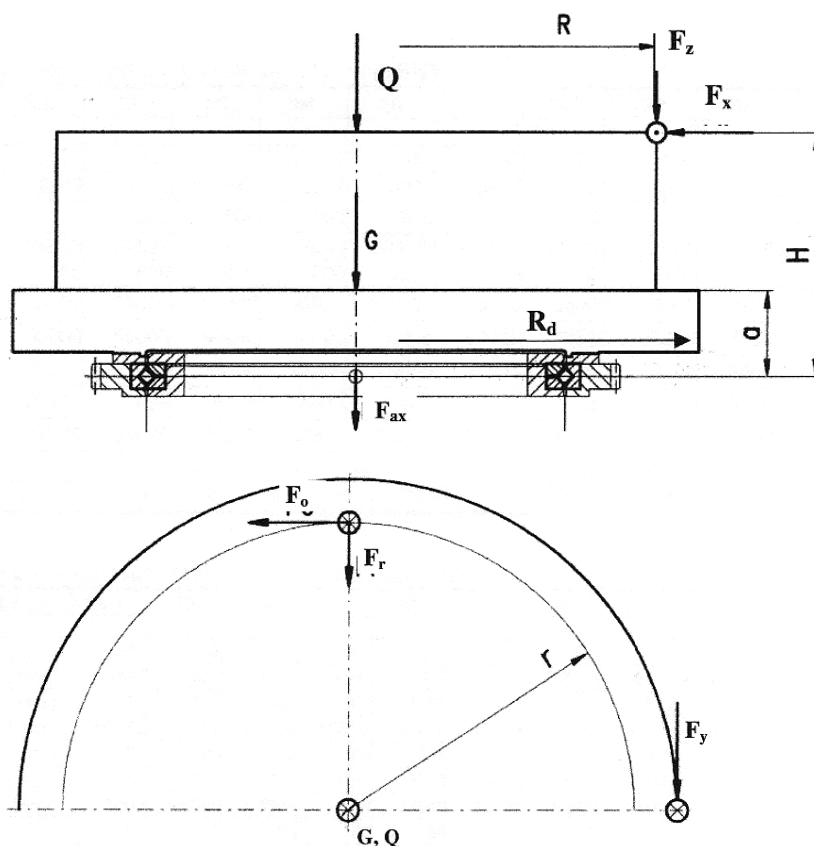
Obr. 34 - Schematické znázornění okruhů pro hydrostatická ložiska

**7.1.2 Konstrukční návrhy jsou zpracovány pro UD desky těchto parametrů:**

Průměr upínací desky	$D = 2\,000\text{ mm}$
Max. výška obrobku	$H = 2\,890\text{ mm}$
Hmotnost upínací desky	$m_D = 2\,825\text{ kg}$
Max. hmotnost obrobku	$m_O = 20\,000\text{ kg}$
Max. otáčky upínací desky	$n_D = 315\text{ ot/min}$

Zatížení od řezných sil	$F_z = 25\,000\text{ N}$
	$F_x = 25\,000\text{ N}$
	$F_y = 50\,000\text{ N}$

Zatížení od sil pohánějící UD:	$F_{ax} = 8\,842\text{ N}$
	$F_o = 84\,112\text{ N}$
	$F_r = 30\,705\text{ N}$



Obr. 35 - Schematické znázornění zatížení

7.1.3 Výběr správného oleje pro hydrostatický rozvod

Popis obvodu

Do hydrostatických ložisek bude pod tlakem přiváděn hydraulický olej. Každé hydrostatické ložisko bude mít samostatný přívod pro regulaci každého ložiska. Přiváděný olej do ložiska proteče buňkou, dále škrťící mezerou ložiska a poté se bude hromadit pod ložiskem na horní ploše lože, odkud je sveden hadicemi zpět přes filtrační jednotku do hydrostatického agregátu.

Vytipování druhu hydraulického oleje

Typ oleje	Kinematická viskozita ν [mm ² .s ⁻¹]			Hustota olej ρ [kg.m ⁻³]
	T = 40°C	T = 60°C	T = 100°C	
MOGUL HM 46	46	21	6,88	865
MOGUL HM 68	68	28,4	8,54	878

Tab. 22 - Kinematické viskozity olejů

Po přepočtu na dynamickou viskozitu dostáváme:

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}]$$

Typ oleje	Dynamická viskozita η [mm ² .s ⁻¹]		
	T = 40°C	T = 60°C	T = 100°C
MOGUL HM 46	0,03979	0,018165	0,0059512
MOGUL HM 68	0,059704	0,0249352	0,00749812

Tab. 23 - Dynamické viskozity olejů

Po konzultaci s vedoucím diplomové práce a podle zkušeností s hydrostatickým vedením u jiného stroje, volím olej **MOGUL HM 46 s viskozitou při teplotě 40°C.**

Jelikož budu počítat s teplotou oleje 40°C, je potřeba, aby přiváděný olej byl temperován nebo ochlazován na tuto požadovanou teplotu. S klesající nebo rostoucí teplotou se mění vlastnost oleje, mění se vazkost oleje a závisle na ní i požadovaný průtok, který je zapotřebí pro přenos vnějšího zatížení.

7.2 Konstrukční návrh 1. varianty

7.2.1 Návrh axiálně-radiálního hydrostatického ložiska

Jelikož je mnoho různých literatur s rozdílnými výpočty pro radiální hydrostatické ložisko, které se od sebe liší postupem výpočtu, začal jsem tedy s výpočtem tohoto ložiska jako první. Následně bude axiální hydrostatické ložisko tomuto ložisku přizpůsobeno.

7.2.2 Návrh radiálního hydrostatického ložiska

Výpočet je proveden dle literatury: Breník, P., Píček, J. *Obráběcí stroje – konstrukce a výpočty*.

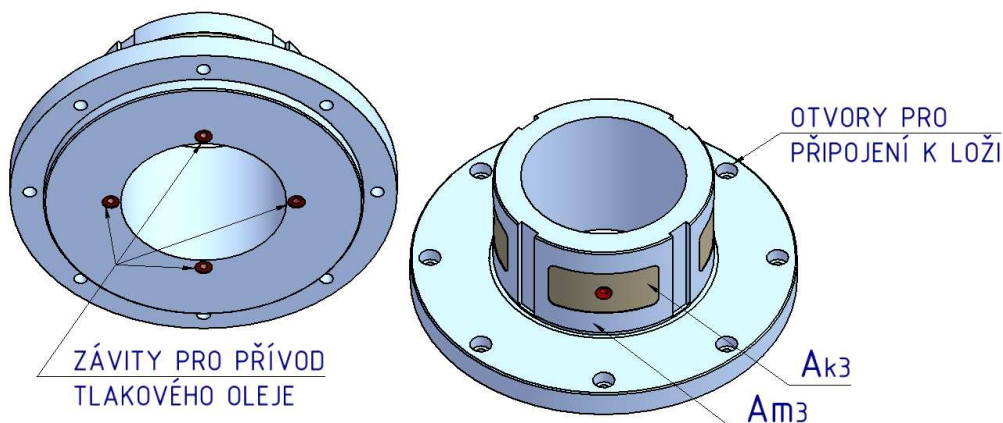
Jako příklad výpočtu je zde uvedeno radiální ložisko s pevným čepem se 4 symetrickými buňkami. Tento typ ložiska by měl funkčně vyhovovat i mému případu. Rozměry navrhovaného ložiska jsou přizpůsobeny bezrozměrným součinitelům, které jsou pro daný výpočet nezbytné a které jsou uvedené v literatuře. Výpočet bezrozměrných součinitelů pro jinou geometrii ložiska je odvozen od lineární parciální rovnice,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \psi$$

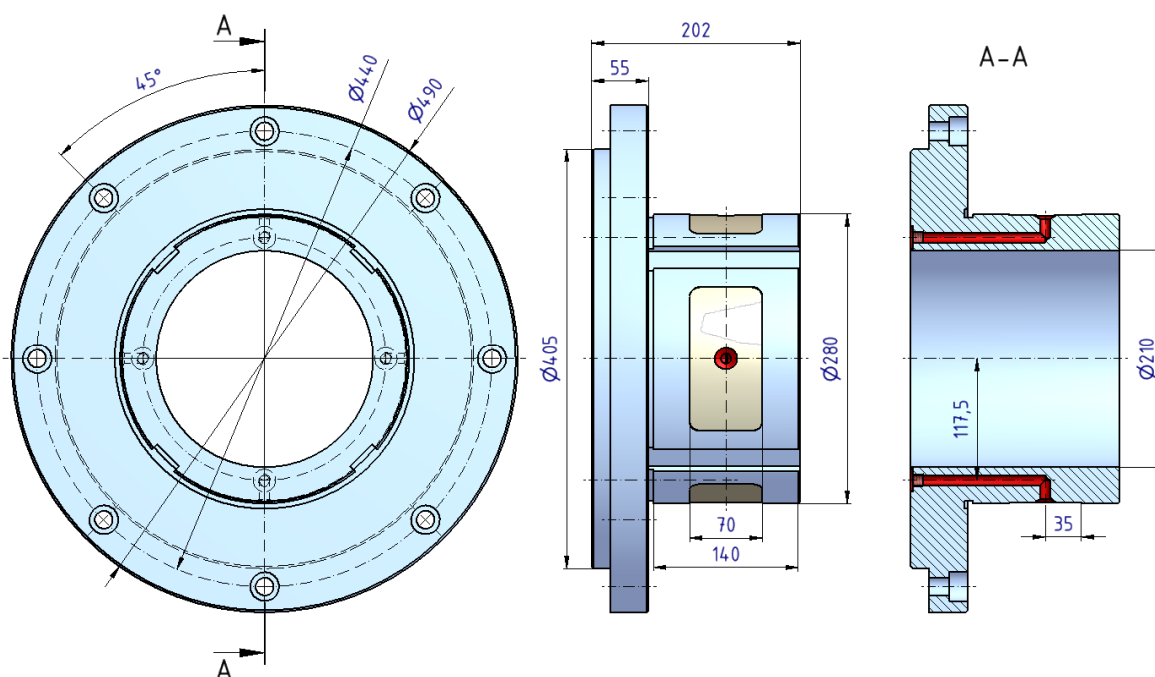
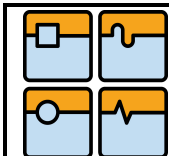
která byla v minulosti řešena numerickou metodou na číslicovém počítači. Nepodařilo se mi bohužel dohledat, jakým dalším postupem rovnici spočítat, abych si dokázal z jejího výsledku odvodit dalších 5 hodnot – bezrozměrné součinitele.

7.2.3 Charakteristika radiálního ložiska

Na vnější válcové ploše jsou umístěny pravidelně celkem 4 hydrostatické buňky, plnící funkci radiálního ložiska. Každá HS buňka má samostatný přívod tlakového oleje. Mezi buňkami jsou vyfrézovány dostatečně široké drážky pro snadný odvod oleje. Vůle v ložisku je navržena na **h = 0,2 mm**.

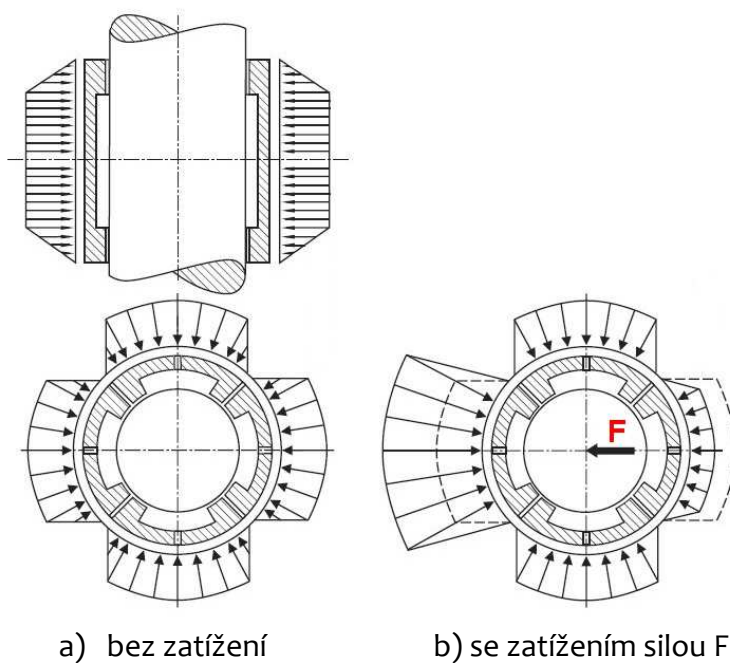


Obr. 36 - Návrh radiálního hydrostatického ložiska



Obr. 37 - Základní rozměry radiálního hydrostatického ložiska

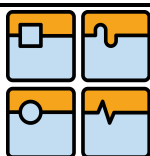
Průběh tlaku v radiálním ložisku se 4 kapsami s drážkami mezi kapsami



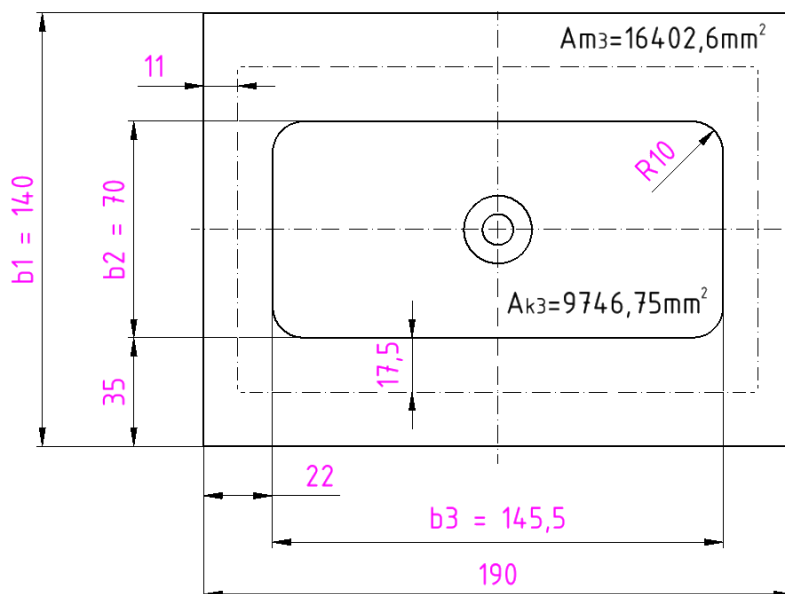
a) bez zatížení

b) se zatížením silou F

Obr. 38 - Schematické znázornění zatížení radiálního ložiska



7.2.4 Výpočet radiálního HS ložiska:



Obr. 39 - Rozměry rozvinu radiální HS buňky

Maximální zatěžující síly v radiálním směru:

$$F_{XC} = F_X + F_0 = 25\,000 + 84\,112 = \mathbf{109\,112\,N}$$

$$F_{YC} = F_Y + F_r = 50\,000 + 30\,705 = \mathbf{80\,705\,N}$$

$$F_R = \sqrt{F_{XC}^2 + F_{YC}^2} = \sqrt{109\,112^2 + 80\,705^2} = \mathbf{135\,696\,N}$$

Poměr výšky HS kapsy vůči výšce HS ložiska:

$$\lambda = \frac{b_2}{b_1} = \frac{70}{140} = 0,5 \Rightarrow \mathbf{1:2}$$

Poměr výšky HS ložiska vůči průřezu ložiska:

$$\delta = \frac{b_1}{2 \cdot r} = \frac{140}{2 \cdot 140} = \mathbf{0,5}$$

Bezrozměrné součinitele potřebné pro výpočet:

Upravují hodnoty množství oleje na 1 kapsu, statickou tuhost a tlumení.

λ	δ	k_F	k_C	k_Q	k_T	k_R
1:3	0,5	0,233	0,155	5,05	0,0523	0,00174
	0,6	0,246	0,158	4,47	0,0598	0,0015
	0,8	0,263	0,153	3,65	0,0709	0,00119
	1	0,273	0,14	3,04	0,0781	0,00101
1:2	0,5	0,313	0,198	8,48	0,0458	0,00207
	0,6	0,322	0,193	7,28	0,0516	0,00176
	0,8	0,334	0,176	5,66	0,0602	0,00139
	1	0,341	0,153	4,61	0,0648	0,00303

Tab. 24 - Základní bezrozměrné součinitele pro radiální HS ložisko

Plocha radiálního HS ložiska:

$$A_R = 4 \cdot (A_{k3} + A_{m3}) = 4 \cdot (9746,75 + 16402,6) = 104\,597,4 \text{ mm}^2 \Rightarrow \mathbf{0,104597 \text{ m}^2}$$

Tlak působící na radiální HS ložisko:

$$p_{o1} = \frac{F_R}{A_R} = \frac{135\,696}{104\,597,4} = \mathbf{1,297 \text{ MPa}}$$

Výpočet svodové propustnosti:

$$G_1 = R^{-1} = \frac{v_L^3}{12 \cdot \eta} \cdot k_Q = \frac{0,0001^3}{12 \cdot 0,03979} \cdot 8,48 = \mathbf{1,78 \cdot 10^{-11} \text{ N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}}$$

Kde:

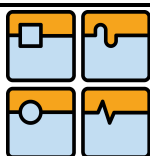
v_L - poloměrová vůle ložiska [m]

Množství oleje přitékajícího do jedné radiální HS buňky:

$$Q_1 = G_1 \cdot k_Q \cdot \frac{p_{o1}}{4} = 1,78 \cdot 10^{-12} \cdot 8,48 \cdot \frac{1,297 \cdot 10^6}{4} = \mathbf{4,885 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 2,93 \text{ l/min}}$$

Množství oleje přitékajícího do radiálního HS ložiska:

$$Q_{c1} = Q_1 \cdot n = 2,93 \cdot 4 = \mathbf{11,72 \text{ l/min}}$$



Hydraulický příkon pro jednu radiální HS buňku:

$$P_1 = Q_1 \cdot \frac{p_{o1}}{4} = 4,885 \cdot 10^{-5} \cdot 3,243 \cdot 10^5 = \mathbf{15,8 \text{ W}}$$

Hydraulický příkon pro radiální HS ložisko:

$$P_{C1} = P_1 \cdot n = 15,8 \cdot 4 = \mathbf{63,4 \text{ W}}$$

Největší tlak $p_{\max}$ maziva v komoře, odpovídající největšímu radiálnímu zatížení F_R , musí splňovat podmínku:

$$p_{1\max} > p_{o1} + \frac{F_R}{4 \cdot A_R \cdot k_F}$$

$$p_{1\max} > 1,297 \cdot 10^6 + \frac{135\,696}{4 \cdot 0,104597 \cdot 0,313} = \mathbf{2,33 \text{ MPa}}$$

Maximální tlak oleje $p_{\max}$ je zvolen 2,5 MPa

Z výše uvedeného výpočtu vyplývá, že hydraulický obvod musí být navržen tak, aby byl schopen docílit tohoto tlaku uvnitř tlakové komory. Velikost hydrogenerátoru se musí volit větší s ohledem na další ztráty v hydraulickém obvodu.

