

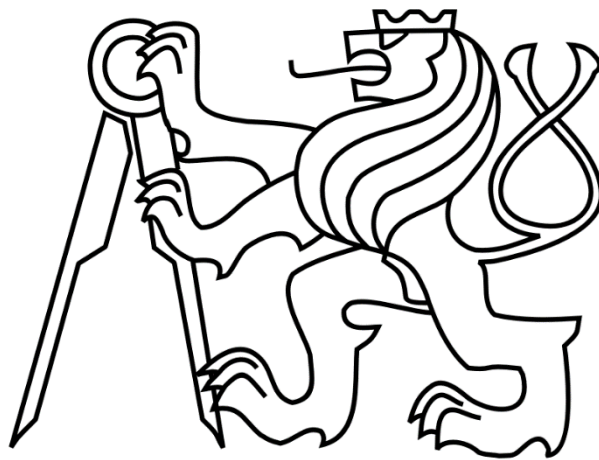


DIPLOMOVÁ PRÁCE
NÁVRH HYDROSTATICKÉHO BROUSICÍHO VŘETENE HROTOVÉ BRUSKY

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

Návrh hydrostatického brousicího vřetene hrotové brusky

Jindřich Kukač



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kukač** Jméno: **Jindřich** Osobní číslo: **467304**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Robotika a výrobní technika**
Specializace: **Výrobní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh hydrostatického brousicího vřetene hrotové brusky

Název diplomové práce anglicky:

Design of a hydrostatic grinding spindle of a point grinder

Pokyny pro vypracování:

Hydrostatické uložení vřetene obráběcího stroje umožňuje dosáhnout vysoké přesnosti, tuhosti a tlumení vřetena. Cílem práce je návrh brousicího vřetena s hydrostatickým uložením. Klíčové parametry vřetena: Otáčky vřetena zajišťující řeznou rychlost v rozsahu 50 ÷ 120 m/s dle typu brusného kotouče o průměru 570 ÷ 762 mm, výkon pohonu 45 kW, připojovací rozhraní brusného kotouče na vřeteno pomocí kuželového konce a přírubby velikosti A6, max. rozměry vřeteníku jsou 285 x 300 x 800 (Š x V x D) (bez pohonu). Osnova práce: Přehled koncepcí konstrukce vřeten brusek (typy uložení, pohonu, upínací rozhraní pro brusné kotouče). Konceptní návrh vřetene s hydrostatickým uložením, potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Konstrukce finální verze návrhu vřetena, vč. Schematického návrhu hydraulického obvodu. Rozsah grafické části: Výkres hlavních sestavy. Tři výrobní výkresy vybraných dílců. Rozsah textové části: 60 - 80 stran.

Seznam doporučené literatury:

SLOCUM, A. H. Precision Machine Design. Prentice Hall, 1992. ISBN 0136909183.; WECK, M. a BRECHER, C. Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung. Berlin: Springer-Verlag, 2006. ISBN 10 3-540-22502-1.; ROWE, B. W. Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design. Elsevier, 2012. ISBN 978-0-12-396994-1.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Eduard Stach, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Ing. Tomáš Lazák ústav výrobních strojů a zařízení FSDatum zadání diplomové práce: **14.04.2023**Termín odevzdání diplomové práce: **24.07.2023**Platnost zadání diplomové práce: **24.09.2023**

Ing. Eduard Stach, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 23.7.2023

.....

podpis



Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Eduardu Stachovi, Ph.D. za cenné rady a vedení při vytváření této diplomové práce. Dále bych také rád poděkoval Ing. Tomáši Lazákovi za rady ohledně hydrostatického vedení, Ing. Jaroslavu Červenkovi za konzultace při tvorbě výkresové dokumentace a také Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D. za diskuze a konzultace hydraulického obvodu. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Vladislavu Štěpánkovi za rady týkající se konstrukce.



Anotace

Autor:	Bc. Jindřich Kukač
Název DP:	Návrh hydrostatického brousicího vřetene hrotové brusky
Rozsah práce:	93 stran, 64 obrázků, 22 tabulek
Akademický rok:	2022/2023
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Tomáš Lazák
Zadavatel:	FERMAT Machine Tool, s.r.o.
Využití:	Výroba hrotové brusky s dosažením velké přesnosti obrábění.
Klíčová slova:	Hrotová bruska, broušení, hydrostatická ložiska, regulace průtoku, tuhost uložení, konstrukční řešení
Anotace:	Diplomová práce se zabývá návrhem hydrostatického uložení pro hrotovou brusku. Systém je poháněný za pomoci elektromotoru o výkonu 45 kW a pomocí řemenového převodu. Výpočet byl proveden pomocí empirické metody a následně zkontrolován odporovou metodou, která byla následně využita pro finální výpočty.



Annotation

Author:	Bc. Jindřich Kukač
Title of diploma thesis:	Design of a hydrostatic grinding spindle of a point grinder
Extent:	93 pages, 64 pictures, 22 tables
Academic year:	2022/2023
University:	CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Consultant:	Ing. Tomáš Lazák
Submitter:	FERMAT Machine Tool, s.r.o.
Application:	Production of a centre grinding machine with high machining precision.
Key words:	Point grinder, grinding, hydrostatic bearings, flow control, bearing rigidity, design solutions
Annotation:	The thesis deals with the design of hydrostatic bearing for a centre grinding machine. The system is driven by a 45 kW electric motor and a belt drive. The calculation was carried out using the empirical method and then checked using the resistive method, which was then used for the final calculations.