Hydrostatická vodivost:

Jedná se o schopnost kapaliny vést hydrostatický tlak

$$H = \frac{v^3}{12 \cdot \eta} = \frac{0,0001^3}{12 \cdot 0,0182} = \mathbf{1,68 \cdot 10^{-11} \text{ m}^3 \cdot \text{Pa}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}}$$

Statická tuhost:

Bývá významným faktorem z hlediska vibrací stroje. Dosažení vysoké tuhosti uložení upínací desky je základem pro její optimální dynamické vlastnosti.

$$T_{\text{stat}} = \frac{12 \cdot A_R \cdot k_C \cdot p_3}{v} = \frac{12 \cdot 0,57 \cdot 0,01792 \cdot 5 \cdot 10^5}{0,0001} = \mathbf{3,1 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}}$$

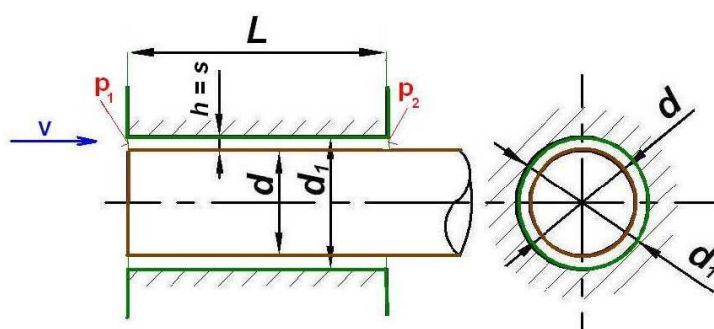
Tlumení:

Pro požadavky na tlumení platí, že čím je celá konstrukce pevnější, tím menší je potřeba tlumení. S tlumením je spojena i hlučnost. Čím větší je schopnost tlumení, tím má celý systém nižší hlučnost.

$$k = \frac{A_R^2 \cdot k_T}{H} = \frac{0,104597^2 \cdot 0,0458}{1,675 \cdot 10^{-12}} = \mathbf{3 \cdot 10^8 \text{ N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}}$$

Výpočet Taylorova čísla při proudění v radiálním hydrostatickém ložisku:

Vnitřní průměr statorového kroužku	$d_L = 280 \text{ mm}$
Průměr hřídele	$D_L = 280,2 \text{ mm}$
Maximální otáčky UD	$n_D = 315 \text{ ot/min}$
Kinematická viskozita	$\nu = 46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota oleje	$\rho = 890 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$



Obr. 40 – Proudění v radiálním ložisku

Úhlové zrychlení:

$$\omega = 2\pi \cdot n_D = 2\pi \cdot \frac{315}{60} = 33 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodová rychlost na hřídeli:

$$v_{o1} = R \cdot \omega = 0,140 \cdot 33 = 4,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

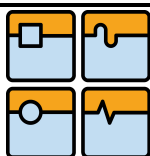
Kontrola laminárnosti proudění v buňce:

$$Re = \frac{v_{o1} \cdot (D_L - d_L)}{\nu} = \frac{4,62 \cdot (0,2802 - 0,280)}{46 \cdot 10^{-6}} = 100,435 < 2320 - \textit{laminární}$$

V následující tabulce jsou zahrnuty výpočty průtoku a tlaku oleje radiálního hydrostatického ložiska při různém zatížení. Z tabulky jsou následně vygenerovány grafy

1. Graf závislosti zatížení stolu na tlaku oleje v axiálním HS ložisku
2. Graf závislosti zatížení stolu na průtoku oleje axiálním HS ložiskem

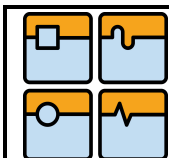
Zatěžující síla [N]	Zatěžující síla [kN]	Tlak [MPa]	Tlak [Pa]	Průtok oleje ložiskem [m ³ ·s ⁻¹]	Průtok oleje ložiskem [l/min]
10000	10	0,095605	95604,67	1,44E-05	0,86391
15000	15	0,143407	143407	2,16E-05	1,29586
20000	20	0,191209	191209,3	2,88E-05	1,72781
25000	25	0,239012	239011,7	3,60E-05	2,15977
30000	30	0,286814	286814	4,32E-05	2,59172
35000	35	0,334616	334616,3	5,04E-05	3,02367
40000	40	0,382419	382418,7	5,76E-05	3,45563



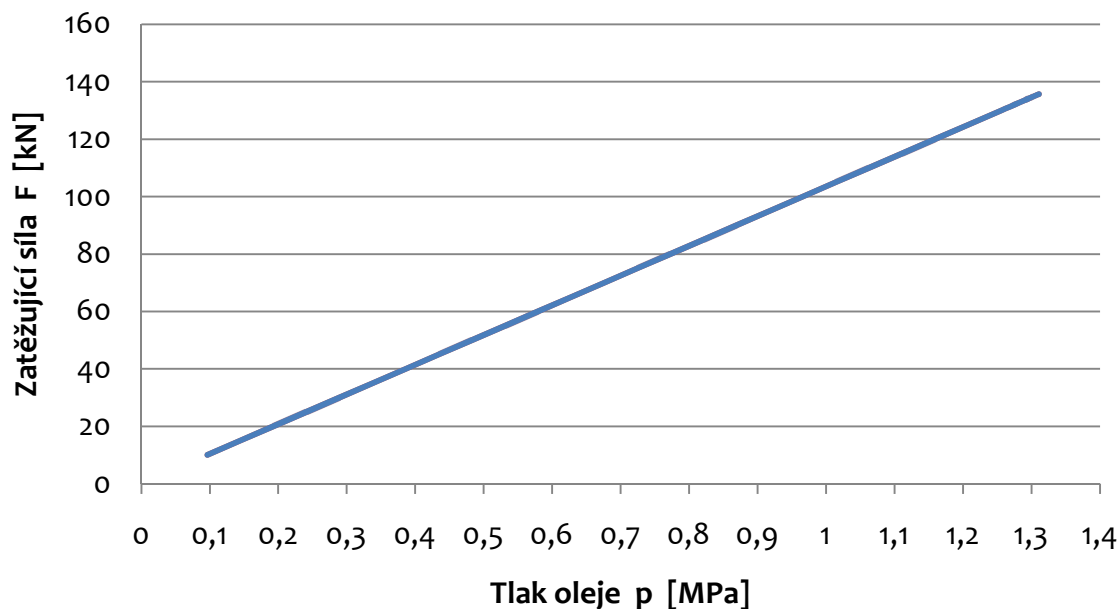
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zatěžující síla [N]	Zatěžující síla [kN]	Tlak [MPa]	Tlak [Pa]	Průtok oleje ložiskem [m ³ .s ⁻¹]	Průtok oleje ložiskem [l/min]
45000	45	0,430221	430221	6,48E-05	3,88758
50000	50	0,478023	478023,4	7,20E-05	4,31953
55000	55	0,525826	525825,7	7,92E-05	4,75149
60000	60	0,573628	573628	8,64E-05	5,18344
65000	65	0,62143	621430,4	9,36E-05	5,61539
70000	70	0,669233	669232,7	1,01E-04	6,04735
75000	75	0,717035	717035	1,08E-04	6,47930
80000	80	0,764837	764837,4	1,15E-04	6,91125
85000	85	0,81264	812639,7	1,22E-04	7,34321
90000	90	0,860442	860442	1,30E-04	7,77516
95000	95	0,908244	908244,4	1,37E-04	8,20711
100000	100	0,956047	956046,7	1,44E-04	8,63906
105000	105	1,003849	1003849	1,51E-04	9,07102
110000	110	1,051651	1051651	1,58E-04	9,50297
115000	115	1,099454	1099454	1,66E-04	9,93492
120000	120	1,147256	1147256	1,73E-04	10,36688
125000	125	1,195058	1195058	1,80E-04	10,79883
130000	130	1,242861	1242861	1,87E-04	11,23078
135000	135	1,290663	1290663	1,94E-04	11,66274
135696	135,696	1,297317	1297317	1,95E-04	11,72287

Tab. 25 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení

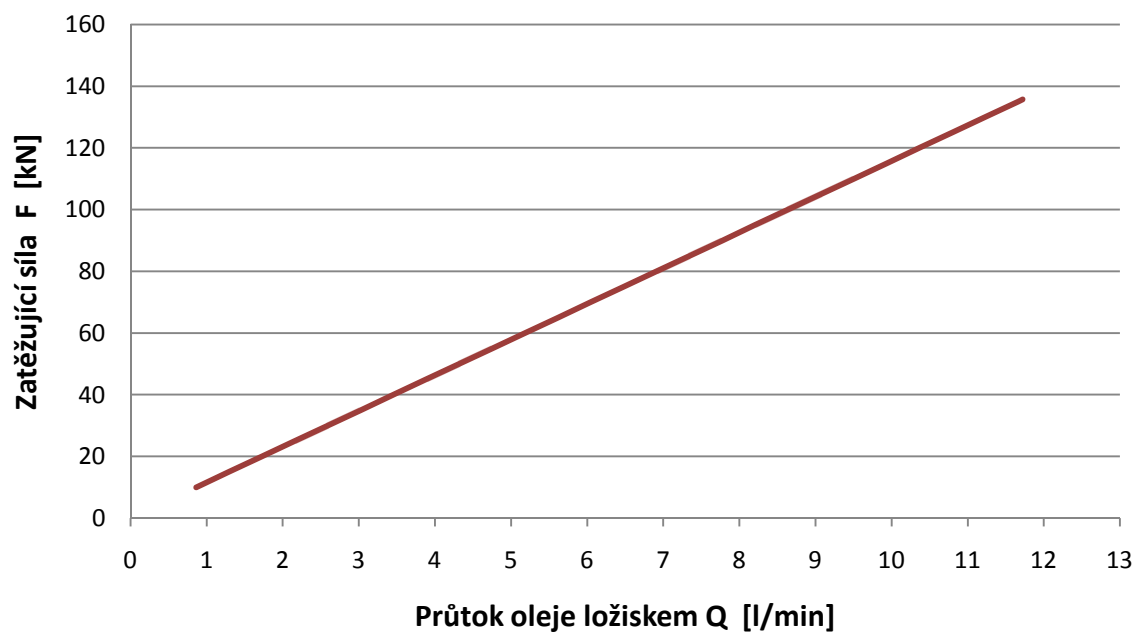


Závislost zatěžující síly na tlaku oleje v ložisku

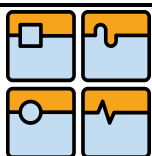


Graf. 3 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v radiálním HS ložisku

Závislost zatěžující síly na průtoku oleje ložiskem



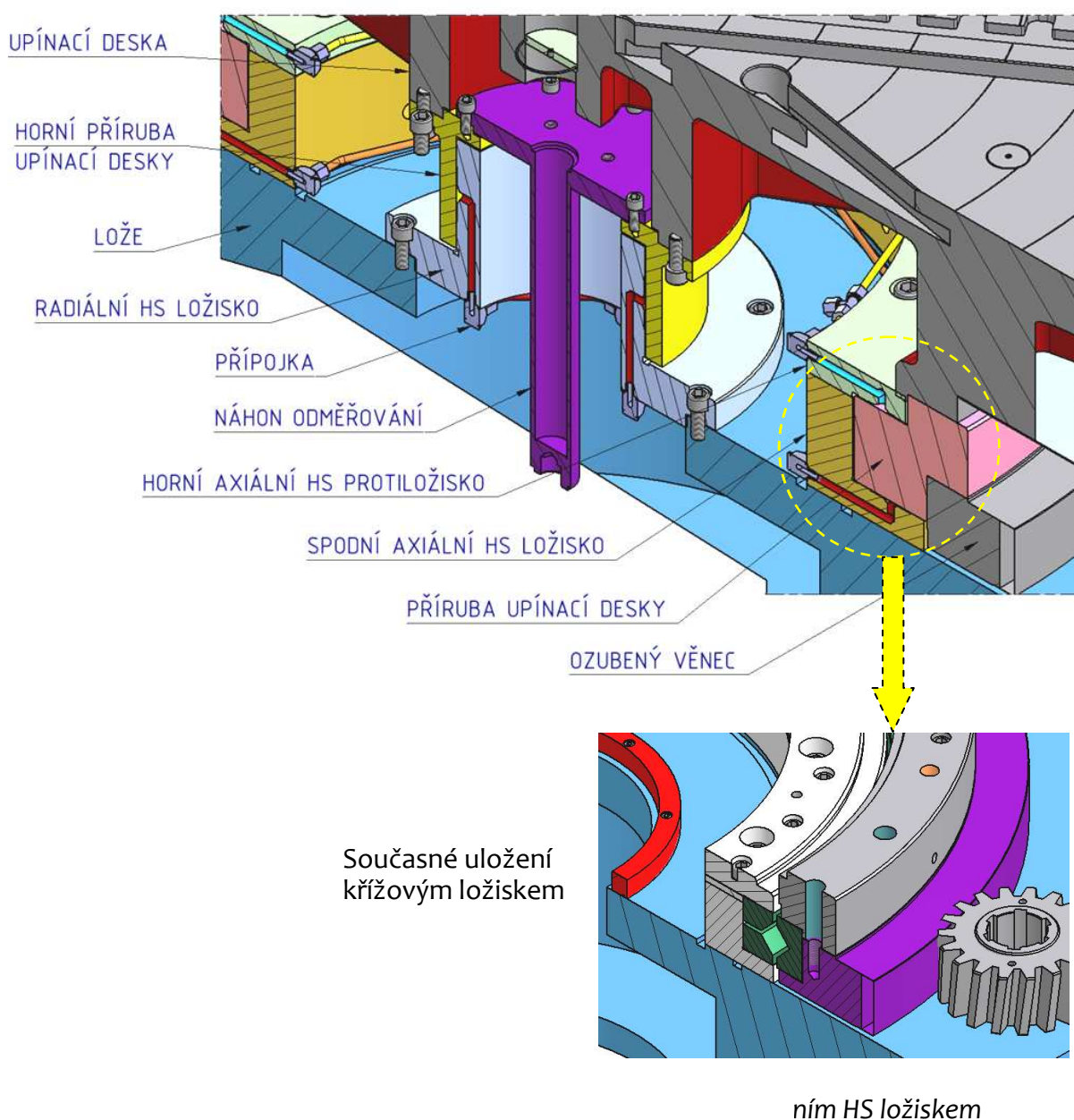
Graf. 4 - Závislosti zatížení stolu na průtoku oleje v radiálním HS ložisku



7.2.5 Závěr k návrhu odděleného radiálního ložiska od axiálních ložisek:

Z obr.37 vyvozují, že radiální ložisko má malý průměr na to, aby spolehlivě přenášelo síly v radiálním směru a klopné momenty, které při obrábění vznikají.

Pokusím se tedy o výpočet geometricky většího radiálního ložiska, které bude pro danou aplikaci vhodnější. Nebudu se tedy zabývat výpočtem axiálních ložisek pro tento případ uložení.



7.3 Návrh kombinovaného radiálně - axiálního hydrostatického ložiska

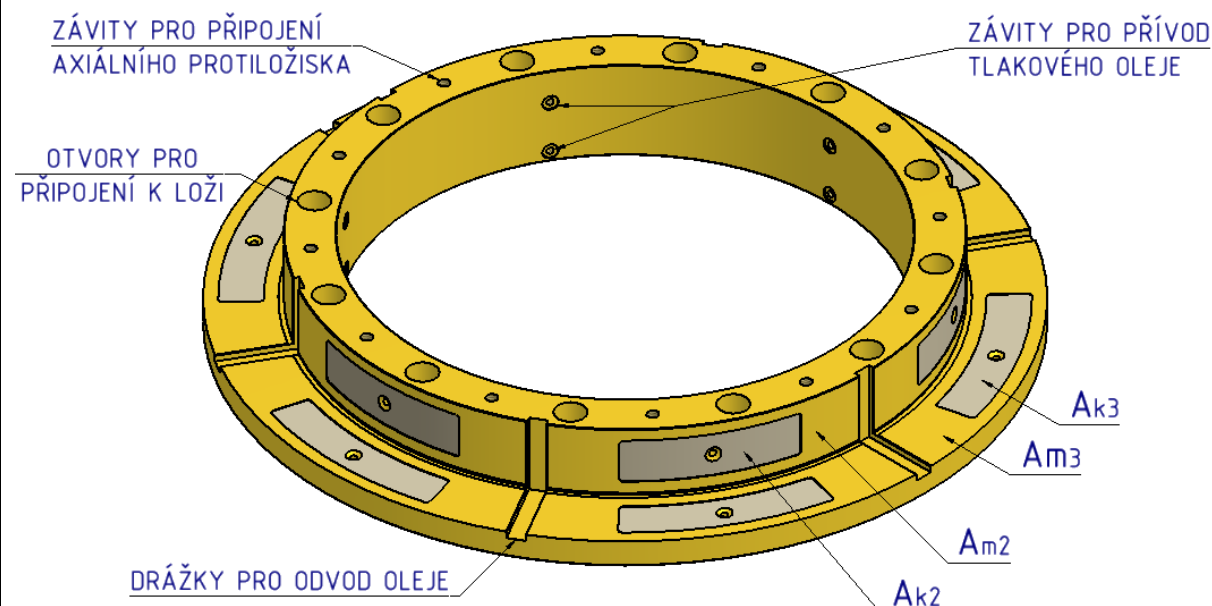
7.3.1 Návrh radiálního hydrostatického ložiska

Výpočet proveden pomocí literatury: Weck, M., Henning, J., Winterschladen, M.
Development of Hydrostatic Bearings with Groove Structures.

7.3.2 Charakteristika radiálního ložiska

Mým cílem je navrhnout kombinované radiálně-axiální ložisko takových rozměrů, aby byla co nejsnadnější a co nejméně komplikovaná zástavba do stávajících připojovacích rozměrů křížového ložiska. Dle obr.43 je patrné, že ložisko má jak v axiálním, tak i v radiálním směru dostatečně velké rozměry na to, aby bylo schopno lépe přenášet maximální zatížení, nežli ložisko z 1. návrhu – obr. 37.

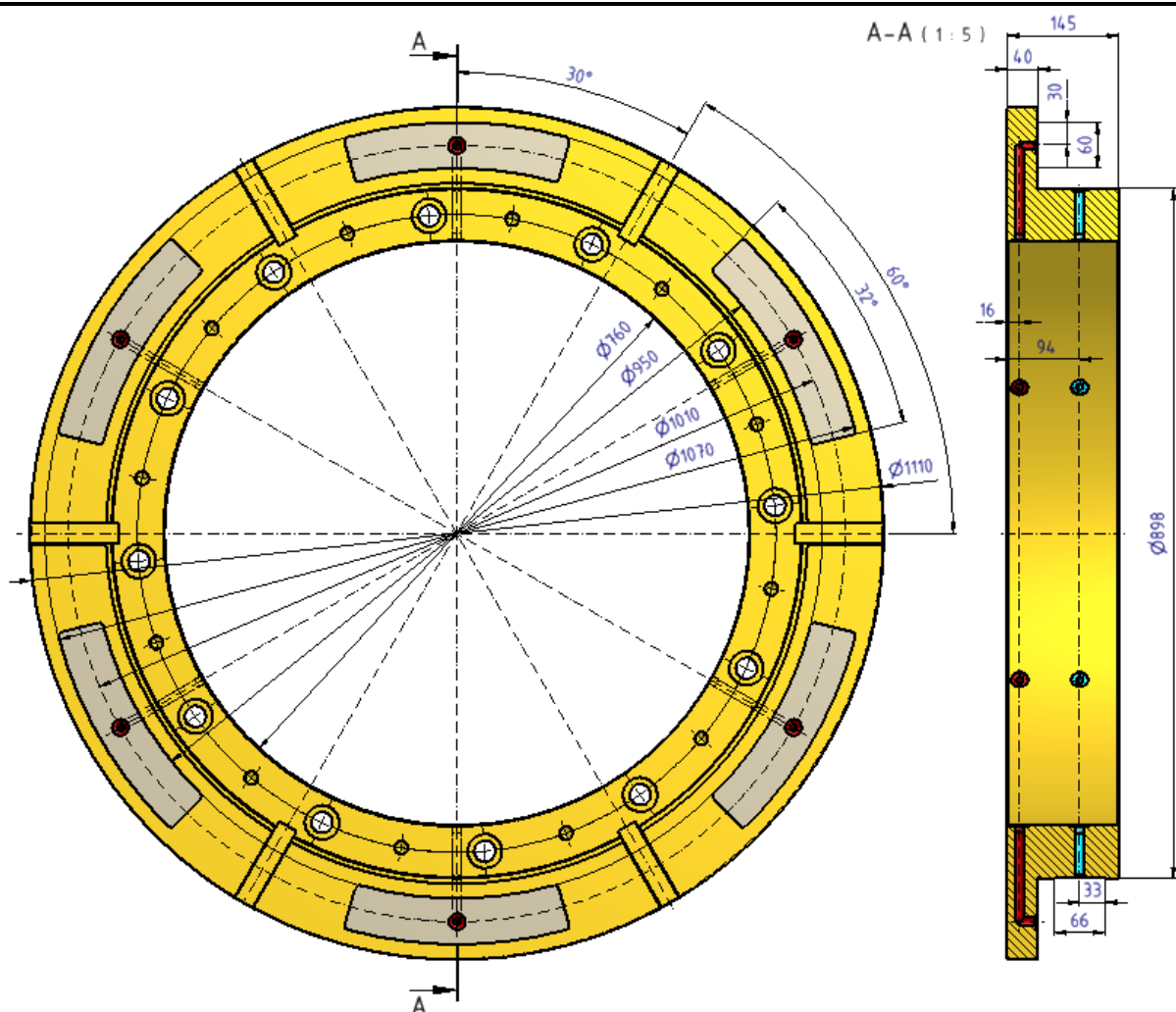
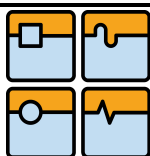
Jako příklad výpočtu je v literatuře (Weck) uvedeno radiální ložisko se 4 nebo 6 symetrickými buňkami. Jelikož volím ložisko větších rozměrů ($\varnothing 900\text{mm}$), volím 6 hydrostatických buněk pro každé ložisko. Dále je možnost navrhnout ložisko bez drážek nebo s drážkami mezi kapsami, sloužící pro odvod oleje. Jelikož nevím, jaký průtok oleje bude zapotřebí, volím ložisko s drážkami pro snadnější odvod přiváděného média. Vůle v ložisku je navržena opět na $h = 0,2\text{ mm}$.



Obr. 42 - Návrh axiálně-radiálního hydrostatického ložiska

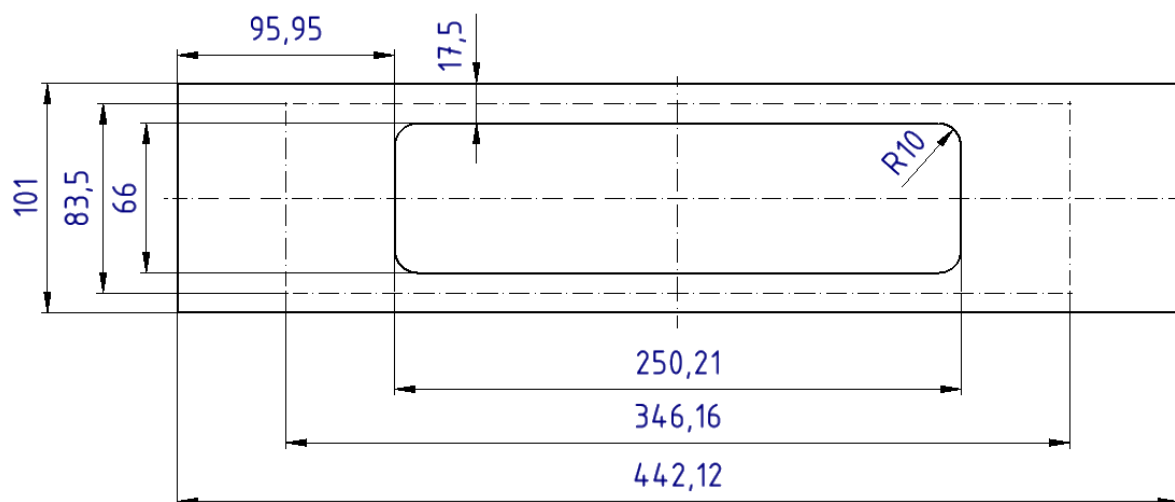
Legenda

- A_{k2} – plocha radiální hydrostatické kapsy = $16\,111,138\text{ mm}^2$
- A_{m2} – plocha radiální škrťící mezery = $28\,141,022\text{ mm}^2$
- A_{k3} – plocha axiální hydrostatické kapsy = $16\,521,133\text{ mm}^2$
- A_{m3} – plocha axiální škrťící mezery = $32\,732,138\text{ mm}^2$



Obr. 43 - Základní rozměry axiálně-radiálního hydrostatického ložiska

7.3.3 Výpočet radiálního ložiska:



Obr. 44 - Rozměry rozvinu radiální HS buňky

Efektivní plocha radiálního HS ložiska:

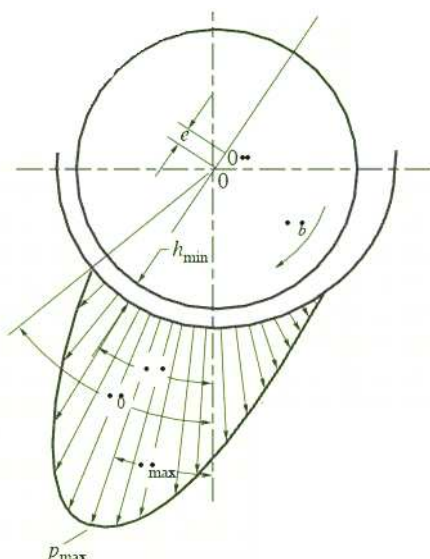
$$A_{ef} = 6 \cdot (A_{k2} + A_{m2}) = 6 \cdot (16111,138 + 28\,141,022) = 265\,513 \text{ mm}^2 \Rightarrow \mathbf{0,2655 \text{ m}^2}$$

Maximální tlak působící na plochu radiálního ložiska v radiálním směru při max. zatížení:

$$p_{2max} = \frac{F_R}{H \cdot D_L} = \frac{135\,696}{0,101 \cdot 0,898} = \mathbf{1,496 \text{ MPa}}$$

Aby nikdy nemohlo dojít k dotyku válcových ploch ložiska a zároveň uvažují ztráty hydraulického obvodu, tak tlak v hydrostatickém okruhu volím vyšší a to $p_o = 2 \text{ MPa}$.

Pro výpočet průběhu tlaku po obvodě ložiska pak platí:



$$dS = H \cdot R \cdot d\varphi$$

$$\Delta = dS \cdot \cos\varphi = H \cdot R \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi$$

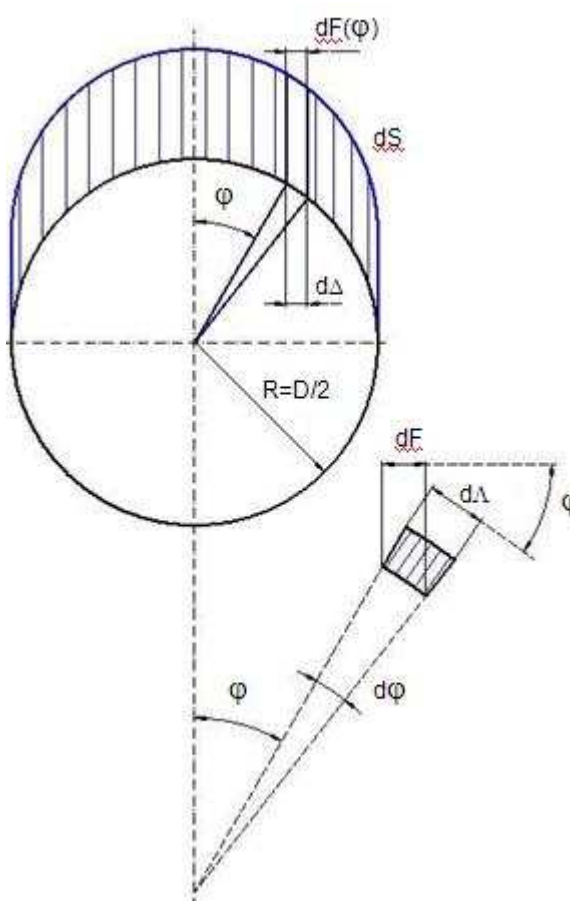
$$dF = \frac{F}{H \cdot D} \Delta = F \cdot \frac{R \cdot H}{H \cdot D} \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi$$

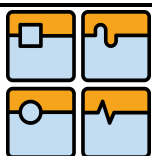
$$dF = \frac{F}{2} \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi$$

$$d\Lambda = dF \cdot \cos\varphi = \frac{F}{2} \cdot \cos^2\varphi \cdot d\varphi$$

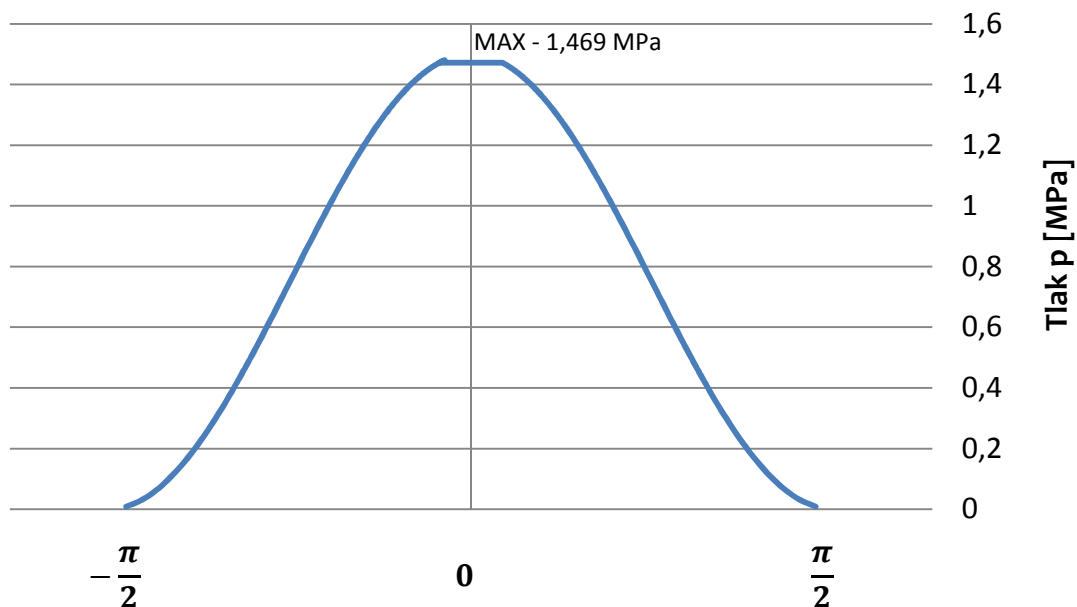
$$p_2 = \frac{d\Lambda}{dS} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \cos^2\varphi \cdot d\varphi}{H \cdot R \cdot d\varphi} = \frac{F}{2 \cdot R \cdot H} \cdot \cos^2\varphi$$

$$p_2 = \frac{F}{H \cdot D} \cdot \cos^2\varphi = \frac{135\,696}{0,101 \cdot 0,898} \cdot \cos^2\varphi = \mathbf{1,5 \cdot 10^6 \cdot \cos^2\varphi} \quad \varphi = \left\{ -\frac{\pi}{2}; \frac{\pi}{2} \right\}$$





Průběh tlaku v radiálním ložisku



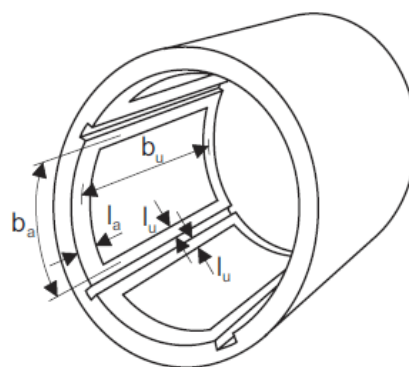
Obr. 45 - Průběh tlaku při zatížení v radiálním ložisku

Hydrostatický odpor buňky v axiálním směru:

$$R_{a0} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_a}{b_a \cdot h_0^3} = \frac{12 \cdot 0,03979 \cdot 0,0175}{0,34616 \cdot 0,0002^3} = 1,25 \cdot 10^{10}$$

Hydrostatický odpor buňky v radiálním směru:

$$R_{u0} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_u}{b_u \cdot h_0^3} = \frac{12 \cdot 0,03979 \cdot 0,09595}{0,0835 \cdot 0,0002^3} = 6,86 \cdot 10^{10}$$



Hydrostatický odpor buňky:

- výpočet dle dílčích hydrostatických odporů

$$\kappa = \frac{R_{a0}}{R_{u0}} = \frac{1,25 \cdot 10^{10}}{6,86 \cdot 10^{10}} = 0,044$$

Hydrostatický odpor buňky:

- výpočet dle rozměrů buňky – pro kontrolu

$$\kappa = \frac{l_a \cdot b_u}{b_a \cdot l_u} = \frac{0,0175 \cdot 0,0835}{0,34616 \cdot 0,09595} = 0,044$$

Výpočet relativní excentricity:

- vzniká při zatížení radiální silou v ložiskové vůli

$$\chi = \frac{x}{h_0} = \frac{1}{0,24} \cdot \sqrt[3]{\frac{\kappa}{z^2}} \cdot \frac{F}{p_p \cdot D_L \cdot L_E} = \frac{1}{0,24} \cdot \sqrt[3]{\frac{0,044}{6^2}} \cdot \frac{135\,696}{1,469 \cdot 10^6 \cdot 0,898 \cdot 0,101} = 0,45$$

Kde:

- κ - hydrostatický odpor buňky
- z - počet buněk radiálního ložiska
- F - zatížení v radiálním směru [N]
- p_p - tlak v ložisku [Pa]
- D_L - průměr ložiska [m]
- L_E - efektivní výška ložiska [m]

Maximální posunutí ložiska ve směru působení radiální síly:

$$x = \chi \cdot h_0 = 0,45 \cdot 0,0002 = 0,09 \text{ mm}$$

Výpočet průtoku oleje ložiskem:

$$Q_{2A} = \frac{\pi}{6 \cdot \eta} \cdot \frac{h_0^3}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)} \cdot p_{2\max} = \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi \cdot 0,0002^3}{0,03979 \cdot \ln\left(\frac{0,449}{0,4488}\right)} \cdot 1,469 \cdot 10^3 = 3,53 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_{2A} = 21,2 \text{ l/min}$$

Výpočet průtoku oleje ložiskem:

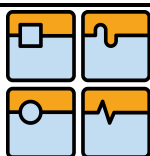
- výpočet proveden jiným postupem – pro kontrolu

$$Q_{2B} = \frac{D \cdot p \cdot h_0^3}{24 \cdot \eta \cdot l} \cdot \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi)^3 \cdot d\varphi$$

Pak výpočet integrálu je:

$$I = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (1 + \varepsilon \cdot \cos\varphi)^3 \cdot d\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (1 + 3 \cdot \varepsilon \cdot \cos\varphi + 3 \cdot \varepsilon^2 \cos^2\varphi + 3 \cdot \varepsilon^3 \cos^3\varphi) \cdot d\varphi$$

Okrajové podmínky: $\{\varphi_1 = -\frac{\pi}{2} ; \varphi_2 = \frac{\pi}{2}\}$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$I = \underbrace{\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} 1 d\varphi}_{I_1} + 3\varepsilon \underbrace{\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi d\varphi}_{I_2} + 3\varepsilon^2 \underbrace{\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi d\varphi}_{I_3} + \varepsilon^2 \underbrace{\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^3\varphi d\varphi}_{I_4}$$

$$I_1 = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} 1 d\varphi = [\varphi]_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} = \pi$$

$$I_2 = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi d\varphi = [\sin\varphi]_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} = 1 + 1 = 2$$

$$I_3 = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi d\varphi = \frac{1}{2} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} (1 + \cos^2\varphi) d\varphi = \frac{1}{2} \left[\varphi + \frac{\sin 2\varphi}{2} \right]_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{2} + 0 + \frac{\pi}{2} - 0 \right] = \frac{\pi}{2}$$

$$I_4 = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^3\varphi d\varphi = \left[\sin\varphi - \frac{1}{3} \sin^3\varphi \right]_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} = 1 - \frac{1}{3} + 1 + \frac{1}{3} = 2 + \frac{2}{3} = \frac{8}{3}$$

$$I = \pi + 3\varepsilon \cdot 2 + 3\varepsilon^2 \cdot \frac{\pi}{2} + \varepsilon^3 \cdot \frac{8}{3} = \pi + 6\varepsilon + \frac{3\pi}{2} \cdot \varepsilon^2 + \frac{8}{3} \cdot \varepsilon^3$$

Po dosazení:

$$Q_{2B} = \frac{D \cdot p \cdot h_0^3}{24 \cdot \eta \cdot l} \cdot \left(\pi + 6\varepsilon + \frac{3\pi}{2} \cdot \varepsilon^2 + \frac{8}{3} \cdot \varepsilon^3 \right)$$

$$Q_{2B} = \frac{0,898 \cdot 1,469 \cdot 10^6 \cdot 0,0002^3}{24 \cdot 0,03979 \cdot 0,101} \cdot \left(\pi + 6 \cdot 0,00044 + \frac{3\pi}{2} \cdot 0,00044^2 + \frac{8}{3} \cdot 0,00044^3 \right)$$

$$Q_{2B} = 1,09416 \cdot 10^{-4} \cdot 3,144233566 = 3,4403 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow \mathbf{20,64 \text{ l/min}}$$

$$Q_{2A} \sim Q_{2B}$$

Po výpočtu z různých postupů mohu usoudit, že výsledný průtok oleje ložiska

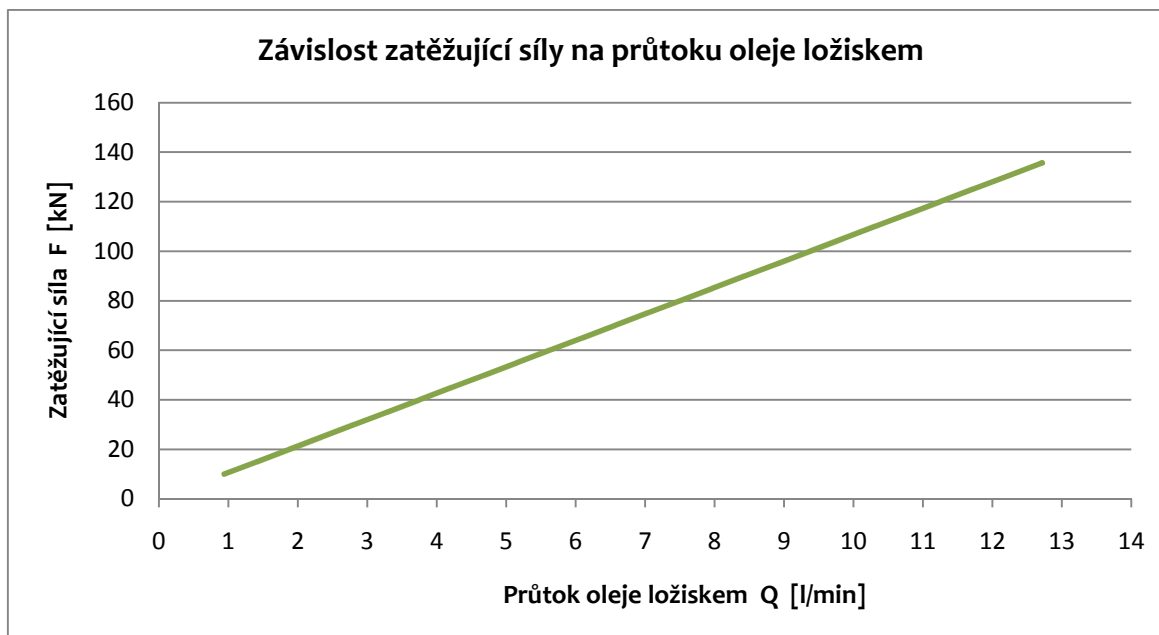
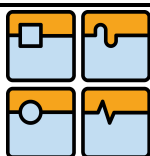
$$Q_C = \mathbf{21,2 \text{ l/min}}$$

je správný

V následující tabulce jsou zahrnuty výpočty průtoku a tlaku oleje radiálního hydrostatického ložiska při různém zatížení. Pro snazší odečet je z tabulky následně vygenerován graf