Obsah

1	Seznam použitých veličin a symbolů	9
2	Úvod	12
3	Problematika broušení.....	13
3.1	Broušení.....	13
3.1.1	Brousící elementy	14
3.2	Řezné podmínky při broušení.....	14
3.2.1	Řezná rychlost brousicího kotouče	15
3.3	Řezné síly.....	15
3.4	Metody broušení.....	17
4	Koncepce konstrukce vřeten brusek	18
4.1	Rozhraní upínacího kotouče	18
4.2	Typy uložení brousících vřeten.....	19
4.3	Typy pohonu vřeten	20
5	Výrobci hydrostatických vřeten.....	21
5.1.1	Weibo Precision Co. Ltd.....	21
5.1.2	ZOLLERN GmbH & Co. KG.....	22
5.1.3	WEISS Spindeltechnologie GmbH.....	25
5.1.4	SPL Spindel und Präzisionslager GmbH.....	25
5.1.5	Omlat Srl	26
5.1.6	Hyprostatik Schönfeld GmbH.....	29
5.1.7	Srovnání technických parametrů vřeten	30
6	Hydrostatická vedení	33
6.1	Varianty hydrostatického vedení	35
6.1.1	Materiály hydrostatických ložisek	37



6.2	Používané regulátory průtoku	38
6.2.1	Regulátory pro laminární proudění kapaliny	38
6.2.2	Regulátory pro turbulentní proudění kapaliny	40
6.2.3	Regulátory s membránou	41
6.2.4	Systém pro řízení konstantního průtoku.....	44
6.2.5	Porovnání regulátorů průtoku	45
7	Návrh variant konstrukce vřetene	46
7.1	Volba vhodné varianty	50
8	Návrh brousicího vřetene	51
8.1	Konstrukční návrh vřetene	52
8.2	Výpočetní část	55
8.2.1	Návrhový výpočet hydrostatických ložisek.....	55
8.2.2	Kontrolní výpočty ložisek	63
8.2.3	Shrnutí po kontrole	68
8.2.4	Úprava parametrů a postupu výpočtu radiálního ložiska	68
8.2.5	Axiální uložení.....	71
9	Hydraulický obvod	74
10	Návrh pohonu.....	75
11	Výpočet tuhosti vřetene.....	80
12	Montáž a zprovoznění systému	82
13	Závěr	84
14	Seznamy.....	86



1 Seznam použitých veličin a symbolů

a	Délka kapsy	[m]
$a_{m-ř}$	Vzdálenost osy motoru a osy vřetene	[m]
A	Plocha ložiska	[m ²]
A_{ef}	Efektivní plocha ložiska	[m ²]
A_{kap1}	Plocha kapsy ložiska	[m ²]
A_r	Plocha kapes v ložisku	[m ²]
$A_{šk}$	Plocha škrťící mezery	[m ²]
b	Vzdálenost středu kotouče a předního ložiska	[m]
\hat{b}	Šířka kapsy	[m]
\bar{B}	Faktor proudění	[-]
c	Vzdálenost mezi ložisky	[m]
c_p	Měrná tepelná kapacita oleje	[J/kg · K]
d	Vzdálenost středu řemenice a zadního ložiska	[m]
d_c	Průměr kapiláry	[m]
$d_{ř}$	Průměr řemenice na vřetení	[m]
D	Průměr ložiska	[m]
D_m	Průměr řemenice na motoru	[m]
D_{max}	Maximální průměr brusného kotouče	[m]
f_0	Konstanta pro pryžový řemen	[-]
f_k	Součinitel tření klínového řemenu	[N]
F	Obvodová síla od řemenu	[N]
F_1	Síla v tažné větvi	[N]
F_2	Síla v tažené větvi	[N]
F_{kot}	Síla způsobená zatížením kotouče	[N]
$F_{lož1}$	Síla od předního radiálního ložiska	[N]
$F_{lož2}$	Síla od zadního radiálního ložiska	[N]
$F_{řed}$	Síla pro správné předpětí řemene	[N]
F_r	Celková radiální síla působící na hřídel	[N]
F_{reak}	Reakční síla	[N]
$F_{řem}$	Síla od řemenu	[N]
F_x	Radiální pasivní síla	[N]



F_y	Řezná síla v hlavním řezném pohybu	[N]
F_z	Axiální síla při broušení	[N]
h_{nom}	Výška škrťící mezery	[m]
h_{kap}	Hloubka kapsy	[m]
H_f	Ztrátový výkon (tření)	[W]
H_p	Výkon čerpadla	[W]
k	Tuhost	[N/m]
K_{celk}	Tuhost v místě kotouče	[N/μm]
\hat{l}	Šířka škrťící plochy	[m]
l_c	Délka kapiláry	[m]
L_p	Délka řemenu	[m]
M_m	Krouticí moment motoru	[Nm]
n	Počet kapes ložiska	[ks]
n_{hr}	Otáčky hřídele	[ot/s]
n_m	Otáčky motoru	[ot/s]
n_s	Frekvence otáčení brusného kotouče	[ot/s]
$n_{sdia120}$	Otáčky hřídele pro kotouč s řeznou rychlostí 120	[ot/s]
$N_{klín}$	Potřebný počet klínů pro přenesení výkonu motoru	[ks]
p_t	Tlak uvnitř kapsy	[Pa]
P_{1max}	Maximální výkon přenesený jedním klínem řemenu	[W]
P_{br}	Příkon brousicího vřetena	[W]
$P_{čerp}$	Výkon čerpadla	[W]
P_m	Výkon motoru	[W]
P_r	Tlak v kapse ložiska	[Pa]
P_s	Tlak dodávaný čerpadlem	[Pa]
$P_{třeax}$	Ztrátový výkon v axiální kapse (tření)	[W]
$P_{třerad}$	Ztrátový výkon v radiální kapse (tření)	[W]
$P_{třecelk}$	Ztrátový výkon systému (tření)	[W]
q	Průtok ložiskem	[m ³ /s]
q_{axcelk}	Průtok axiálním ložiskem	[m ³ /s]
q_{celk}	Průtok ložisky	[m ³ /s]
q_{rcelk}	Průtok radiálními ložisky	[m ³ /s]
R_{kap}	Odpor kapaliny proudící přes škrťící mezeru	[N · s/m ⁵]
R_{reg}	Odpor regulátoru	[N · s/m ⁵]



Δt	Teplotní rozdíl za průchod ložiskem	[°C]
v	Rychlost řemene	[m/s]
v_c	Řezná rychlost brusného kotouče	[m/s]
η	Dynamická viskozita	[Ns/m ²]
\bar{W}	Faktor zátěže	[–]
Δy_1	Posunutí hřídele v předním radiálním ložisku	[m]
Δy_2	Posunutí hřídele v zadním radiálním ložisku	[m]
Δy_{kot}	Posunutí hřídele v místě kotouče	[m]
α	Celkový úhel opásání malé řemenice	[°]
α_n	Úhel natočení hřídele vůči počáteční poloze	[°]
ε	Míra excentricity	[–]
$\bar{\lambda}$	Faktor tuhosti	[–]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
θ	Úhel mezi kapsami ložiska	[°]