Zatěžující síla F [N]	Tlak vyvozený zatěžující silou na ložisko [Pa]	Tlak vyvozený zatěžující silou na ložisko [MPa]	Průtok oleje ložiskem [m³/s]	Průtok oleje ložiskem [l/min]	Průtok oleje buňkou [l/min]
10000	110256,014	0,110256	1,5623E-05	0,93739	0,15623
15000	165384,022	0,165384	2,3435E-05	1,40608	0,23435
20000	220512,029	0,220512	3,1246E-05	1,87477	0,31246
25000	275640,036	0,275640	3,9058E-05	2,34347	0,39058
30000	330768,043	0,330768	4,6869E-05	2,81216	0,46869
35000	385896,051	0,385896	5,4681E-05	3,28085	0,54681
40000	441024,058	0,441024	6,2492E-05	3,74955	0,62492
45000	496152,065	0,496152	7,0304E-05	4,21824	0,70304
50000	551280,072	0,551280	7,8116E-05	4,68693	0,78116
55000	606408,080	0,606408	8,5927E-05	5,15563	0,85927
60000	661536,087	0,661536	9,3739E-05	5,62432	0,93739
65000	716664,094	0,716664	0,00010155	6,09301	1,01550
70000	771792,101	0,771792	0,00010936	6,56171	1,09362
75000	826920,108	0,826920	0,00011717	7,03040	1,17173
80000	882048,116	0,882048	0,00012498	7,49909	1,24985
85000	937176,123	0,937176	0,0001328	7,96779	1,32796
90000	992304,130	0,992304	0,00014061	8,43648	1,40608
95000	1047432,137	1,047432	0,00014842	8,90517	1,48420
100000	1102560,145	1,102560	0,00015623	9,37387	1,56231
105000	1157688,152	1,157688	0,00016404	9,84256	1,64043
110000	1212816,159	1,212816	0,00017185	10,31125	1,71854
115000	1267944,166	1,267944	0,00017967	10,77995	1,79666
120000	1323072,174	1,323072	0,00018748	11,24864	1,87477
125000	1378200,181	1,378200	0,00019529	11,71734	1,95289
130000	1433328,188	1,433328	0,0002031	12,18603	2,03100
135000	1488456,195	1,488456	0,00021091	12,65472	2,10912
135696	1496130,014	1,496130	0,000212	12,71996	2,11999

Tab. 26 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení



Graf. 5 – Závislost zatížení stolu na průtoku oleje v radiálním HS ložisku

Výpočet Taylorova čísla při proudění v radiálním hydrostatickém ložisku:

Vnitřní průměr statorového kroužku	$d_L = 898 \text{ mm}$
Průměr hřídele	$D_L = 898,2 \text{ mm}$
Maximální otáčky UD	$n_D = 315 \text{ ot/min}$
Kinematická viskozita	$\nu = 46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Hustota oleje	$\rho = 890 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Úhlové zrychlení:

$$\omega = 2\pi \cdot n_D = 2\pi \cdot \frac{315}{60} = 32,97 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodová rychlost na hřídeli:

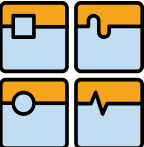
$$v_{o2} = R \cdot \omega = 0,449 \cdot 33 = 14,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kontrola laminárnosti proudění v buňce:

$$\text{Re} = \frac{v_o \cdot (D_L - d_L)}{\nu} = \frac{14,8 \cdot (0,8982 - 0,898)}{46 \cdot 10^{-6}} = 64,4 < 2320 - \textit{laminární}$$

7.3.4 Závěr k návrhu radiálního ložiska dle literatury „Weck“

Výše navržené radiální ložisko je navrženo na co největším možném průměru pro lepší přenos zatížení (větší průměr ložiska, rozložení tlaku od zatěžující síly do větší

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 74
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

plochy). Tento konstrukční návrh považuji za lepší a k němu budu dále navrhovat axiální hydrostatická ložiska.

7.3.5 Charakteristika spodního axiálního HS ložiska

Navrhované ložisko – dle obr. 43 - má tvar prstence s osazením. Na vodorovné ploše je umístěno pravidelně celkem 6 hydrostatických kapes, které plní funkci axiálního ložiska. Mezi kapsami jsou vyfrézovány dostatečně široké drážky pro odvod oleje. Každá hydrostatická buňka má samostatný přívod tlakového oleje. Z důvodu nezávislé regulace axiálního a radiálního ložiska uvažuji pro obě ložiska samostatný hydrostatický okruh. Na čele osazení jsou otvory pro připojení šrouby k loži stroje a závity k připojení axiálního protiložiska. Výška škrťací mezery v ložisku je navržena na **$h = 0,1 \text{ mm}$** .

7.3.6 Výpočet axiálního hydrostatického ložiska:

Plocha všech axiálních kapes:

$$A_{k3C} = A_{k3} \cdot 6 = 16\,521,133 \cdot 6 = \mathbf{0,09913 \text{ m}^2}$$

Plocha všech axiálních škrťacích mezer:

$$A_{m3C} = A_{m3} \cdot 6 = 32\,732,138 \cdot 6 = \mathbf{0,196393 \text{ m}^2}$$

Zatěžující síla působící na ložisko v axiálním směru:

$$F_3 = (m_o + m_D) \cdot g + F_Z + F_{ax}$$

$$F_3 = (20\,000 + 2\,852) \cdot 9,81 + 25\,000 + 8\,842 = \mathbf{258\,020,12 \text{ N}}$$

Kontrola tlaku mezi dosedací plochou ložiska a přírubou upínací desky

V případě, kdy je stroj vypnut a není hydrostatický okruh aktivní, dosedací plocha příruby upínací desky dosedne na škrťací plochu spodního axiálního ložiska. V tomto stavu nesmí tlak překročit dovolenou hodnotu.

Aby nedošlo k žádnému mechanickému poškození dosedacích ploch, je zapotřebí, aby příruba upínací desky byla na obou čelních a vnitřní válcové ploše opatřena kluznou vrstvou z materiálu GS-Gamapest Super Fluid.

Dovolená napětí materiálů

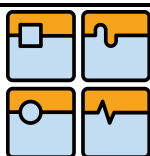
Litina

$$p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$$

Gamapest Super fluid

$$p_{DOV} = 200 \text{ MPa (při statickém zatížení)}$$

$$p_{DOV} = 95 \text{ MPa (při dynamickém zatížení)}$$



Výpočet tlaku, kterým působí upínací deska na spodní axiální hydrostatické ložisko:

$$p_{dos3} = \frac{F_3}{A_{m3C}} < p_{dov}$$

$$p_{dos3} = \frac{258\,020,12}{196\,393} = 1,31 \text{ MPa} < 95 \text{ MPa}$$

kde:

p_{dos}	-	tlak na škrťací plochu při dosednutí příruby	[Mpa]
F_3	-	maximální zatěžující síla v axiálním směru	[N]
A_{m3C}	-	plocha škrťacích mezer	[m ²]
p_{dov}	-	dovolené napětí v tlaku material Gamapest	[MPa]

Tlak v hydrostatickém okruhu

Jedná se o tlak, který je zapotřebí k nadzvednutí upínací desky – odlehnutí od dosedacích ploch mezi přírubou a spodním axiálním ložiskem. V tomto případě se jedná o tlak, který působí na plochy A_{k3} .

$$p_{o3} = p_{max} = \frac{F_3}{A_{k3C}} = \frac{258\,020,12}{99\,130} = 2,6 \text{ MPa}$$

Kde:

p_{max}	-	maximální tlak v hydrostaickém okruhu	[MPa]
A_{k3C}	-	plocha hydrostatických buněk	[m ²]

Maximální obvodová rychlost UD:

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1,01,315}{60} = 16,65$$

Kde:

D_s	-	průměr ložiska přes střed hydrostatických buněk	[m]
n	-	max. otáčky upínací desky	[min ⁻¹]

Výpočet pasivních odporů:

- jedná se o pasivní odpor buňky proti pohybu a je dán třením v mazivu

$$F_{T3} = \eta \cdot A_{m3C} \cdot u \cdot h^{-1} = 0,03979 \cdot 0,196393 \cdot 16,65 \cdot 0,0001^{-1} = 1301 \text{ N}$$

Kde:

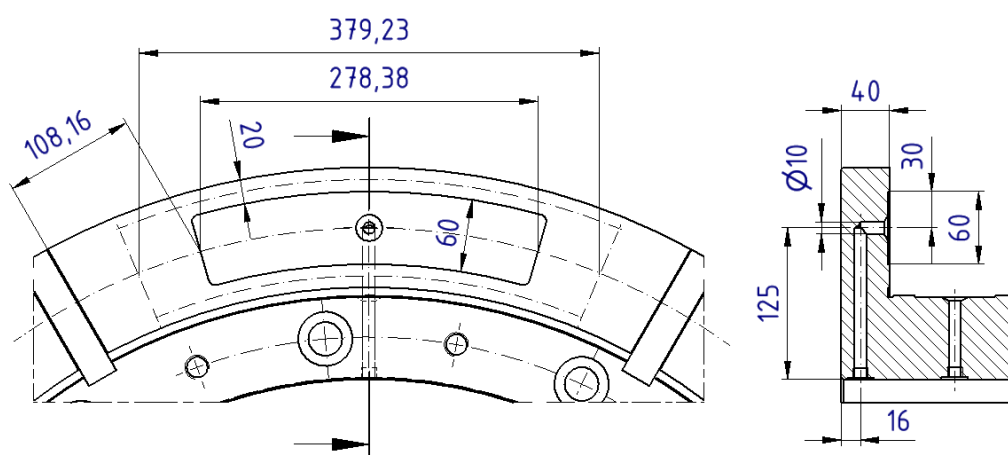
η	-	dynamická viskozita oleje	[Pa.s]
A_{m1C}	-	celková plocha škrťací mezery	[m ²]
u	-	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
h	-	výška škrťací mezery	[m]

Výkon potřebný pro překonání pasivních odporů:

$$P_{\eta 3} = F_{T3} \cdot u = 1301 \cdot 16,65 = 21,7 \text{ kW}$$

Hydraulický odpor pro jednu samostatnou HS buňku:

- jedná se o hydraulický odpor škrtící mezery mezi vazbovými plochami buňky



Obr. 46 - Rozměry hydrostatické buňky spodního axiálního ložiska

$$R_3 = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_1 \cdot l_2}{h^3 \cdot 2 \cdot (B_e \cdot l_2 + L_e \cdot l_1)}$$

$$R_3 = \frac{12 \cdot 0,03979 \cdot 0,10816 \cdot 0,02}{0,0001^3 \cdot 2 \cdot (0,08 \cdot 0,02 + 0,37923 \cdot 0,10816)} = 9,69 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-5} \cdot \text{s}$$

Množství oleje přitékajícího do jedné HS buňky:

$$Q_3 = G \cdot p = p \cdot R_1^{-1}$$

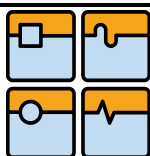
$$Q_3 = p_{o3} \cdot R_3^{-1} = 2,6 \cdot 10^6 \cdot (9,69 \cdot 10^{10})^{-1} = 2,68 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 1,61 \text{ l/min}$$

Množství oleje přitékajícího do spodního axiálního HS ložiska:

$$Q_{c3} = Q_3 \cdot n = 1,61 \cdot 6 = 9,67 \text{ l/min}$$

Hydraulický příkon pro jednu HS buňku:

$$P_3 = Q_3 \cdot p_{o3} = 2,68 \cdot 10^{-5} \cdot 2,6 \cdot 10^6 = 69,9 \text{ W}$$



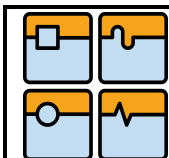
Hydraulický příkon pro spodní axiální HS ložisko:

$$P_{C3} = P_3 \cdot n = 69,9 \cdot 6 = 419,3 \text{ W}$$

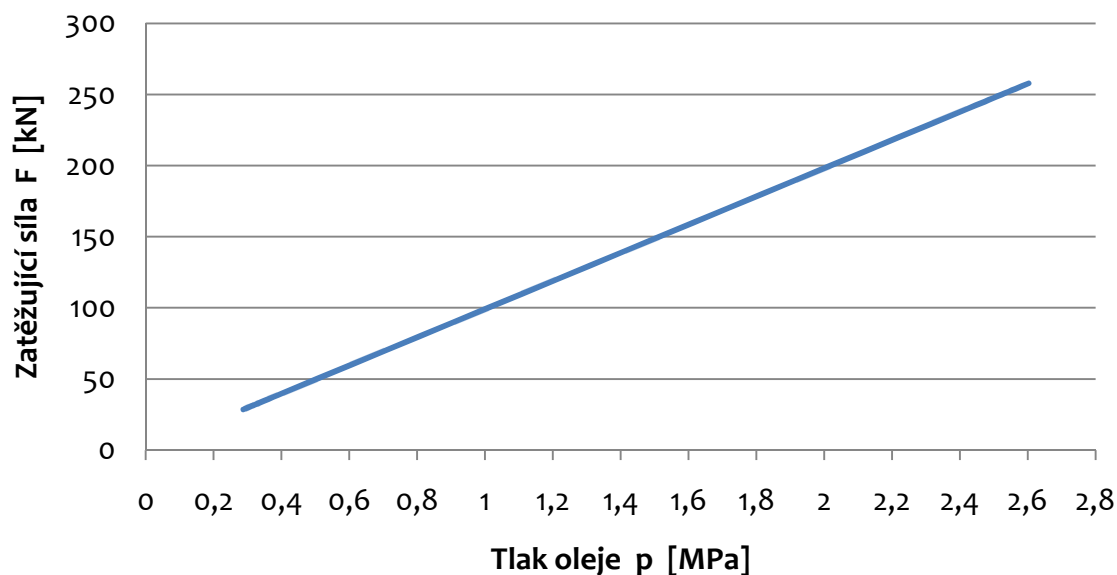
V následující tabulce jsou zahrnuty výpočty průtoku a tlaku oleje hydrostatického ložiska při různém zatížení. Z tabulky jsou následně vygenerované grafy

Zatěžující síla [N]	Zatěžující síla [kN]	Tlak [MPa]	Průtok oleje buňkou [m ³ .s ⁻¹]	Průtok oleje buňkou [l/min]	Průtok oleje ložiskem [l/min]
28520	28,52	0,287703	2,9677E-06	0,178062	1,068374
30000	30	0,302633	3,12171E-06	0,187303	1,123815
40000	40	0,403511	4,16228E-06	0,249737	1,49842
50000	50	0,504388	5,20285E-06	0,312171	1,873025
60000	60	0,605266	6,24342E-06	0,374605	2,247631
70000	70	0,706143	7,28399E-06	0,437039	2,622236
80000	80	0,807021	8,32456E-06	0,499473	2,996841
90000	90	0,907899	9,36513E-06	0,561908	3,371446
100000	100	1,008776	1,04057E-05	0,624342	3,746051
110000	110	1,109654	1,14463E-05	0,686776	4,120656
120000	120	1,210532	1,24868E-05	0,74921	4,495261
130000	130	1,311409	1,35274E-05	0,811644	4,869866
140000	140	1,412287	1,4568E-05	0,874079	5,244471
150000	150	1,513165	1,56085E-05	0,936513	5,619076
160000	160	1,614042	1,66491E-05	0,998947	5,993682
170000	170	1,71492	1,76897E-05	1,061381	6,368287
180000	180	1,815797	1,87303E-05	1,123815	6,742892
190000	190	1,916675	1,97708E-05	1,186249	7,117497
200000	200	2,017553	2,08114E-05	1,248684	7,492102
210000	210	2,11843	2,1852E-05	1,311118	7,866707
220000	220	2,219308	2,28925E-05	1,373552	8,241312
230000	230	2,320186	2,39331E-05	1,435986	8,615917
240000	240	2,421063	2,49737E-05	1,49842	8,990522
250000	250	2,521941	2,60142E-05	1,560855	9,365127
258020,1	258,0201	2,602846	2,68488E-05	1,610928	9,665565

Tab. 27 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení

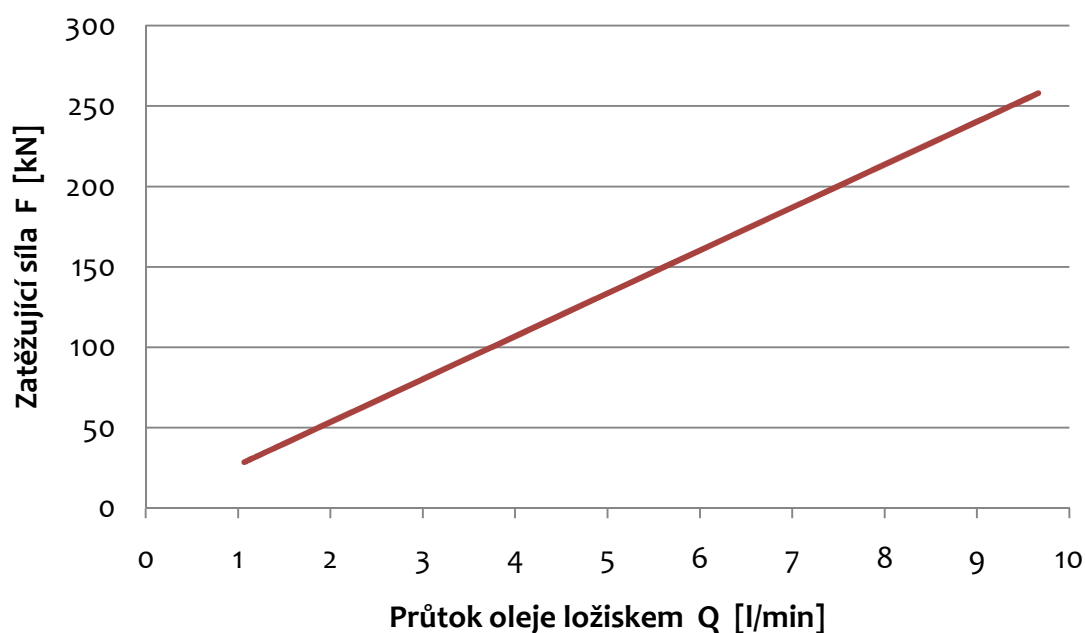


Závislost zatěžující síly na tlaku oleje v ložisku

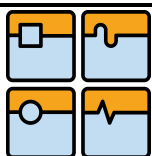


Graf. 6 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v axiálním HS ložisku