2 Úvod

Hydrostatická vedení jsou jedním ze základních typů pohyblivých uložení. Díky tomuto typu vedení, jak bylo představeno již v 19. století, je možné pohybovat s těžkými břemeny za využití malých sil. Umožňuje to tenka olejová vrstva mezi plochami, které po sobě „kloužou“. Tuto vrstvu oleje zajišťuje čerpadlo, které je zdrojem dostatečného tlaku pro uzvednutí tělesa. Proto se tento typ ložisek dříve využíval pro vedení těžkých obráběcích strojů. V dnešní době se toto pohyblivé spojení aplikuje také pro stroje pro přesné obrábění.[1] [2]

Tento typ uložení se využívá ve strojích, kde je zapotřebí vysokého tlumení, tuhosti, minimálního polohovacího kroku a únosnosti. Provoz a také návrh hydrostatického uložení jsou ovšem velmi nákladné a komplikované. Přesnost výroby součástí hydrostatického uložení je také jedním z faktorů, který odrazuje firmy od implementace tohoto typu pohyblivého uložení do jejich portfolia.

Hydrostatické brousicí vřeteno je konstruováno za účelem dosažení co nejlepších možných výsledků jakosti obrobku. Je to také dalším krokem vývoje konkurenceschopnosti firmy Fermat vůči především německým firmám, které vévodí tomuto typu průmyslu.



3 Problematika broušení

Tato část obsahuje základní teoretické informace o broušení, které jsou nutné pro další postup v řešení problematiky návrhu hydrostatického brousicího vřeteníku

3.1 Broušení

Broušení je jedna z metod třískového obrábění ploch různých tvarů, ke které se používají mnohobřité nástroje s geometrií, které jsou nejčastěji definované vnějším průměrem brousicího kotouče. Jedná-li se o brusku pásového typu, stěžejní parametr je pracovní šířka pásu. Metodu broušení lze považovat spíše za dokončovací, kdy jí předcházejí jiné metody jako frézování či soustružení. Počátky strojního broušení ve větším měřítku zaznamenáváme až v 19. století. Nejvíce k rychlému rozvoji pomohl vynález umělého brousicího kotouče v roce 1895. Dále tomu pomohl vývoj a sestavení prvních univerzálních brusek. V dnešní době, kdy jsou brusky daleko výkonnější než v počátcích, je lze rozdělit do dvou skupin. Na skupinu hrubovacích brusek a na skupinu brusek dokončovacích. S dnešními výkonnými stroji může broušení konkurovat dalším metodám třískového obrábění jako je například soustružení anebo honování, a to z hlediska produktivity, ale také přesnosti a výrobních nákladů.

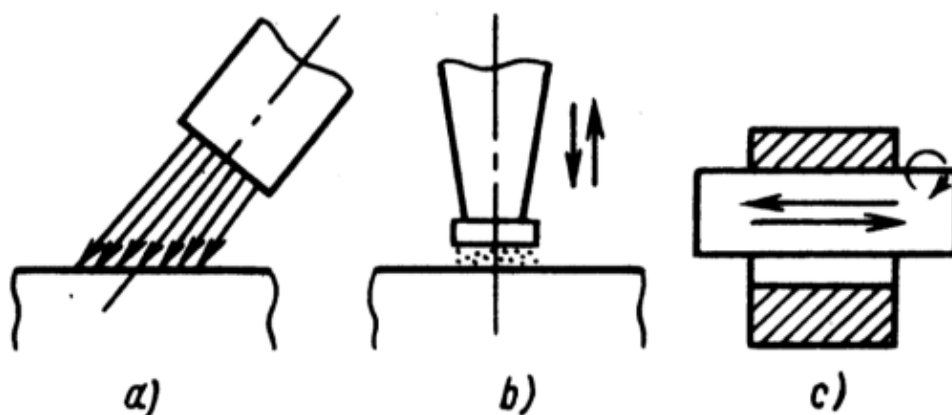
Charakteristiky broušení jsou:

- malé průřezy třísek 0,001 – 0,002 mm²
- vysoká teplota třísek, do 1200 °C
- nepravidelný úběr třísek z důvodu nesouměrného rozmístění brousicích zrn
- široká škála rezných rychlostí, 10 – 150 m/s
- možnost obrábět materiály o vysoké pevnosti a tvrdosti
- vysoké geometrické a rozměrové přesnosti, až IT 4
- dosahovaná drsnost obrobku až Ra 0,2 [3] [4] [5]

3.1.1 Brousící elementy

Metody broušení můžeme rozdělit podle typu brousícího elementu. První možností je broušení volným brusivem, další je broušení vázaným pevným brusivem (nejčastěji se jedná o brusný kotouč či pás).

Při použití první z možností broušení se pomocí brusných zrn v práškové formě společně v kombinaci s řeznou kapalinou odebírá materiál z obrobku.



Obr. 1: Broušení volným brusivem [2]

Při broušení vázaným pevným brusivem jsou zrna napevno spojena s pojivem do požadovaného tvaru brousícího pásu, kotouče nebo například brousícího kamene. Zrna jsou nepravidelně rozložena na brousícím prvku, tudíž řezné úhly a tvary břitů jsou závislé na uložení těchto zrn. Nejčastěji využívané materiály kotoučů jsou umělý korund s keramickým pojivem nebo diamantový s pryskyřičným pojivem [5].

3.2 Řezné podmínky při broušení

Brousící kotouč vykonává hlavní řezný pohyb. Tímto pohybem je jeho rotace. Dalšími řeznými pohyby jsou přísmuv brousícího kotouče a rotace obrobku. Jejich parametry jsou voleny na základě typu broušení.