Závislost zatěžující síly na průtoku oleje ložiskem



Graf. 7 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje axiálním HS ložiskem

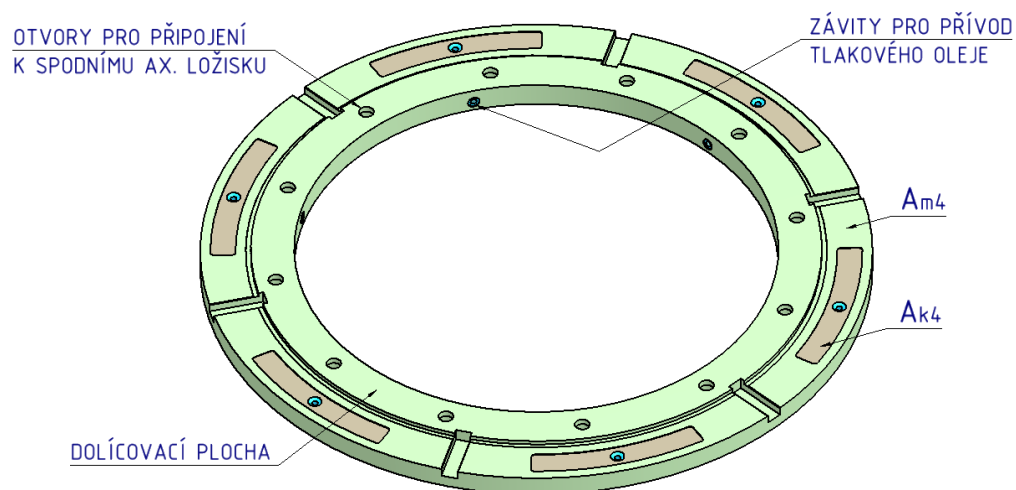


7.4 Návrh axiálního hydrostatického horního ložiska - protiložiska

Axiální protiložisko slouží proti nadzvednutí upínací desky, při kterém dochází v uvedení hydrostatického okruhu do provozu. Toto ložisko bude počítáno na zatížení od pohonu upínací desky v axiálním směru při opačných otáčkách upínací desky, při kterých má pastorek se šikmým ozubením tendenci vytahovat upínací desku. Dále bude toto ložisko počítáno na zatížení v axiálním směru při obrábění směrem vzhůru.

7.4.1 Charakteristika axiálního horního HS ložiska

Navrhované axiální protiložisko má tvar prstence. Na vodorovné ploše je umístěno pravidelně celkem 6 hydrostatických buněk, plnící funkci axiálního ložiska. Mezi buňkami jsou vyfrézovány dostatečně široké drážky pro snadný odvod oleje. Každá HS buňka má samostatný přívod tlakového oleje. Axiální protiložisko má také samostatný hydrostatický okruh z důvodu samostatné regulace. Na spodním čele jsou otvory pro připojení k axiálně - radiálnímu ložisku. Osazení na spodním čele bude sloužit i pro dolícování, abychom při montáži docílili danou výšku škrťicích mezer obou axiálních ložisek. Výška škrťicích mezer v ložisku je navržena na $h = 0,1 \text{ mm}$.



Obr. 47 - Návrh axiálního hydrostatického protiložiska

Legenda:

A_{k4} – plocha axiální hydrostatické kapsy = $12050,8 \text{ mm}^2$

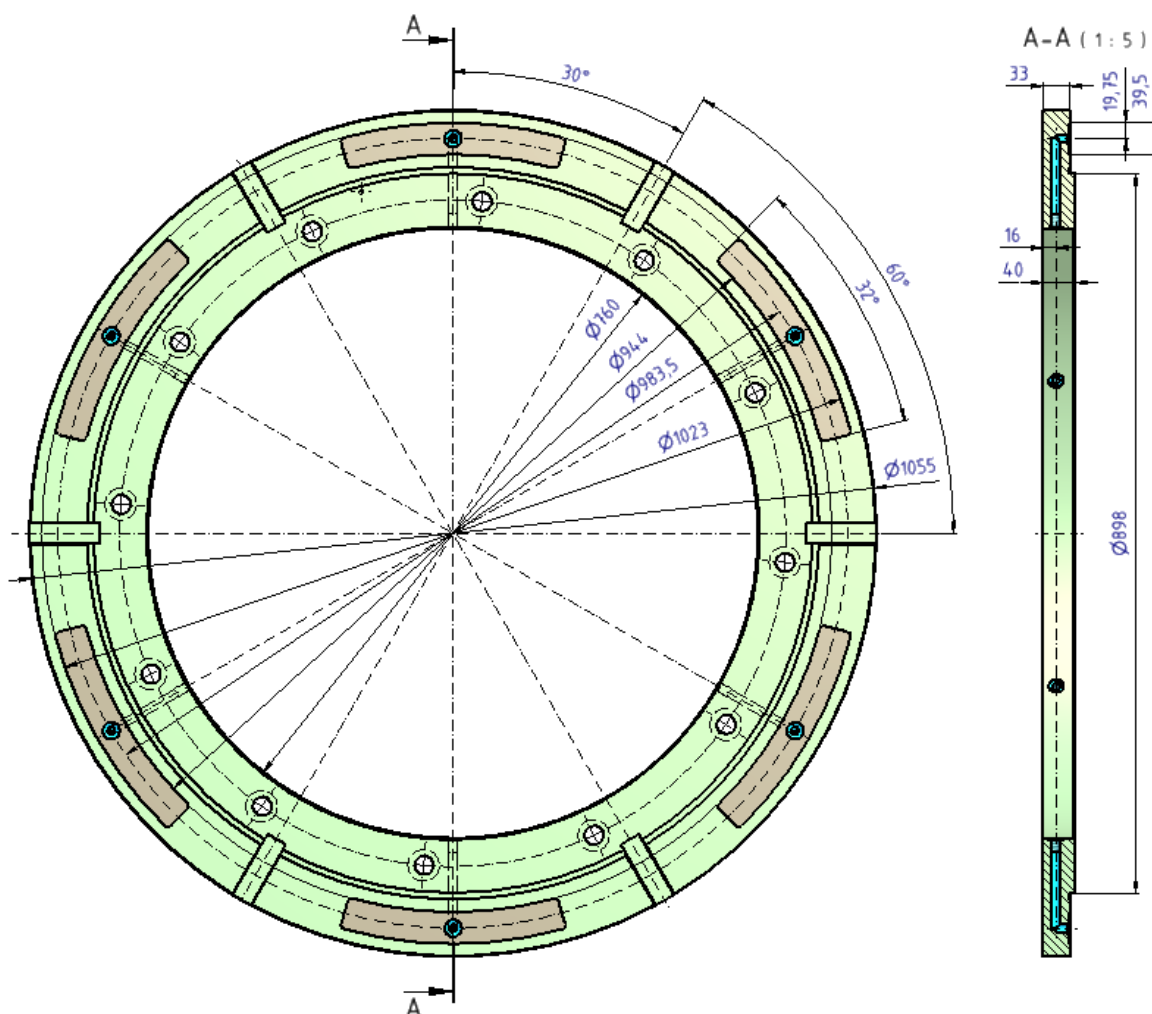
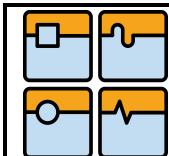
A_{m4} – plocha axiální škrťicích mezer = $13324,5 \text{ mm}^2$

Plocha všech axiálních kapes:

$$A_{k4C} = A_{k4} \cdot 6 = 12050,8 \cdot 6 = 0,0723048 \text{ m}^2$$

Plocha všech axiálních škrťicích mezer:

$$A_{m4C} = A_{m4} \cdot 6 = 13324,5 \cdot 6 = 0,079947 \text{ m}^2$$



Obr. 48 - Základní rozměry axiálního hydrostatického protiložiska

7.4.2 Výpočet spodního axiálního ložiska:

Zatěžující síla působící na ložisko v axiálním směru:

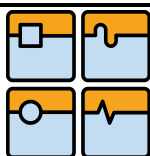
$$F_4 = F_Z + F_{ax} = 25\,000 + 8\,842 = 33\,842\text{ N}$$

Kde:

- | | | | |
|----------|---|--|-----|
| F_Z | - | max. síla při obrábění v ose Z | [N] |
| F_{ax} | - | max. síla od pohonu při otáčení UD v ose Z | [N] |

Výpočet tlaku, kterým působí upínací deska na horní axiální ložisko při spuštění hydrostatického okruhu ve spodním ložisku:

$$p_{dos4} = \frac{33\,842}{118\,283} = 0,286\text{ MPa}$$

**Tlak v hydrostatickém okruhu**

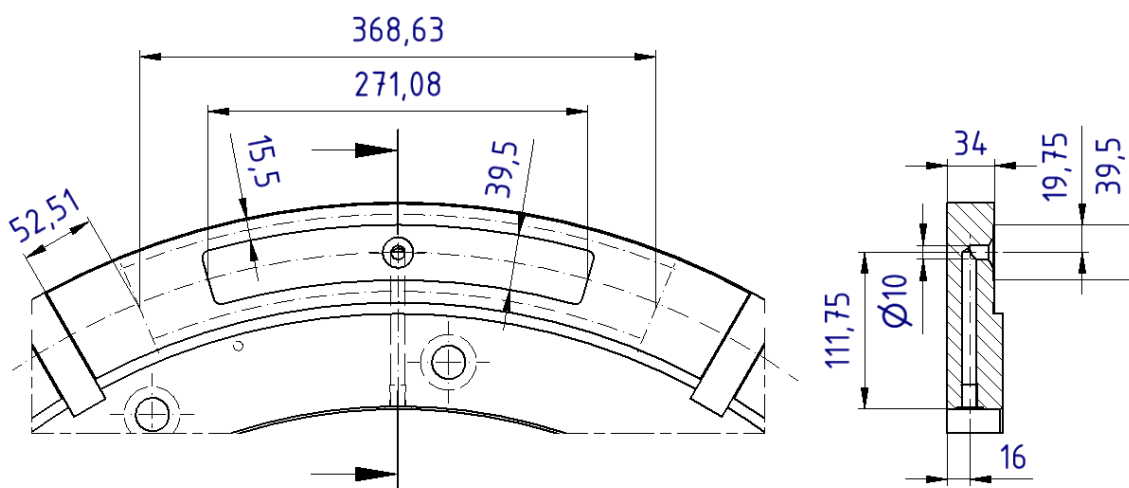
Jedná se o tlak, který vyrovnává tlak od spodního axiálního ložiska a vystředí přírubu upínací desky mezi oběma HS ložisky.

$$p_{o4} = p_{\max} = \frac{F_4}{A_{k4C}} = \frac{33\,842}{83\,575} = 0,405 \text{ MPa}$$

Kde:

$p_{\max}$ - maximální tlak v hydrostatickém okruhu [MPa]
 A_{k4C} - plocha hydrostatických buněk (celkem 6) [m²]

Hydraulický odpor pro jednu samostatnou HS buňku:



Obr. 49 - Rozměry hydrostatické buňky spodního axiálního ložiska

$$R_4 = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_1 \cdot l_2}{h^3 \cdot 2 \cdot (B_e \cdot l_2 + L_e \cdot l_1)}$$

$$R_4 = \frac{12 \cdot 0,03979 \cdot 0,0334 \cdot 0,016}{0,0001^3 \cdot 2 \cdot (0,0395 \cdot 0,016 + 0,31048 \cdot 0,0334)} = 7,9 \cdot 10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-5} \cdot \text{s}$$

Množství oleje přitékajícího do jedné HS buňky:

$$Q_4 = p_{o4} \cdot R_4^{-1} = 4,05 \cdot 10^5 \cdot (7,9 \cdot 10^{10})^{-1} = 5,122 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 0,31 \text{ l/min}$$

Množství oleje přitékajícího do spodního axiálního HS ložiska:

$$Q_{c4} = Q_4 \cdot n = 0,31 \cdot 6 = 1,84 \text{ l/min}$$

Hydraulický příkon pro jednu HS buňku:

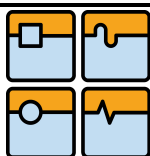
$$P_4 = Q_4 \cdot p_{04} = 5,122 \cdot 10^{-6} \cdot 4,05 \cdot 10^5 = 2,07 \text{ W}$$

Hydraulický příkon pro spodní axiální HS ložisko:

$$P_{c4} = P_4 \cdot n = 2 \cdot 6 = 12,4 \text{ W}$$

V následující tabulce jsou zahrnuty výpočty průtoku a tlaku oleje hydrostatického ložiska při různém zatížení. Z tabulky jsou následně vygenerované grafy

Zatěžující síla [N]	Zatěžující síla [kN]	Tlak [MPa]	Tlak [Pa]	Průtok oleje buňkou [m ³ ·s ⁻¹]	Průtok oleje ložiskem [l/min]
1000	1	0,011965	11965,3	1,5135E-07	0,054486
2000	2	0,023931	23930,6	3,027E-07	0,108972
3000	3	0,035896	35895,9	4,5405E-07	0,163458
4000	4	0,047861	47861,2	6,05399E-07	0,217944
5000	5	0,059827	59826,5	7,56749E-07	0,27243
6000	6	0,071792	71791,8	9,08099E-07	0,326916
7000	7	0,083757	83757,1	1,05945E-06	0,381402
8000	8	0,095722	95722,41	1,2108E-06	0,435888
9000	9	0,107688	107687,7	1,36215E-06	0,490374
10000	10	0,119653	119653	1,5135E-06	0,544859
11000	11	0,131618	131618,3	1,66485E-06	0,599345
12000	12	0,143584	143583,6	1,8162E-06	0,653831
13000	13	0,155549	155548,9	1,96755E-06	0,708317
14000	14	0,167514	167514,2	2,1189E-06	0,762803
15000	15	0,17948	179479,5	2,27025E-06	0,817289
16000	16	0,191445	191444,8	2,4216E-06	0,871775
17000	17	0,20341	203410,1	2,57295E-06	0,926261
18000	18	0,215375	215375,4	2,7243E-06	0,980747
19000	19	0,227341	227340,7	2,87565E-06	1,035233
20000	20	0,239306	239306	3,027E-06	1,089719
21000	21	0,251271	251271,3	3,17835E-06	1,144205
22000	22	0,263237	263236,6	3,3297E-06	1,198691
23000	23	0,275202	275201,9	3,48105E-06	1,253177
24000	24	0,287167	287167,2	3,6324E-06	1,307663
25000	25	0,299133	299132,5	3,78375E-06	1,362149
26000	26	0,311098	311097,8	3,9351E-06	1,416635
27000	27	0,323063	323063,1	4,08645E-06	1,471121
28000	28	0,335028	335028,4	4,2378E-06	1,525606
29000	29	0,346994	346993,7	4,38915E-06	1,580092
30000	30	0,358959	358959	4,5405E-06	1,634578

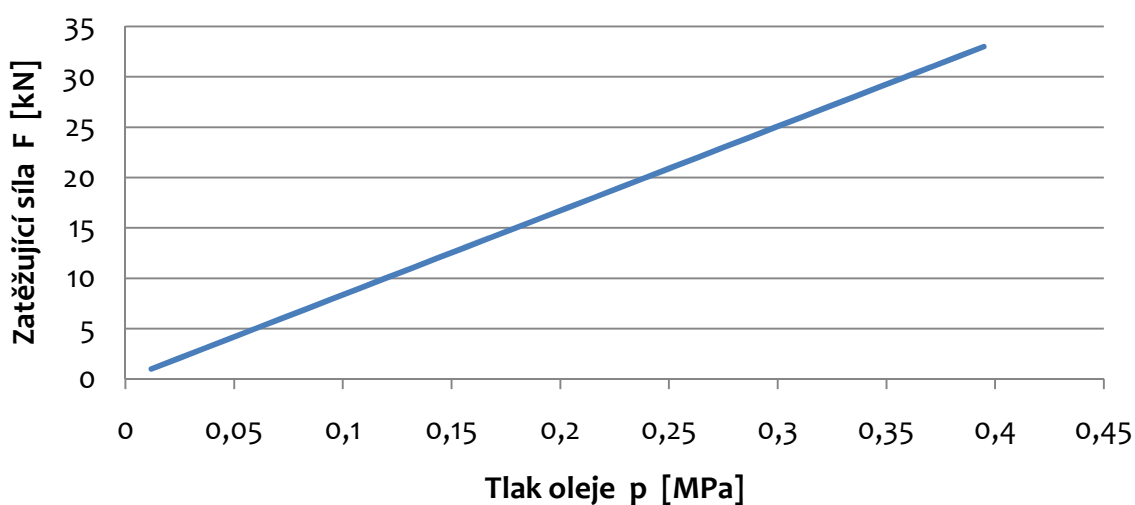


DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zatěžující síla [N]	Zatěžující síla [kN]	Tlak [MPa]	Tlak [Pa]	Průtok oleje buňkou [m ³ .s ⁻¹]	Průtok oleje ložiskem [l/min]
31000	31	0,370924	370924,3	4,69185E-06	1,689064
32000	32	0,38289	382889,6	4,8432E-06	1,74355
33000	33	0,394855	394854,9	4,99454E-06	1,798036
33842	33,842	0,40493	404929,7	5,12198E-06	1,843913

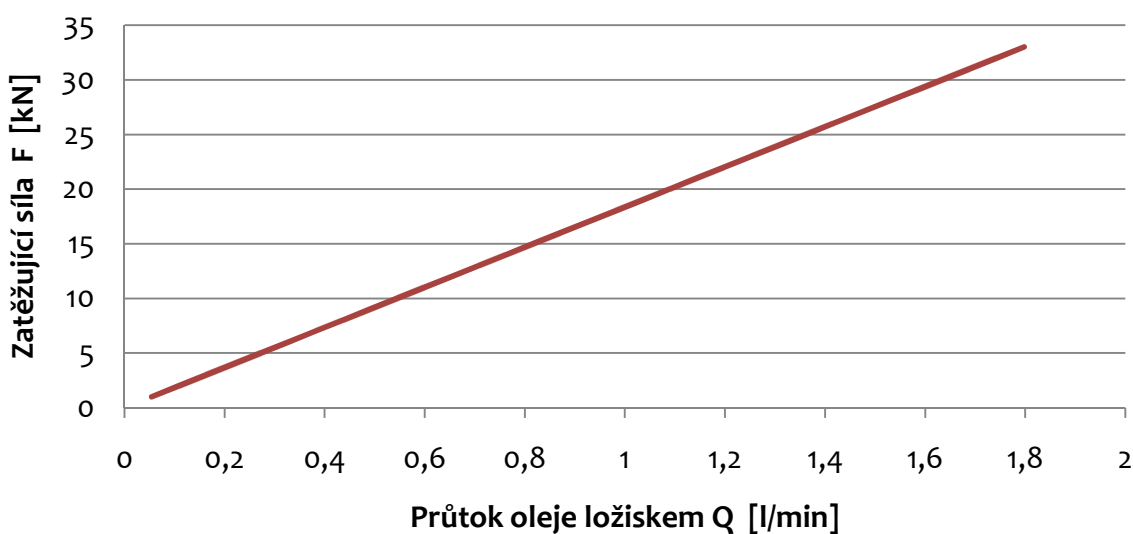
Tab. 28 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení

Závislost zatěžující síly na tlaku oleje v ložisku



Graf. 8 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v horním axiálním HS ložisku

Závislost zatěžující síly na průtoku oleje ložiskem



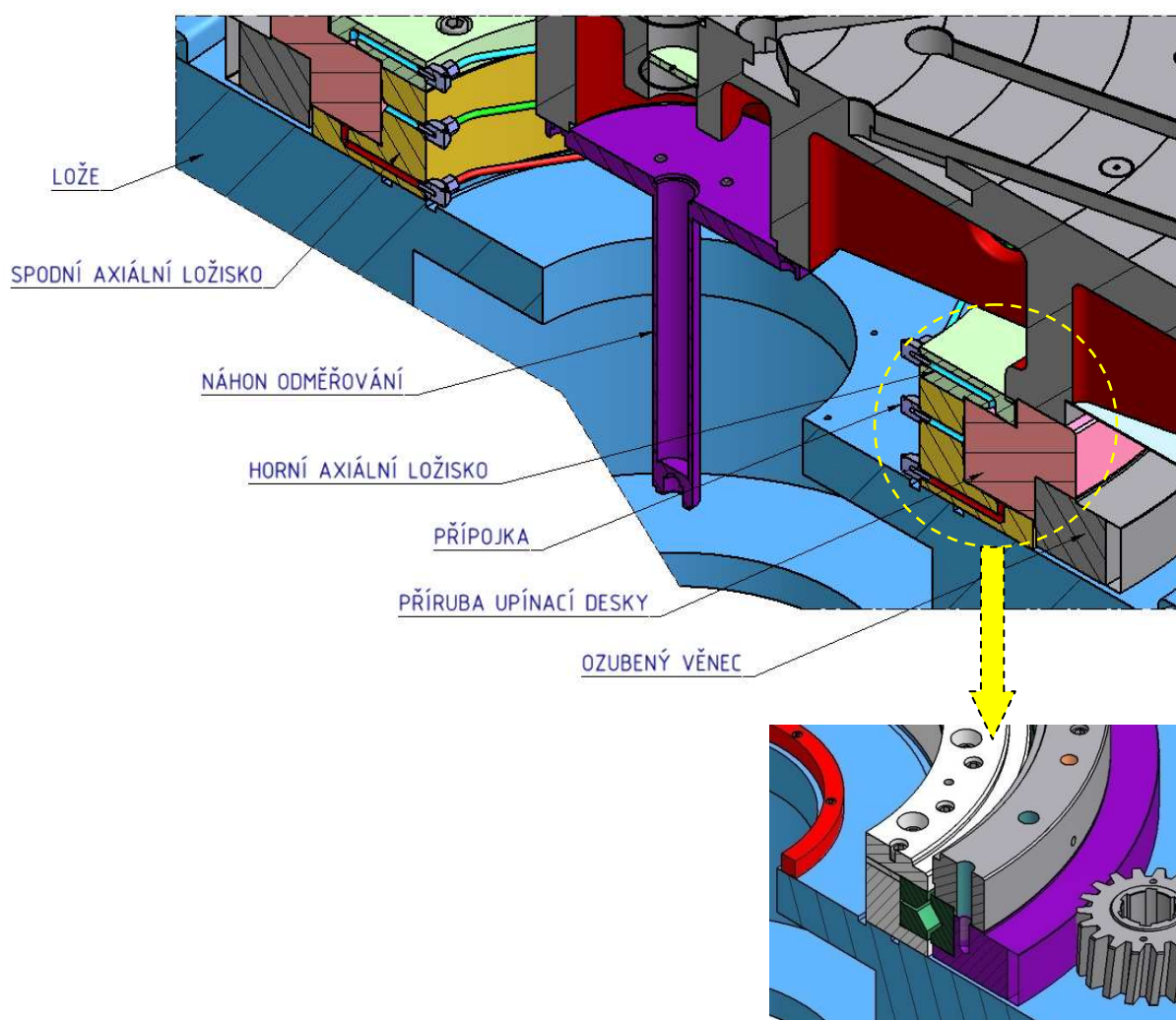
Graf. 9 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje v horním axiálním HS ložisku

7.5 Závěr k 1. konstrukčnímu návrhu uložení upínací desky

Na obr.50 – je navrženo kombinované radiálně – axiální hydrostatické ložisko. Ložiska jsou navržena na maximálním možném průměru (pro dosažení nejlepší tuhosti a pro co nejoptimálnější zachycení vnějších sil), přičemž celou zástavbu ložiska je možné zaměnit za současné křížové ložisko. Ložisko je uchyceno k loži na stejných připojovacích rozměrech. Výška ložiska je také přizpůsobena prostoru pod upínací deskou.

Dle výše uvedených výpočtů je kombinované ložisko pro $\varnothing$ upínací desky 2000 mm realizovatelné. Při realizaci je zapotřebí zkontrolovat návrh s odbornou společností, zabývající se jak návrhem, tak realizací hydrostatických ložisek. V diplomové práci se nezabývám výběrem hydrostatického agregátu, regulací, ani řízením hydrostatických okruhů. Mým cílem bylo zjistit, zdali je konstrukčně možné, hydrostatické ložisko zakomponovat do stávajícího stroje.

Celkové množství oleje pro celé kombinované ložisko je $Q_c = 32,71 \text{ l/min.}$



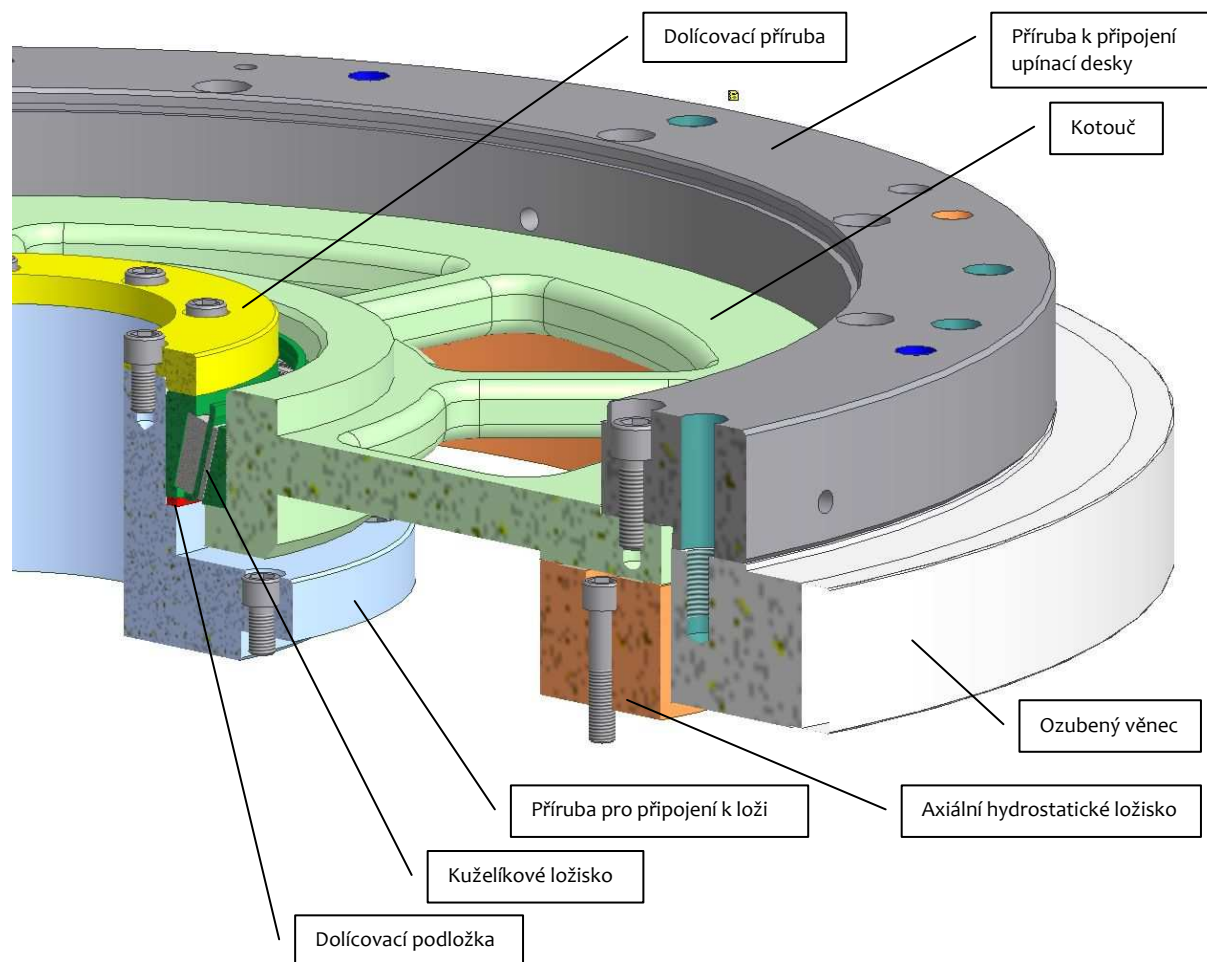
Obr. 50 – Konstrukční návrh 2. varianty

8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH 2. VARIANTY ULOŽENÍ

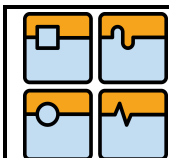
V 2. konstrukčním návrhu jsem chtěl pro radiální uložení použít dvouřadé válečkové ložisko v kombinaci s kuličkovým axiálním ložiskem, které slouží proti nadzvednutí upínací desky při spuštění HS okruhu. Při návrhu jsem narazil na zástavbový problém. Jelikož jsem omezen maximální výškou, která činí od upínací plochy lože po spodní část upínací desky **200mm**, nebylo možné sestavu dvouřadého válečkového ložiska s kuličkovým axiálním ložiskem do toho prostoru zakomponovat.

Pro zpracování této konstrukční varianty uložení je proto použito **kuželíkové ložisko**, které požadovaným parametrům odpovídá.

Zástavba kompletní sestavy uložení pro upínací desku je opět navržena tak, aby byla možná záměna za stávající uložení křížovým ložiskem. Připojovací rozměry upínací desky a ozubeného věnce nebudou pozměněny. Bude zapotřebí konstrukčně navrhnut a vyrobit novou přírubu, která bude sloužit k připojení upínací desky a ozubeného věnce. Příruba bude zároveň v axiálním směru druhou funkční plochou hydrostatického ložiska.



Obr. 51 - Sestava uložení 2. konstrukční varianty



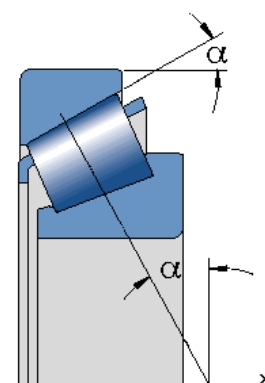
Spodní příruba je přišroubována k loži svislého soustruhu a nese kotouč přes kuželkové ložisko. Kotouč je sešroubován s ozubeným věncem a přírubou k upínací desce. Na spodním čele je na vnějším osazení nanesen materiál Gamapest Super fluid z důvodu dosednutí kotouče na axiální hydrostatické ložisko, aby nedošlo k vzájemnému poškození. Pod kuželkovým ložiskem je dolíčovací podložka, kterou dolícujeme škrťací mezeru při spuštění hydrostatického okruhu. Výška škrťací mezery je stanovena na $h = 0,1 \text{ mm}$. Horní dolíčovací příruba slouží k nežádoucímu posunutí celého kotouče (upínací desky) v axiálním směru.

8.1 Návrh a výpočet kuželíkové ložiska

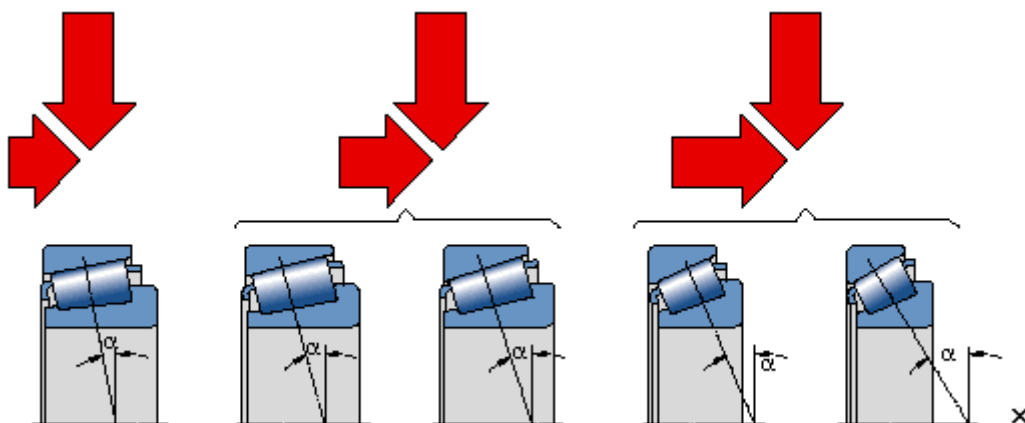
Kuželíková ložiska mají kuželové oběžné dráhy na vnitřních a vnějších kroužcích, mezi nimiž jsou umístěny kuželíky. Prodloužené povrchy oběžných drah se protínají v jediném bodě na ose ložiska. Konstrukce kuželíkových ložisek je zvláště vhodná pro přenášení kombinovaného (radiálního a axiálního) zatížení. Axiální únosnost ložisek závisí především na stykovém úhlu α . Čím je úhel α větší, tím větší je axiální únosnost.

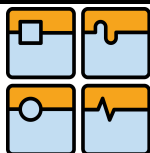


o



:l ložiska





8.2 Výpočet kuželíkového ložiska:

Na základě rozměrové zástavby a působících sil bylo vytipováno kuželíkové ložisko SKF – 32956/C02.

Kuželíková ložiska, jednořadá, ložiska metrických rozměrů

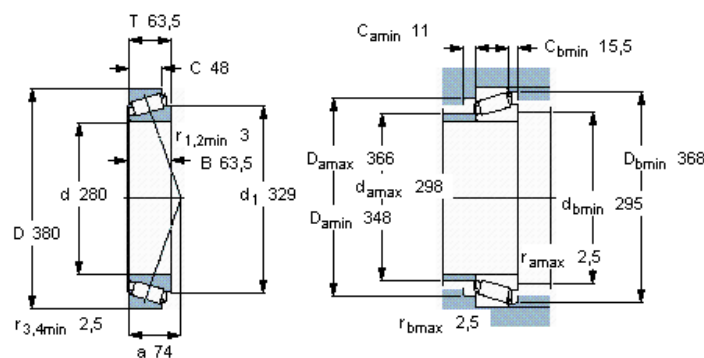
Informace o výrobku

Tolerance, viz rovněž text

Doporučená uložení

Tolerance hřídele a tělesa

Hlavní rozměry			Únosnosti		Mezní	Připustné otáčky		Hmotnost	Označení
d	D	T	dynamická	statická	únavové	Referenční	Mezní		
					zatížení	otáčky	otáčky		
mm			kN	C ₀	P _u	min ⁻¹		kg	-
280	380	63,5	765	1660	140	1100	1600	20,0	32956/C02



Výpočtový součinitel

e 0,43

Y 1,4

Y0 0,8

Dynamické ekvivalentní zatížení:

- zatížení, při němž by ložisko při otáčejícím se vnitřním kroužku a pevném vnějším kroužku (nebo naopak), dosáhlo téže trvanlivosti jako při skutečném zatížení za chodu

$$F_L = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_L = 0,4 \cdot 1 \cdot 55700 + 1,4 \cdot 33842 = 69658,8 \text{ N} \Rightarrow 69,66 \text{ kN}$$

Kde:

F_L	-	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
X	-	součinitel dynamického radiálního zatížení	
Y	-	součinitel dynamického axiálního zatížení	
V	-	rotační součinitel ložiska	
F_r	-	stálé dynamické radiální zatížení	[N]
F_a	-	stálé dynamické zatížení ložiska	[N]

Statické ekvivalentní zatížení:

- zatížení, které u ložiska za klidu způsobí v nejnámahanějším místě styku valivého tělesa s oběžnou dráhou kroužku celkovou a trvalou deformaci. Jelikož ve

v klidovém stavu stroje není ložisko zatěžováno, nepůsobí na kuželíkové ložisko žádné statické ekvivalentní zatížení.

$$F_{L0} = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$$

$$F_{L0} = 0,5 \cdot 0 + 0,77 \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

Základní trvanlivost ložiska:

- je takový počet otáček, kterého dosáhne nebo překročí 90% zkoušených ložisek, než se objeví první známky únavy materiálu na některém kroužku nebo valivém tělese.

$$L = \left(\frac{C}{F_L} \right)^m = \left(\frac{765000}{69658} \right)^{\frac{10}{3}} = 2944 \text{ [mil. otáček]}$$

Kde:

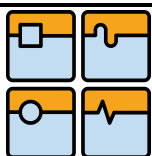
- L - základní trvanlivost (v milionech otáčkách vnitřního kroužku)
- C - základní dynamická únosnost [N]
- F_L - dynamické ekvivalentní zatížení [N]
- m - exponent závislý na druhu ložiska

Základní trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C}{F_L} \right)^m \cdot \frac{1000000}{60 \cdot n} = \left(\frac{765000}{69658} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1000000}{60 \cdot 315} = 155\,767,2 \text{ [hod]}$$

Kde:

- L_h - základní trvanlivost (v provozních hodinách)
- n - relativní otáčky [min^{-1}]



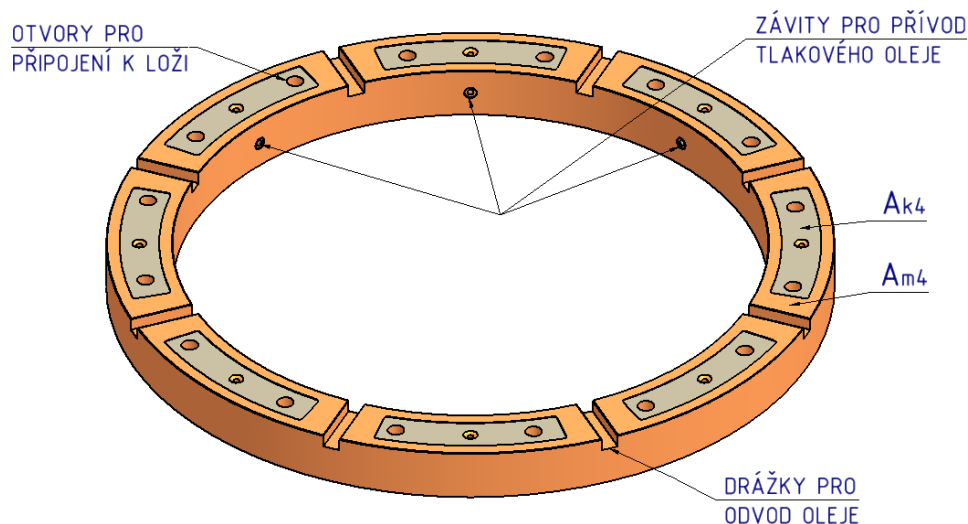
8.3 Návrh a výpočet axiálního ložiska

8.3.1 Charakteristika axiálního HS ložiska

Jelikož jsou i v tomto případě stejné přenášené síly, je možné použít axiální HS ložisko z 1. konstrukčního návrhu. Pro zajímavost ale navrhuji ložisko s 8 hydrostatickými buňkami a následně chci tyto 2 ložiska porovnat.