3.2.1 Řezná rychlost brousicího kotouče

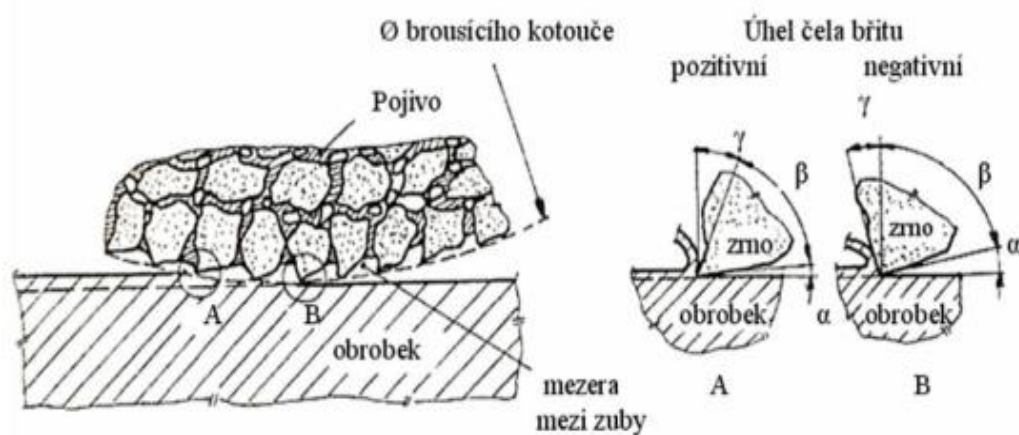
Při obvodovém broušení je nejvíce důležitá řezná obvodová rychlost brousicího kotouče. Značí se v_c [m/s] a z hlediska teorie je chápána jako tangenciální rychlost na maximálním průměru brousicího kotouče. [6] [7]

$$v_c = \frac{\pi \cdot D_{max} \cdot n_s}{60 \cdot 10^3} \text{ [m/s]} \quad (3.1)$$

D_{max} – maximální průměr brousicího kotouče [mm]

n_s – frekvence otáčení brousicího kotouče [$ot \cdot min^{-1}$]

[6] [7]



Obr. 2: Záběr brousicích zrn [1]

3.3 Řezné síly

Řezné síly při jakémkoliv obrábění vznikají kontaktem mezi nástrojem a obrobkem. V našem případě je nástroj brousicí kotouč a obrobek například hřídel upnutá mezi hroty unášejícího vřeteníku a koníka. Brusná zrna na kotouči odebírají jen velmi málo materiálu, tomu odpovídají i elementární řezné síly. Celkové síly, v porovnání s těmito elementárními, které lze zanedbat, jsou řádově větší, a to díky velkému počtu společně zabírajících zrn. Výslednice těchto řezných sil se skládá ze síly F_y (řezná síla v hlavním řezném pohybu), síly F_x (radiální pasivní síla), která je kolmá na osu obrobku a přitlačuje brousicí kotouč na obrobek, a síly F_z (síla axiální)

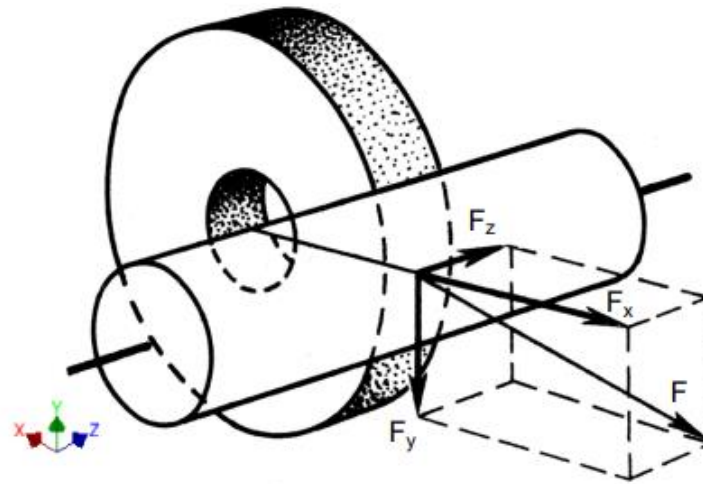


působící ve směru pohybu brusného kotouče. Síla F_x je ovšem větší než síla F_z , a to díky zápornému úhlu čela brusných zrn. Poměr sil je $F_x / F_z = 1,2 \div 3,0$. [3] [5] [8]

Řeznou sílu lze určit na základě příkonu brousicího vřetena a řezné rychlosti.

$$F_y = \frac{P_{br} \cdot 10^3}{v_c} [N] \quad (3.2)$$

P_{br} – příkon brousicího vřetena [kW]

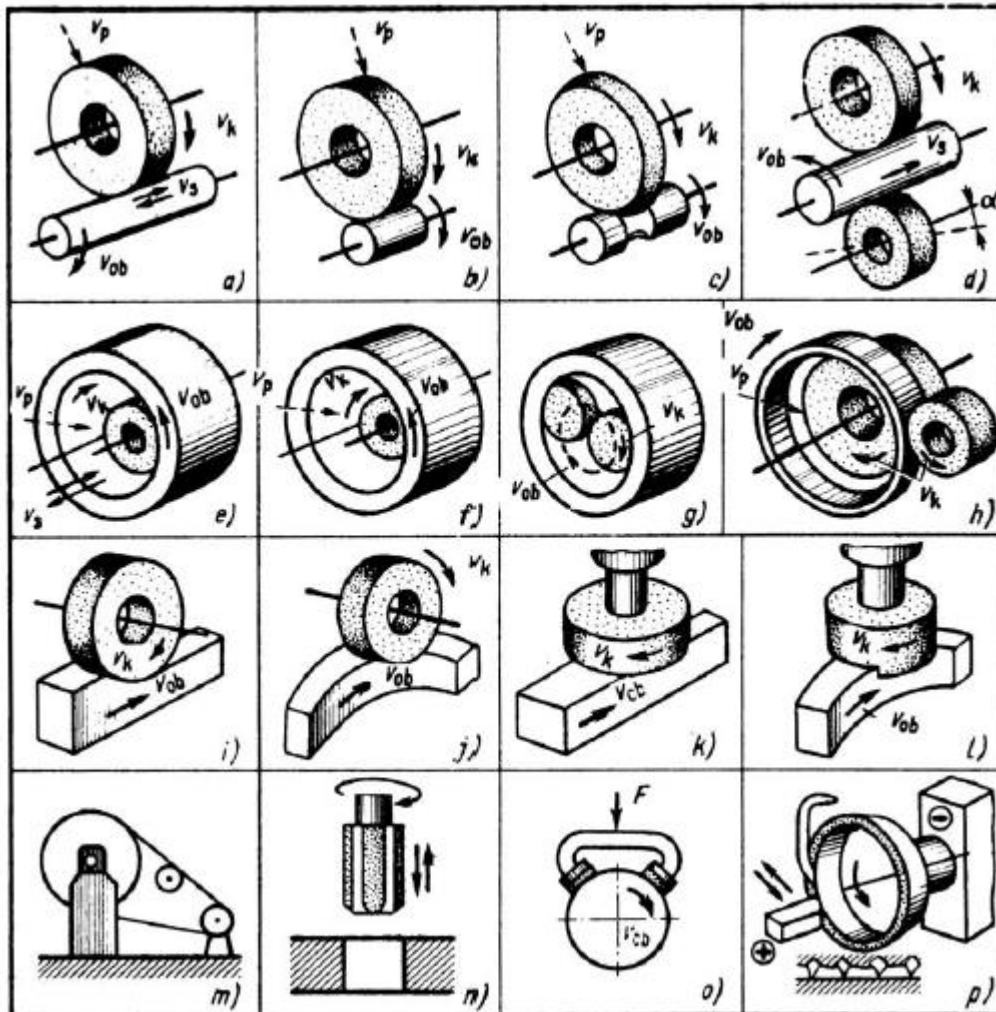


Obr. 3: Rozklad řezné síly při broušení na jednotlivé složky [6]



3.4 Metody broušení

Metody broušení se rozdělují podle dvou základních parametrů. První z nich je podle způsobu záběru kotouče do materiálu obrobku. Druhý je podle tvaru obráběné plochy. Z těchto variant na Obr. 4 je pro tento návrh vybrána varianta a) v levém horním rohu.



Obr. 4: Metody broušení [3]

4 Koncepce konstrukce vřeten brusek

Návrh vřetene brousicího stroje má mnoho variant a kombinací, které je možné zvolit. Vřetena lze rozdělit podle typu:

- využívaného upínacího rozhraní brusného kotouče
- uložení vřetene
- použitého pohonu

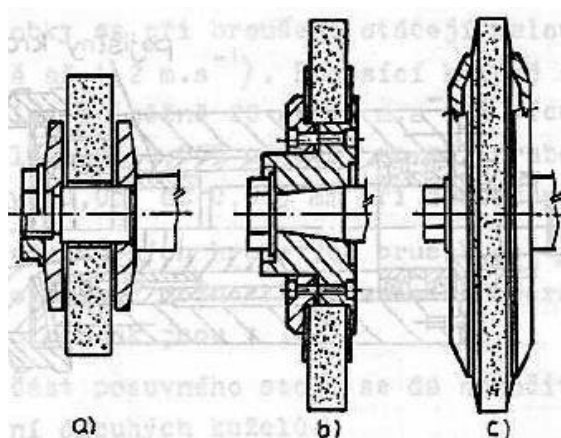
4.1 Rozhraní upínacího kotouče

Brusný kotouč lze upnout na hřídel následujícími způsoby:

- Přímo na hřídel
- Brousicí kotouč uložen na náboji
- Speciální uložení pro kotouče s vysokou obvodovou rychlostí

Způsob, kdy je kotouč uložen přímo na hřídeli a přichycen pomocí pružné podložky mezi dvě příruby, je nejjednodušší, ale není zde možné přesně vystředit kotouč. Dokonalejší provedení je, když je kotouč nasazen na náboji s kuželovým otvorem pro přesné upevnění na hřídel. Speciální uložení, kdy obvodová rychlost kotouče dosahuje vysokých hodnot, je používáno proto, aby se kotouč nerozletěl, což zaručují příruby o velkých průměrech s kuželovými plochami na čelech, mezi nimiž je kotouč sevřen.

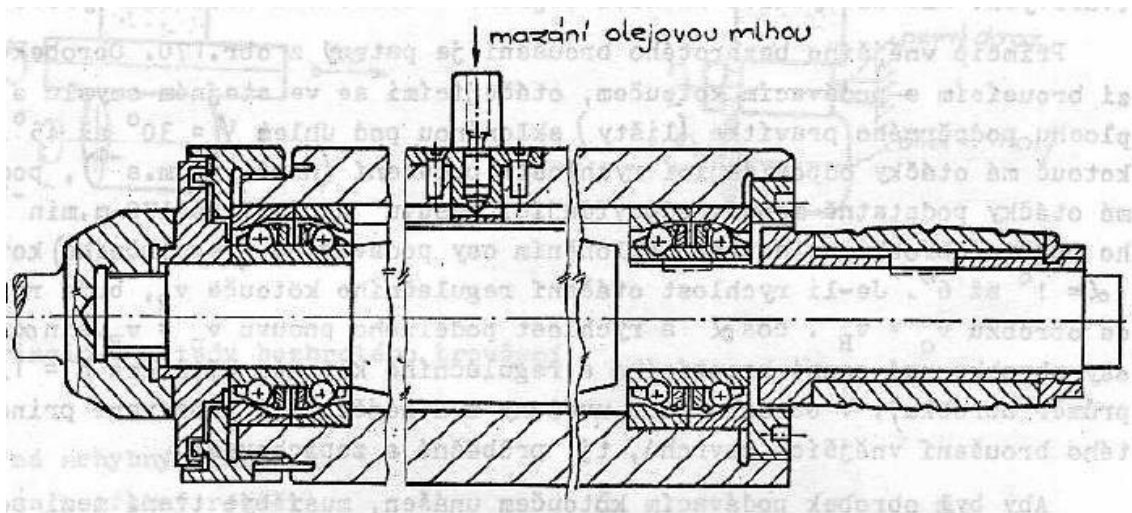
[6]



Obr. 5: Typy rozhraní upínání kotouče [4]

4.2 Typy uložení brousicích vřeten

Pro uložení brousicího vřetene se dříve využívala kluzná ložiska. V dnešní době se spíše montují do soustav ložiska valivá. Tato uložení jsou buď mazána olejovou mlhou nebo se využívá stálé tukové mazivo. Pro tento typ uložení se využívají vysoce přesná valivá ložiska. [6]



Obr. 6: Mazání vřeten olejovou mlhou [4]

Některé stroje se vyrábí s hydrostatickým uložením vřetene, kdy hřídel vřetene "plave" v minerálním oleji, a tudíž zde nedochází k žádnému opotřebením ložisek. Díky tomu je tento typ uložení u vřeten velmi žádaný. Když ovšem dojde k tomu, že rotující hřídel a tubus dosednou na sebe, má to za následek poničení součástí a následně je nutná jejich výměna. Tento typ uložení využívá různých typů materiálů pro svoje součásti, například slitiny bronzu a oceli. V případě kontaktu se poškodí měkčí materiál. [6]