Navrhované ložisko má tvar prstence. Na vodorovné ploše je umístěno pravidelně celkem 8 hydrostatických kapes, které plní funkci axiálního ložiska.

Mezi kapsami jsou vyfrézovány dostatečně široké drážky pro odvod oleje. Každá hydrostatická buňka má samostatný přívod tlakového oleje. Na čele každé HS buňky jsou dva otvory pro připojení šrouby k loži. Výška škrťící mezery v ložisku je navržena na $h = 0,1$ mm.



Obr. 55 - Návrh axiálního hydrostatického ložiska

Legenda:

A_{k5} – plocha axiální hydrostatické kapsy = 19 306 mm²

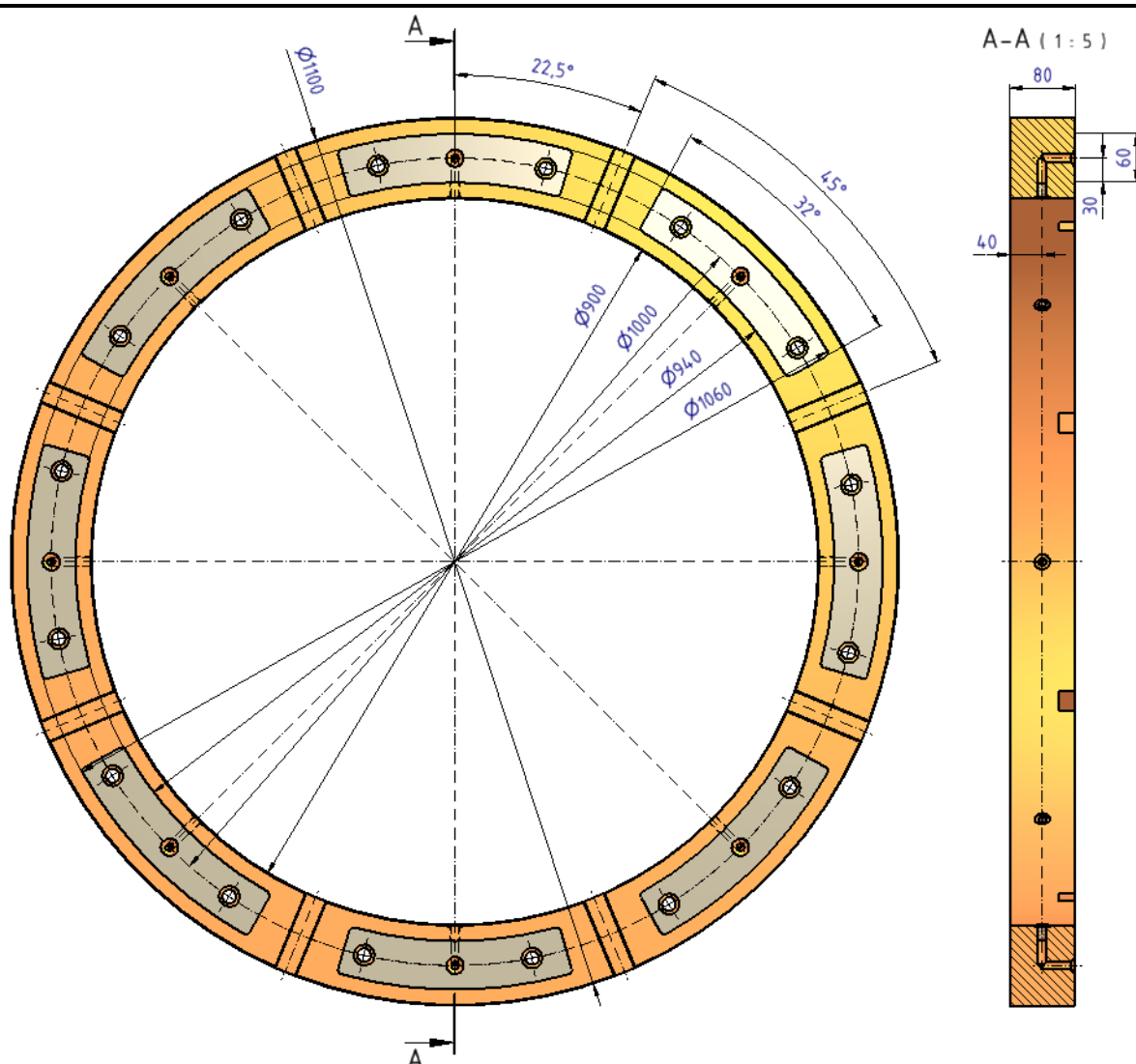
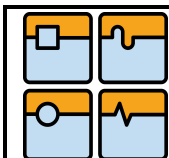
A_{m5} – plocha axiální škrťící mezery = 14 992 mm²

Plocha všech axiálních kapes:

$$A_{k5C} = A_{k5} \cdot 8 = 15\,291,725 \cdot 8 = 0,122\,334 \text{ m}^2$$

Plocha všech axiálních škrťících mezer:

$$A_{m5C} = A_{m5} \cdot 8 = 19\,006,432 \cdot 8 = 0,152\,052 \text{ m}^2$$



Obr. 56 - Základní rozměry axiálního hydrostatického ložiska 2. konstrukčního návrhu

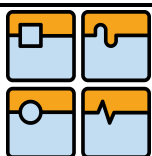
8.3.2 Výpočet axiálního hydrostatického ložiska:

Zatěžující síla působící na ložisko v axiálním směru: - viz výpočet []

$$F_5 = F_3 = 258\,020,12 \text{ N}$$

Výpočet tlaku, kterým působí upínací deska na axiální hydrostatické ložisko:

$$p_{\text{dos5}} = \frac{F_3}{A_{\text{m5C}}} = \frac{258\,020,12}{152\,052} = 1,7 \text{ MPa}$$



Tlak v hydrostatickém okruhu:

$$p_{05} = \frac{F_3}{A_{k5C}} = \frac{258\,020,12}{122\,334} = 2,1 \text{ MPa}$$

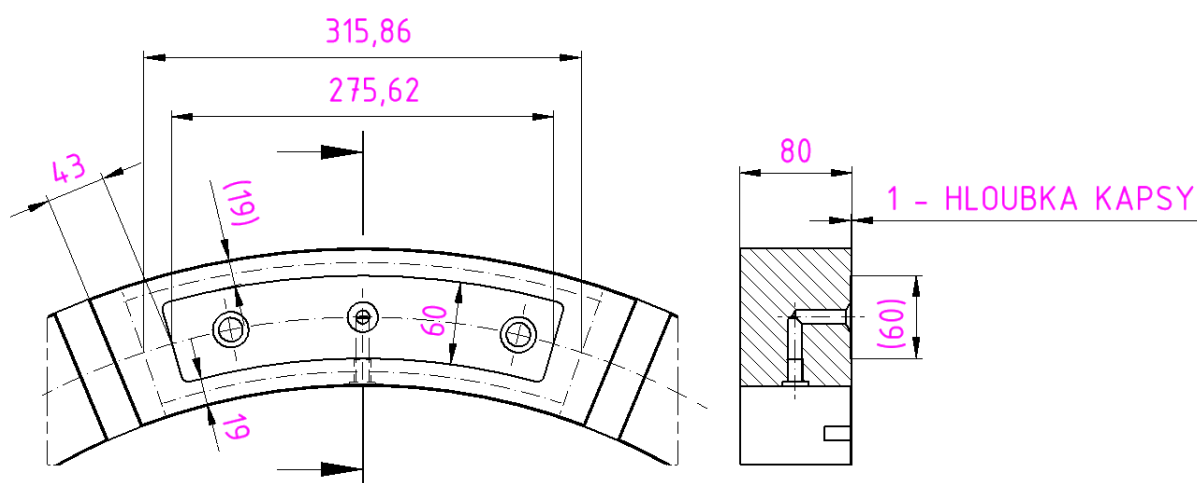
Výpočet pasivních odporů:

$$F_{T5} = \eta \cdot A_{m5C} \cdot u \cdot h^{-1} = 0,03979 \cdot 0,152052 \cdot 16,65 \cdot 0,0001^{-1} = 1007,3 \text{ N}$$

Výkon potřebný pro překonání pasivních odporů:

$$P_{\eta 5} = F_{T5} \cdot u = 1007,3 \cdot 16,65 = 16,8 \text{ kW}$$

Hydraulický odpor pro jednu samostatnou HS buňku:



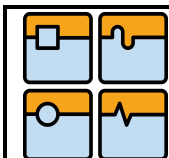
Obr. 57 - Rozměry hydrostatické buňky axiálního ložiska

$$R_5 = \frac{12 \cdot \eta \cdot l_1 \cdot l_2}{h^3 \cdot 2 \cdot (B_e \cdot l_2 + L_e \cdot l_1)}$$

$$R_5 = \frac{12 \cdot 0,03979 \cdot 0,043 \cdot 0,019}{0,0001^3 \cdot 2 \cdot (0,06 \cdot 0,019 + 0,31586 \cdot 0,043)} = 1,06 \cdot 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-5} \cdot \text{s}$$

Množství oleje přitékajícího do jedné HS buňky:

$$Q_5 = p_{05} \cdot R_5^{-1} = 2\,109\,145 \cdot (1,06 \cdot 10^{11})^{-1} = 1,99 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow 1,19 \text{ l/min}$$



Množství oleje přitékajícího do HS axiálního ložiska:

$$Q_{C5} = Q_5 \cdot n = 1,19 \cdot 8 = 9,55 \text{ l/min}$$

Hydraulický příkon pro jednu HS buňku:

$$P_5 = Q_5 \cdot p_{o5} = 1,99 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^9 \cdot 145 = 42 \text{ W}$$

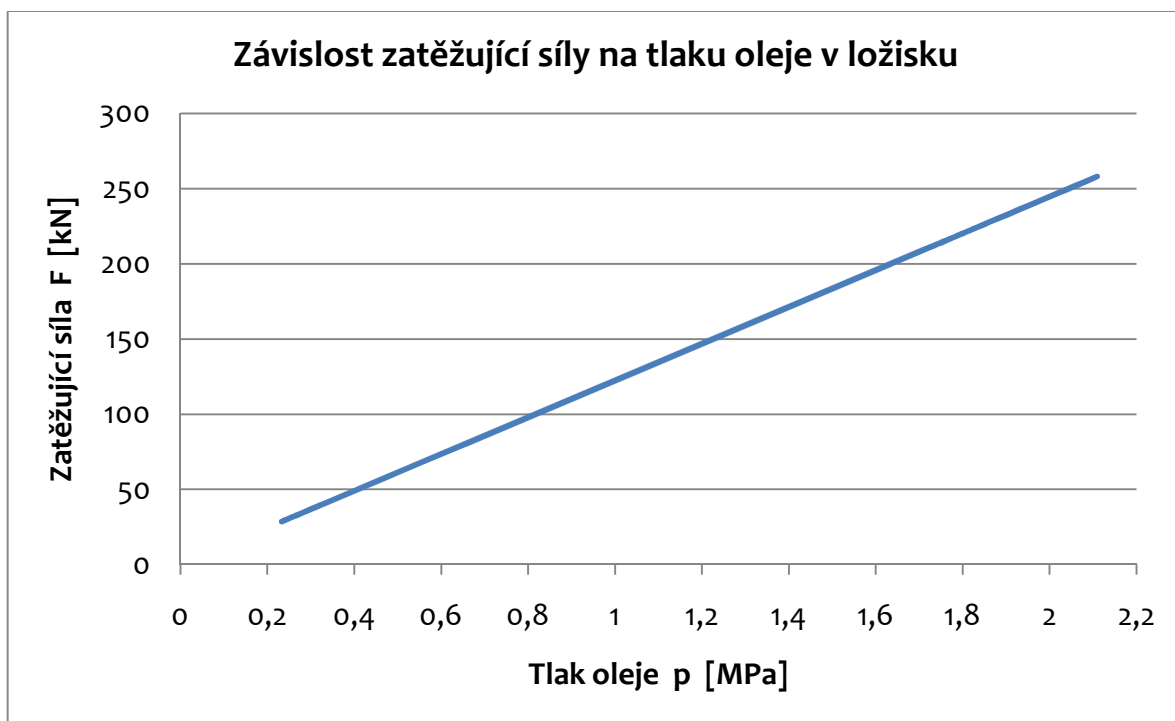
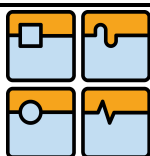
Hydraulický příkon pro HS axiální ložisko:

$$P_{C5} = P_5 \cdot n = 42 \cdot 8 = 336 \text{ W}$$

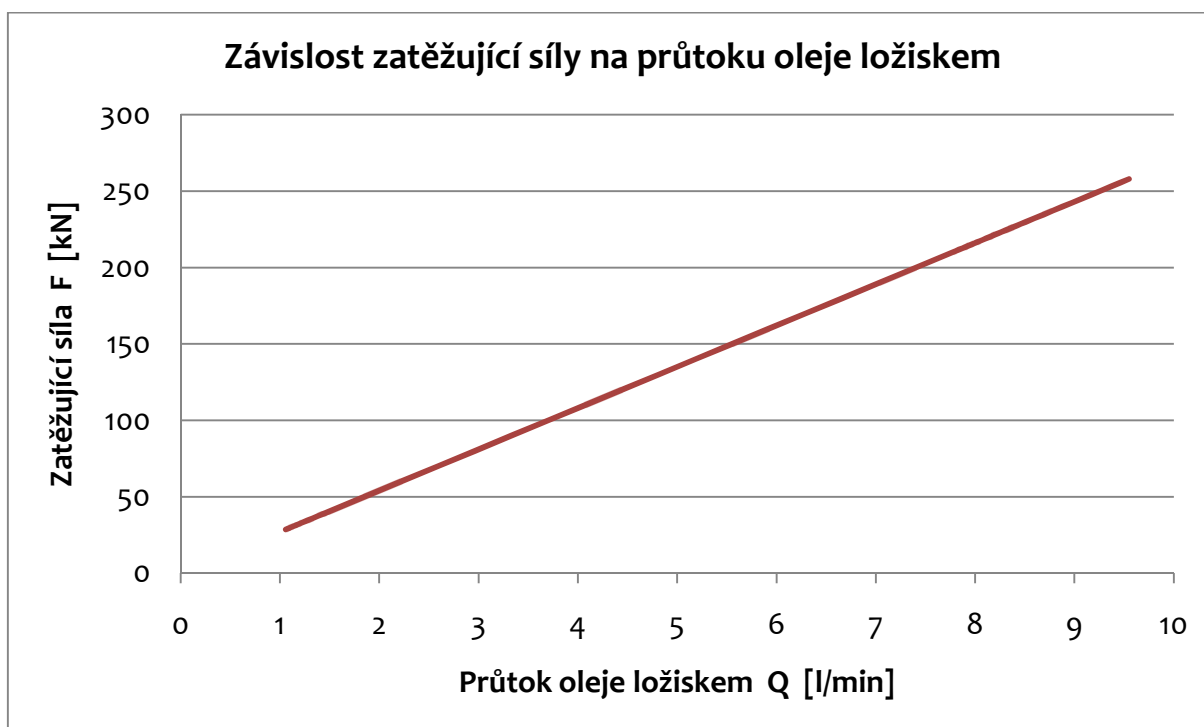
V následující tabulce jsou zahrnuty výpočty průtoku a tlaku oleje hydrostatického ložiska při různém zatížení. Z tabulky jsou následně vygenerované grafy

Zatěžující síla [N]	Zatěžující síla [kN]	Tlak [MPa]	Tlak [Pa]	Průtok oleje kapsou [m ³ .s ⁻¹]	Průtok oleje ložiskem [l/min]
28520	28,52	0,233132	233132	2,19955E-06	1,05578
30000	30	0,24523	245230	2,31369E-06	1,11057
40000	40	0,326974	326974	3,08492E-06	1,48076
50000	50	0,408717	408717	3,85615E-06	1,85095
60000	60	0,490461	490461	4,62738E-06	2,22114
70000	70	0,572204	572204	5,39861E-06	2,59133
80000	80	0,653947	653947	6,16984E-06	2,96152
90000	90	0,735691	735691	6,94107E-06	3,33171
100000	100	0,817434	817434	7,7123E-06	3,70190
110000	110	0,899178	899178	8,48353E-06	4,07209
120000	120	0,980921	980921	9,25476E-06	4,44228
130000	130	1,062665	1062665	1,0026E-05	4,81247
140000	140	1,144408	1144408	1,07972E-05	5,18266
150000	150	1,226151	1226151	1,15684E-05	5,55285
160000	160	1,307895	1307895	1,23397E-05	5,92305
170000	170	1,389638	1389638	1,31109E-05	6,29324
180000	180	1,471382	1471382	1,38821E-05	6,66343
190000	190	1,553125	1553125	1,46534E-05	7,03362
200000	200	1,634868	1634868	1,54246E-05	7,40381
210000	210	1,716612	1716612	1,61958E-05	7,77400
220000	220	1,798355	1798355	1,69671E-05	8,14419
258020	258,02	2,109144	2109144	1,98993E-05	9,55165

Tab. 29 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení



Graf. 9 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v horním axiálním HS ložisku



Graf. 10 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje axiálním HS ložiskem

8.4 Závěr ke 2. konstrukčnímu návrhu uložení upínací desky

Na obr. 49 – je navrženo axiální hydrostatické ložisko v kombinaci s kuželíkovým ložiskem v radiálním směru. Axiální ložisko je opět navrženo na maximálním možném průměru. Tento návrh uložení je také možné zaměnit za současné křížové ložisko. Axiální ložisko je uchyceno k loži na stejných připojovacích rozměrech, jako křížové ložisko. Kuželíkové ložisko je vnitřním kroužkem uchyceno k přírubě lože a vnějším kroužkem k přírubě upínací desky. V axiálním směru jsou dolíčovací plochy pro předepnutí ložiska. Zástavbová výška celé sestavy ložiska je opět přizpůsobena prostoru pod upínací deskou.

Dle výše uvedených výpočtů je axiální hydrostatické ložisko v kombinaci s kuželíkovým ložiskem pro $\varnothing$ upínací desky 2000 mm opět realizovatelné.

Pro realizaci bych doporučil 1. Konstrukční návrh s kombinovaným axiálně-radiálním ložiskem hydrostatickým. Je to hlavně z toho důvodu, že ložisko v radiálním směru je větší a tudíž má lepší schopnost přenášet vnější zatížení. Při realizaci je opět zapotřebí zkontrolovat návrh s odbornou společností, zabývající se jak návrhem, tak realizací hydrostatických ložisek.