Při porovnání valivého a hydrostatického uložení je nutné se zaměřit na jednotlivé parametry uložení. Hydrostatické uložení vřetene má oproti valivému výhodu v tom, že nedochází k opotřebením součástí vřetena vlivem zatěžování a také využívání stroje. Vřeteno tak udržuje svou přesnost po celou dobu života. Další výhodou hydrostatiky je lepší tlumení vibrací soustavy. U valivých ložisek dochází k přenášení vibrací do celé nosné konstrukce stroje. Což může zapříčinit rozechvění stroje

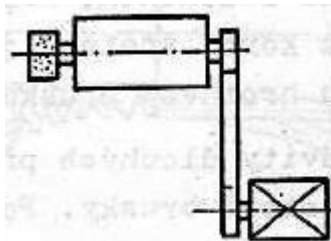


a vznik dalších nepřesností. Výhodou valivého uložení u brousicích vřeten je permanentní tuková mazací náplň, kterou není nutné doplňovat či měnit v kratších časových intervalech. Oproti tomu hydrostatické vřeteno potřebuje navíc vlastní hydraulický agregát s chladícím agregátem pro stabilizaci teploty oleje.

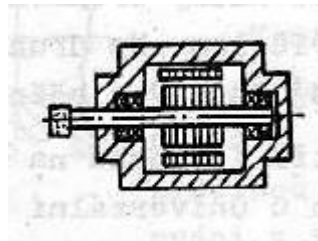
4.3 Typy pohonu vřeten

Pohony brousicích vřeten lze rozdělit do tří skupin:

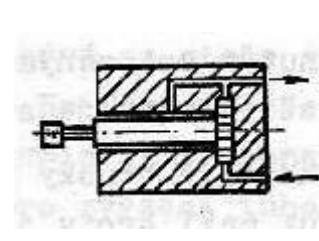
- poháněny elektromotorem s řemenovým převodem
- poháněny vestavěným regulačním elektromotorem
- poháněny vzduchovou turbínou pro extrémně vysoké otáčky



Obr. 9: Řemenový převod [4]



Obr. 8: Vestavěný elektromotor [4]



Obr. 7: Turbína [4]

Řemenový převod je hodně využíván. Limitujícím faktorem je ovšem maximální rychlost, které může řemen dosáhnout. Typy řemenů, jež se využívají jsou ploché a klínové. Vestavěný elektromotor se využívá pro specifikace, kde je zapotřebí vyšších otáček vřetene. Vřetena tohoto typu s vestavěným elektromotorem napájená proudem o zvýšeném kmitočtu skrze frekvenční měnič jsou schopna dosáhnout 60 000 otáček za minutu. Limitem je tepelné zatížení motoru a také pevnost rotoru elektromotoru. Posledním typem jsou vřetena poháněna pomocí vzduchové turbíny. Tento typ pohonu se využívá pro extrémně vysoké otáčky a pro broušení velmi malých průměrů. Limitem pro tento typ vřetene jsou otáčky rotoru a také výkon, který závisí na přeměně energie vytvořené vzduchem. Tento typ pohonu je ze tří zmíněných nejméně využíván. [6]



5 Výrobci hydrostatických vřeten

V této kapitole budou shrnuti dosavadní výrobci hydrostatického uložení vřeten.

5.1.1 Weibo Precision Co. Ltd.

Weibo Precision Co.Ltd. je firma sídlící na Taiwanu, ale hlavní výrobní závody má v Číně. Od roku 2007 se výrazněji začala zajímat o vývoj hydrostatických ložisek. Jejich hlavní devízou jsou na míru vyráběná hydrostatická vřetena pro velké světově známé firmy vyrábějící obráběcí stroje. Dále co se týče hydrostatiky vyrábí hydrostatické rotační stoly a hydrostatické vedení. [9]

V Tab. 1 jsou uvedeny parametry vřetena od firmy Weibo Precision na Obr. 10.



Obr. 10: Hydrostatické vřeteno WBS-L170 [7]

Tab. 1: Technické parametry vřetene [7]

Velikost tubusu [mm]	Motor [kW]	Konec hřídele	Kužel
ø170	4,47	A 2-5	MT6
Rychlost [ot/min]	Vnitřní díra [mm]	Házení [μm]	Teplotní variabilita [$^{\circ}\text{C}$]
6000 ÷ 8000	ø56	<56	±2,0



5.1.2 ZOLLERN GmbH & Co. KG

ZOLLERN GmbH & Co. KG je německá firma založená roku 1708 princem Meinradem II. na území spolkové země Baden-Württemberg (Bádensko-Württembersko). Takto je označovaná část území Německa okolo Stuttgartu východně od Mnichova. Ke konci 20. století začala tato firma skupovat menší firmy, které podnikaly ve strojírenství. Díky těmto koupím se ZOLLERN stal jednou z nejrychleji rostoucích firem 21. století mající svoje pobočky po celém světě od Jižní Ameriky, Severní Ameriky, přes Evropu, Indii, východní Asii až po Austrálii. Hlavní výrobní závody jsou ovšem situovány do Německa a Číny. Dělají víceméně vše, co je pro výrobu strojů potřeba. Od slévání, kování, výrobu navijáků, převodovek, speciálně tvarovaných profilů z různých materiálů, automatizaci, systémy rotačních stolů až právě po hydrostatické ložiskové systémy. ZOLLERN má širokou škálu výrobků. Jako příklady můžeme uvést přesné vyvrtávací vřeteníky. [10] [11]



Obr. 11: Vyvrtávací hydrostatický vřeteník (ZOLLERN) [10]

Mezi výhody tohoto vyvrtávacího vřetene patří mj. výjimečně vysoké tlumení vibrací od řezného procesu, velmi vysoká radiální a axiální přesnost házení a dosažení vysoké kvality obráběného povrchu.



Další z výrobků jsou hydrostatická vřetena pro broušení.



Obr. 12: Hydrostatický brousicí vřeteník (ZOLLERN) [10]

Toto vřeteno má velmi dobré tlumící účinky, velmi vysokou radiální a axiální přesnost házení, a díky protékání oleje je velmi teplotně stabilní.

Mezi časté výrobky patří kluzná ložiska pro ECM (Electro Chemical Machining) stroje. Jak již anglická zkratka napovídá, jedná se o stroje, které se využívají k obrábění těžko obrobitelných materiálů. Další z příkladů využití těchto strojů je kosmický průmysl, kde je kladen velký důraz na vysokou kvalitu povrchu a zamezení vzniku prasklin v materiálu.

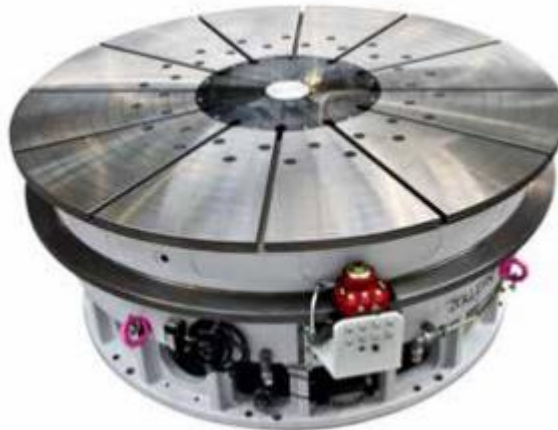
Výhody tohoto ložiska jsou vysoká nosnost, žádné opotřebení ložiska a jsou ideální pro rychle oscilující pohyby.



Obr. 13: Kluzné ložisko (ZOLLERN) [10]



Dalším výrobkem jsou hydrostatické rotační stoly pro měřicí stroje.



Obr. 14: Rotační stůl pro měřicí stroje (ZOLLERN) [10]

Mezi výhody patří velmi vysoká přesnost polohování a také pohon pomocí momentového motoru nebo pomocí řemenového převodu. Největší pozornost se ovšem upírá směrem k vřetenům pro broušení. Zde ZOLLERN nabízí veliký počet standartních možností. Pokud zákazník požaduje speciální typ vřeteníku, tato varianta je také možná, ovšem bude velmi finančně náročná. [11]

Tab. 2: Technické parametry ložisek využívaných u brousicích vřeten [10]

Supply pressure	Radial bearing diameter	External dimensions W x H	Spindle speed	Oil flow rate	Bearing material	Radial/axial run-out
bar	mm	mm	rpm	l/min		μm
60 – 70	30	100 x 110	30,000	8	Steel / White metal	< 0.1
	40	125 x 125	20,000	12		
	50	140 x 140	12,000	15		
	60	180 x 200	7,000	18		
	70	190 x 220	6,000	19		
	80	200 x 250	5,000	20		
	90	210 x 250	4,500	21		
	100	230 x 240	4,000	23		
	110	240 x 240	3,500	25		



5.1.3 WEISS Spindeltechnologie GmbH

WEISS Spindeltechnologie GmbH je německá firma, jejíž sídlo se nachází ve městě Maroldsweisach. Specializují se na výrobu a vývoj vysoce precizních vřetenových jednotek společně s jejich pohonem. Mají širokou škálu standardizovaných typů vřeten. Jsou ovšem schopni vyrobit jednotky na základě individuálních požadavků zákazníka. Od roku 2003 je WEISS dceřinou společností firmy Siemens AG. WEISS GmbH je jedním ze špičkových světových výrobců vřetenových systémů. Bohužel, mají k náhledu technické parametry pouze pro vřetena s valivými ložisky. Vřetena s hydrostatickým a hydrodynamickým uložením jsou vyráběna na základě zasláné poptávky. Tudíž nebylo možné porovnat technické parametry s ostatními výrobci. [12]

5.1.4 SPL Spindel und Präzisionslager GmbH

SPL Spindel und Präzisionslager GmbH je německá firma se sídlem ve městě Döbeln. Byla založena roku 1992 inženýry Rödenbeck a Heinze. V roce 1996 se začali zabývat vývojem hydrostatických ložisek, tudíž mají veliké zkušenosti v tomto oboru a řadí se tak mezi špičkové výrobce vřeten s tímto typem uložení. [13]



Obr. 15: Hydrostatické vřeteno (SPL) [12]



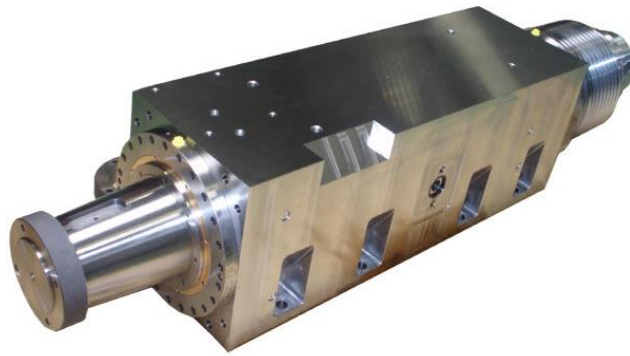
Nabízejí mnoho možností, co se týče uplatnění daného vřetene od zkušební soupravy, regulačního vřetena až po brousicí vřetena. Dále si zákazník může vybrat ze širokého rozmezí výkonu (1÷94 kW), otáček vřetene (700÷10 000 ot/min), typu konce vřetene (KK-A5 KK-A6, válcový, kužel 1:5, 1:6, 1:9.5, 1:10, 1:12, 7:5), způsobu přenesení výkonu (spojky, řemenu, přímého pohonu). Kdyby tyto možnosti nepokryly zákazníkovi požadavky, je samozřejmě možné nechat si vyrobit hydrostatické vřeteno na zakázku podle specifikací daných klientem. V následující tabulce je podrobný přehled technických parametrů k jednotlivým vřetenům. [14]

Tab. 3: Technické parametry vřeten (SPL) [13]

SPL-Typ	Max. rychlost [1/min]	Nominální výkon [kW]	Typ konce vřetena	Možnost použití	Přenos momentu
2252.0	700	1	KK-A5	zkušební soustava	spojka
2092.0	1000	6	Ø101,6 válcový	zkušební soustava	spojka
2235.0	10000	6	Ø27 válcový	broušení	řemen
2716.0	8000	9	kužel Ø60 1:10	broušení	přímý pohon
2088.0	1000	25	Ø206 válcový	regulační vřeteno	spojka
2043.0	7000	30	Ø60 válcový	zkušební soustava	spojka
2204.0	5000	30	KK-A5	broušení	řemen
2117.0	7000	30	kužel Ø90 1:5	broušení	spojka
2123.0	3000	30	kužel Ø125 1:5	broušení na kulato	řemen
2411.x	2000	30	kužel Ø130 1:9,5	broušení	řemen
2725.0	1500	34	kužel Ø100 1:12	broušení	přímý pohon
2053.0	1200	35	kužel Ø125 1:5	broušení na kulato	řemen
2727.0	4500	50	KK-A6	broušení	přímý pohon
2725.x	2500	55	kužel Ø100 1:6	broušení na kulato	přímý pohon
2725.6	3150	64	kužel Ø60135 1:5	broušení na kulato	přímý pohon
2734.0	1500	94	kužel Ø60180 7:5	broušení na kulato	přímý pohon