9 POROVNÁNÍ AXIÁLNÍCH HYDROSTATICÝCH LOŽISEK

Zajímalo mne, jakým způsobem se bude od sebe lišit **ložisko se 6 buňkami** a **ložisko s 8 buňkami** s podobnou geometrií, které mají přenášet shodné zatížení.

Porovnání axiálních ložisek			
Porovnávaná veličina	Jednotky	Axiální ložisko 6 buněk	Axiální ložisko 8 buněk
Zatížení ložiska	[N]	258 020,12	258 020,12
Tlak na dosedací ploše	[MPa]	1,31	1,69
Tlak v hydrostatickém okruhu	[MPa]	2,6	2,1
Pasivní odpor ložiska	[N]	1301	1007,3
Výkon pro překonání pasivního odporu	[kW]	21,7	16,8
Průtok oleje ložiskem	[l/min]	9,67	9,55
Hydraulický příkon ložiska	[W]	419,3	336

Tab. 30 - Porovnání veličin hydrostatických axiálních ložisek

Je tedy patrné, že je lepší zvolit ložisko s 8 hydrostatickými buňkami. Téměř u všech veličin má žádoucí nižší hodnotu dané veličiny. Jen u tlaku na dosedací ploše je na tom lépe ložisko se 6 buňkami a to z toho důvodu, protože škrťací plocha tohoto ložiska je větší a zatížení se lépe rozloží.

Dále je zajímavé, že obě ložiska požadují téměř shodný průtok oleje.

10 ZÁVĚR

Tématem mé diplomové práce je náhrada současného velkopřůměrového ložiska pro uložení upínací desky svislého soustruhu z produkce TOSHULIN, a.s. Uložení by mělo vykazovat lepší technicko-ekonomické parametry.

V teoretické části seznamuji čtenáře se svislými soustruhy, vyráběné v TOSHULIN, a.s. Dále zde uvádím možnosti uložení upínací desky u různých celosvětových výrobců. Poté se zabývám popisem současné realizace uložení křížovým ložiskem a popisem vlivů působících na uložení upínací desky.

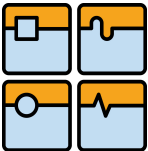
V další kapitole jsem vytipoval 5 různých variant uložení, které jsem následně posuzoval multikriteriálním hodnocením - metodou PATTERN. Všech 5 vytipovaných variant, které lze použít u strojů SKA, SKIQ a POWERTURN, jsem hodnotil z konstrukčního, technologického a ekonomického hlediska. Z výsledků jednotlivých metod jsem určil 2 varianty, které dále zpracovávám v praktické části.

Jako 1. konstrukční návrh jsem zvolil uložení kombinovaným axiálně – radiálním hydrostatickým ložiskem. Provedl jsem základní důležité výpočty pro vlastní funkčnost ložisek a to i s ohledem na rozměry současné zástavby. Vyhotovil jsem tabulky a grafy závislostí zatížení na průtoku oleje nebo tlaku oleje v ložiscích pro libovolně velké zatížení. Pro tento typ uložení je zapotřebí hydrostatického agregátu s rozvodem po stroji s vlastní regulací pro 3 ložiska. Tuto část je zapotřebí konzultovat s odbornou společností. Řešení takového hydrostatického systému zabere poměrně dlouhý časový interval.

Jako 2. konstrukční návrh jsem zvolil uložení axiálním hydrostatickým ložiskem v kombinaci s kuželíkovým ložiskem. Opět jsem provedl základní důležité výpočty pro vlastní funkčnost ložisek. I u této varianty jsem bral zřetel na rozměry současné zástavby. Vyhotovil jsem tabulky a grafy závislostí zatížení na průtoku oleje nebo tlaku oleje v axiálním ložisku pro libovolně velké zatížení. Pro axiální ložisko je zapotřebí hydrostatického agregátu s rozvodem po stroji s vlastní regulací.

Navrhované varianty jsou technicky vyspělejší a vykazují lepší technické parametry, nežli ložisko se zkříženými válečky. Z ekonomického hlediska je na tom mnohem lépe současná varianta – křížové ložisko, ale jelikož se stále více požaduje vyšší přesnost hotových dílců, je také zapotřebí vyvíjet lepší stroj, který je schopen tento trend podchytit. K tomuto účelu slouží například právě hydrostatické uložení upínací desky nebo hydrostatické lineární osy stroje. Pro některé zákazníky, kteří požadují vysokou jakost obrobených ploch a geometrickou vyšší přesnost výrobku, jsou při rozhodování na prvním místě lepší technické parametry stroje, nežli cena, za kterou stroj zakoupí. Toto byl jeden z hlavních důvodů, proč jsem se zabýval hydrostatickým uložením.

Dalším úkolem diplomové práce bylo, aby uložení mělo stavebnicový charakter. Mé 2 navrhovaná uložení nejsou stavebnicového typu, ale lze je použít pro všechny 3 svislé soustruhy (SKA, SKIQ, POWERTURN) se stejným průměrem upínací desky. Pro

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 96
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

stroje s jiným průměrem upínací desky, se mění geometrie ložiska, adekvátně k tomu také rozměr a počet hydrostatických buněk, množství oleje přiváděného do ložiska, síly a tlaky od vnějšího zatížení. Pro tyto stroje může pro základní představu o realizaci hydrostatických ložisek posloužit vypracovaná výpočtová tabulka sestavená v programu MS Excel, do které se zadají geometrické parametry ložiska, viskozita s dalšími potřebnými údaji a následně jsou vygenerovány základní výpočty a grafy, ze kterých lze jednoduše vyvodit, zda navrhované ložisko je pro daný stroj realizovatelné.

Pro obě konstrukční varianty je sestaven výkres sestavy a nakreslen výkres jednoho vyráběného dílce – axiálně – radiálního hydrostatického ložiska.

11 Seznam obrázků:

Obr. 1 – Základní stavba svislého soustruhu	8
Obr. 2 - Souřadný systém svislého soustruhu	8
Obr. 3 – Svislý soustruh SKA	9
Obr. 4 – Svislý soustruh SKIQ	10
Obr. 5 – Svislý soustruh POWERTURN	11
Obr. 6 - Upínací deska se čtyřčelistovým samostředícím sklíčidlem	12
Obr. 7 - Upínací deska se tříčelistovým sklíčidlem	13
Obr. 8 - Druhy kluzných uložení	15
Obr. 9 - Hlavní části hydrostatického vedení UD karuselu	15
Obr. 10 - Drátové kuličkové ložisko	15
Obr. 11 - Valivá dráha s kosoúhlým stykem	16
Obr. 12 - Ložisko se zkříženými válečky	16
Obr. 13 - Křížové ložisko bez ozubení	22
Obr. 14 - Křížové ložisko s vnitřním ozubením	22
Obr. 15 - Křížové ložisko s vnějším ozubením	22
Obr. 16 - Síly působící na upínací desku stolu karuselu	24
Obr. 17 - Schematické zatížení křížového ložiska	25
Obr. 18 - Přenos radiálních sil (převážně namáhání od řezných sil)	25
Obr. 20 - Přenos axiálních sil – záporných	26
Obr. 21 - Přenos klopných momentů	26
Obr. 19 - Přenos axiálních sil – kladných	26
Obr. 22 - Schematické zatížení ložiska se zkříženými válečky	28
Obr. 23 - Uložení křížovým ložiskem	32
Obr. 24 - Uložení HS axiální + válečkové valivé ložisko	32
Obr. 25 - Uložení hydrostatické axiálně - radiální	32
Obr. 27 - Uložení za pomoci jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem v kombinaci s válečkovým dvouřadým ložiskem	33
Obr. 26 - Uložení pomocí 2 axiálních kuličkových ložisek v kombinaci s radiálním dvouřadým válečkovým ložiskem	33
Obr. 28 - Princip hydrostatické buňky	50
Obr. 29 - Princip hydrostatické buňky	50
Obr. 30 - Proudění oleje rovnoběžnou štěrbinou	51
Obr. 31 - Schematické znázornění proudění v kapse	52
Obr. 32 - Průtok kapsou a výpočet odporu	52
Obr. 33 – Druhy hydrostatických ložisek	53
Obr. 34 - Schematické znázornění okruhů pro hydrostatická ložiska	54
Obr. 35 - Schematické znázornění zatížení	55
Obr. 36 - Návrh radiálního hydrostatického ložiska	57
Obr. 38 - Schematické znázornění zatížení radiálního ložiska	58
Obr. 37 - Základní rozměry radiálního hydrostatického ložiska	58
Obr. 39 - Rozměry rozvinu radiální HS buňky	59
Obr. 40 – Proudění v radiálním ložisku	62
Obr. 41 – Návrh uložení desky odděleným radiálně - axiálním HS ložiskem	65

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 98
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr. 42 - Návrh axiálně-radiálního hydrostatického ložiska.....	66
Obr. 43 - Základní rozměry axiálně-radiálního hydrostatického ložiska	67
Obr. 44 - Rozměry rozvinu radiální HS buňky	67
Obr. 45 - Průběh tlaku při zatížení v radiálním ložisku	69
Obr. 46 - Rozměry hydrostatické buňky spodního axiálního ložiska.....	76
Obr. 47 - Návrh axiálního hydrostatického protiložiska	79
Obr. 48 - Základní rozměry axiálního hydrostatického protiložiska	80
Obr. 49 - Rozměry hydrostatické buňky spodního axiálního ložiska.....	81
Obr. 50 – Konstrukční návrh 2. varianty	84
Obr. 51 - Sestava uložení 2. konstrukční varianty	85
Obr. 52 - Stykový úhel ložiska	86
Obr. 53 - Kuželíkové ložisko	86
Obr. 54 - Axiální únosnost v závislosti na stykovém úhlu	86
Obr. 55 - Návrh axiálního hydrostatického ložiska	89
Obr. 56 - Základní rozměry axiálního hydrostatického ložiska 2. konstrukčního návrhu.....	90
Obr. 57 - Rozměry hydrostatické buňky axiálního ložiska	91

12 Seznam tabulek:

Tab. 1 - Typy a velikosti UD pro stroj SKA	10
Tab. 2 - Typy a velikosti UD pro stroj SKIQ	11
Tab. 3 - Typy a velikosti UD pro stroj POWERTURN	12
Tab. 4 - Velikosti UD vyráběných v TOSHULIN, a.s.	21
Tab. 5 - Používané ložiska pro uložení upínací desky v TOSHULIN, a.s.	23
Tab. 6 - Typické případy zatížení ložiska upínací desky	27
Tab. 7 - Maximální zatížení křížového ložiska strojů POWERTURN	29
Tab. 8 - Ekvivalentní zatížení křížového ložiska strojů POWERTURN	30
Tab. 9 - Párové porovnání parametrů z technického hlediska	37
Tab. 10 - Kvantifikované porovnání z technického hlediska.....	38
Tab. 11 - Metoda PATTERN pro konstrukční hledisko	40
Tab. 12 - Párové porovnání z technologického hlediska	41
Tab. 13 - Kvantifikované porovnání z technologického hlediska	42
Tab. 14 - Metoda PATTERN pro technologické hledisko	44
Tab. 15 - Celkové náklady 1. varianty uložení.....	45
Tab. 16 - Celkové náklady 2. varianty uložení	45
Tab. 17 - Celkové náklady 3. varianty uložení	45
Tab. 18 - Celkové náklady 4. varianty uložení	46
Tab. 19 - Celkové náklady 5. varianty uložení	46
Tab. 20 - Určení celkového pořadí	47
Tab. 21 - Zhodnocení výsledků vybraných variant.....	48
Tab. 22 - Kinematické viskozity olejů	56
Tab. 23 - Dynamické viskozity olejů	56
Tab. 24 - Základní bezrozměrné součinitele pro radiální HS ložisko.....	60
Tab. 25 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení.....	63
Tab. 26 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení.....	72
Tab. 27 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení.....	77
Tab. 28 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení.....	83
Tab. 29 - Hodnoty tlaků a průtoků oleje ložiska při různém zatížení.....	92
Tab. 30 - Porovnání veličin hydrostatických axiálních ložisek	94

13 Seznam grafů:

Graf. 1 - Váhy jednotlivých parametrů P1 - P8	39
Graf. 2 - Váhy jednotlivých parametrů Q1 - Q8	43
Graf. 3 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v radiálním HS ložisku.....	64
Graf. 4 - Závislosti zatížení stolu na průtoku oleje v radiálním HS ložisku	64
Graf. 5 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje v radiálním HS ložisku	73
Graf. 6 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v axiálním HS ložisku	78
Graf. 7 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje axiálním HS ložiskem.....	78
Graf. 8 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje v horním axiálním HS ložisku	83
Graf. 9 - Závislost zatížení stolu na tlaku oleje v horním axiálním HS ložisku.....	93
Graf. 10 - Závislost zatížení stolu na průtoku oleje axiálním HS ložiskem	93

14 Seznam použitých zkratk:

UD	-	upínací deska
HS	-	hydrostatická (é)
TH	-	TOSHULIN, a.s.

15 Seznam použitých symbolů:

a	-	vzdálenost osy ložiska od horní plochy UD	[m]
A_{ef}	-	efektivní plocha ložiska	[m ²]
A_k	-	plocha hydrostatické kapsy	[m ²]
A_m	-	plocha škrťící mezery	[m ²]
A_R	-	plocha radiálního ložiska	[m ²]
b_a	-	rozměr HS buňky	[m]
b_u	-	rozměr HS buňky	[m]
C	-	základní dynamická únosnost	[N]
d_L	-	vnitřní průměr ložiska	[m]
D_L	-	vnější průměr ložiska	[m]
D_s	-	průměr ložiska přes střed HS buňky	[m]
F_o, F_r, F_{ax}	-	síly pohánějící desku	[N]
F_x, F_y, F_z	-	maximální síly od řezného nástroje	[N]
F_L	-	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
F_R	-	zatížení v radiálním směru	[N]
G	-	svodová propustnost	[N ⁻¹ .m ⁵ .s ⁻¹]
G_d	-	hmotnost UD a ozubeného věnce	[kg]
H_L	-	vzdálenost osy ložiska od horní plochy UD	[m]
H	-	hydrostatická vodivost	[m ³ .Pa ⁻¹ .s ⁻¹]
k	-	tlumení	[N.s.m ⁻¹]
k_C	-	bezrozměrný součinitel	[-]
k_F	-	bezrozměrný součinitel	[-]
k_Q	-	bezrozměrný součinitel	[-]
k_R	-	bezrozměrný součinitel	[-]
k_T	-	bezrozměrný součinitel	[-]
L	-	trvanlivost ložiska	[mil. otáček]
L_E	-	efektivní výška ložiska	[m]
L_h	-	základní trvanlivost	[hod]
l_a	-	rozměr HS buňky	[m]
l_u	-	rozměr HS buňky	[m]
m_d	-	hmotnost upínací desky	[kg]
m_o	-	hmotnost obrobku	[kg]
n_D	-	otáčky upínací desky	[min ⁻¹]
P	-	hydraulický příkon buňky	[W]
p_{dos}	-	tlak působící na axiální ložisko	[MPa]
p_{dov}	-	dovolené napětí v tlaku	[MPa]
P_C	-	hydraulický příkon ložiska	[W]
p_{max}	-	maximální tlak v HS rozvodu	[MPa]
p_o	-	tlak působící na ložisko	[MPa]

Q	-	průtok oleje buňkou	$[m^3.s^{-1}, l/min]$
Q_o	-	hmotnost obrobku	$[kg]$
Q_c	-	průtok oleje ložiskem	$[m^3.s^{-1}, l/min]$
r	-	poloměr působení sil pohánějící UD	$[m]$
R_{ao}	-	hydrostatický odpor buňky v axiálním směru	$[-]$
R_{uo}	-	hydrostatický odpor buňky v radiálním směru	$[-]$
R_o	-	maximální poloměr obrobku	$[m]$
R_d	-	poloměr UD	$[m]$
Re	-	reynoldsovo číslo	$[-]$
T_{stat}	-	statická tuhost	$[N.m^{-1}]$
u	-	obvodová rychlost	$[-]$
V	-	rotační součinitel ložiska	$[-]$
v_L	-	poloměrová vůle ložiska	$[m]$
v_o	-	obvodová rychlost	$[m.s^{-1}]$
X	-	součinitel dynamického radiálního zatížení	$[-]$
x_L	-	maximální posunutí ložiska	$[m]$
Y	-	součinitel dynamického axiálního zatížení	$[-]$
z	-	počet buněk radiálního ložiska	$[-]$
δ	-	poměr výšky HS ložiska vůči průřezu ložiska	$[-]$
λ	-	poměr výšky kapsy vůči výšce ložiska	$[-]$
ω	-	úhlové zrychlení	$[rad.s^{-1}]$
κ	-	hydrostatický odpor buňky	$[-]$
χ	-	relativní excentricita	$[-]$
η	-	dynamická viskozita oleje	$[Pa.s]$

16 Seznam použité literatury:

1. Firemní literatura TOSHULIN,a.s.
2. Breník,P.,Píč,J. Obráběcí stroje – konstrukce a výpočty. TP 59, Praha 1982, SNTL, s.573.
3. Marek, J. Konstrukce CNC obráběcích strojů, speciální vydání MMPublishing, Praha 2006, s.282, ISSN 1212-2572
4. Weck, M., Henning, J., Winterschladen, M. *Development of Hydrostatic Bearings with Groove Structures*. ISBN 0-7923-7414-2, s. 538
5. Stachowiak, G., Batchelor, A. - *Engineering tribology*. Oxford OX2 8DP, UK 2005, ISBN 0-7506-7836-4, s. 801
6. Dekker, M. – *Bearing design in machinery*. CRC Press 2002, s. 628
7. Bassani, R., Piccigallo, B. – *Hydrostatic lubrication*. Elsevier 1992, s. 542
8. Venkatesh, V. C. – *Precision Engineering*. McGraw-Hill Professional 2008, s. 418
9. BEEK, A. VAN, OSTAYEN R. A. J. VAN: *Analytical solution for tilted hydrostatic multi-pad thrust bearing of infinite length*. Tribol Intern. 1997, 30, 33-39
10. Internet - Literatura firmy Hyprostatik – *Hydrostatické ložiska*
<http://hyprostatik.de/hydrostatischespindellagerungen/?L=2>
11. Internet - Literatura firmy Zollern – *Hydrostatická ložiska*
<http://www.zollern.de/en/plain-bearings.html>
12. Internet - Valivé ložiska SKF
<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=cs&maincatalogue=1&newlink=1>
13. Internet - Literatura brazilské společnosti mechanických přírodních věd a inženýrství
http://www.scielo.br/scielo.php?pid=S167858782003000200007&script=sci_arttext
14. Internet - Metoda PATTERN
http://www.tf.uniag.sk/e_sources/katsvs/pvs/Pattern_cv.pdf

17 Seznam příloh:

Výrobní výkres 0001_10001B01 – ČEP STACIONÁRNÍHO HS LOŽISKA

Výkres sestavy 0001_S100B01 – ULOŽENÍ UD HYDROSTATICKÉ AXIÁLNĚ-RADIÁLNÍ

Výkres sestavy 0001_S100B02 – ULOŽENÍ UD KOMBINOVANÝMI LOŽISKY

Technický list - Charakteristika oleje MOHUL HM 46

Technický list - Gamapest (GS Super)