5.1.5 Omlat Srl

Omlat Srl je italská firma sídlící ve městě Ceresole d'Alba v blízkosti Turína. Společnost byla založena v roce 1940 Salvatorem Munniaou. Dnes díky zkušenostem získaným za více než 80 let výroby vřeten a elektro-vřeten patří Omlat ke světové špičce v tomto oboru. [15]



Obr. 16: Hydrostatické vřeteno G170 – H (Omlat) [15]

V Tab. 4 jsou vypsány technické parametry vřetene poháněného pomocí řemenu. [16]

Další z možností, kterou firma Omlat nabízí, je vřeteno s integrovaným elektromotorem do vřeteníku. Z velké části používají motory od německé firmy Siemens AG, díky nimž si zákazník může nakonfigurovat veškeré aspekty, které od vřeteníku očekává. [16]

Tab. 5: Technické vlastnosti vřetena, elektromotor (Omlat) [15]

Velikost tubusu [mm]	Motor [kW]	Krout. moment [Nm]
215x200	28,00	63,6
Konec hřídele	Rychlost [ot/min]	Kužel
ø80	1800 ÷ 12000	1:10

Tab. 4: Technické vlastnosti vřetena, řemen (Omlat) [15]

Velikost tubusu [mm]	Motor [kW]	Krout. moment [Nm]
340x320	16,00	25,5
Konec hřídele	Rychlost [ot/min]	Kužel
ø170	550	4°



Jedním z dalších výrobků firmy Omlat, který nemají ve své nabídce všichni ostatní světový výrobci vřeten pro broušení, jsou vřetena pro vnitřní broušení. Jedním z příkladů je vřeteno s elektromotorem od firmy Siemens AG s označením G63A-I. Toto vřeteno pro vnitřní broušení má ovšem klasické valivé uložení.[16]. Všechny dostupné technické parametry tohoto typu vřetene jsou opět shrnuty v následující Tab. 6.



Obr. 17: Vřeteno pro vnitřní broušení G63A-I (Omlat) [15]

Tab. 6: Technické parametry G63A-I (Omlat) [15]

Velikost tubusu [mm]	Motor [kW]	Krout. moment [Nm]
ø180	15,00	23,8
Konec hřídele	Rychlost [ot/min]	
HSK E-63	6000 ÷ 16000	

Za hlavní klenot této italské firmy lze považovat hydrostatický vřeteník s elektrovřetenem, který je vybavený vnitřním vyvažovacím systémem. Tento systém vyvažuje vřeteno v reálném čase v průběhu broušení, což umožňuje dosažení těch nejvyšších přesností, jaké zákazník může požadovat. Vyvažování je uloženo v díře, která prochází celou hřídelí. [16]

Jedním z výrobců tohoto vyvažování je firma Marposs S.p.A. Tato firma je také z Itálie. Její hlavní výrobní závody se nacházejí ve městě Bentivoglio nedaleko Benátek. Vyrábí také sondy měřící opotřebení nástrojů,



akcelerometry, zvukové senzory, bezkontaktní senzory pro měření krouťícího momentu a síly a sondy pro souřadnicové měřicí stroje.[17]



Obr. 18: Hydrostatické vřeteno G107-H (Omlat) [15]

5.1.6 Hyprostatik Schönfeld GmbH

Hyprostatik Schönfeld GmbH je německá firma zabývající se, jak je již z názvu zřejmé, čistě hydrostatikou. Byla založena v roce 1991. Na začátku roku 2022 se Hyprostatik stal součástí skupiny Schunk, díky níž velmi úzce spolupracuje s další německou firmou OptoTech Optikmaschinen GmbH. Tato firma vyrábí vřetena do strojů pro vysoce přesné dokončovací operace jako jsou lapování, leštění a další. Hlavní devízou firmy Hyprostatik jsou hydrostatická vřetena. Přišli s novým návrhem, kde v hydraulickém obvodu využívají PM – regulátory místo klasických kapilár. Díky této změně jsou schopni dosáhnout několika výhod.[18]

- 4÷5krát vyšší tuhost
- výrazně nižší spotřeba oleje
- nižší potřebný tlak čerpadla díky vysokému využití tlaku čerpadla
- výrazně nižší požadovaný výkon čerpadla a motoru
- rychloběžná vřetenová ložiska mohou být silně zatěžována
- vyšší funkční spolehlivost

Hyprostatik má ve své nabídce celou řadu výrobků. Jsou to například hydrostatická vřetena se zabudovaným elektromotorem, hydrostatická vřetena poháněná pomocí řemenového převodu, rotační stoly, centrální



ložiska pro broušení z obou stran a speciální ložiska určená pro broušení vačkových hřídelí.

Podle technických parametrů, které uvádí Hyprostatik na svých webových stránkách, dosahují jejich hydrostatická vřetena pro broušení házivosti menší než 0,1 μm . Podle měření provedených na jednom z jejich výrobků, byla výchylna mezi minimální a maximální naměřenou hodnotou v radiálním směru 80,67 nm. V axiálním směru se tato hodnota vyšplhala na číslo 91,59 nm. Tyto hodnoty byly naměřeny při 3 780 ot/min. [19]

V Tab. 7 a Tab. 8 jsou vypsány příklady technických parametrů pro vřetena s elektromotorem a pro vřetena poháněná pomocí řemenu.[20]

Tab. 7: Technické parametry hydrostatického vřetena poháněného pomocí elektromotoru

Velikost tubusu [mm]	Motor [kW]	Krout. moment [Nm]	max. síla axial. [N]
220x220, \varnothing 240	45,00	60 ÷ 160	2000
Tuhost v místě brous. kotouče [N/ μm]	Rychlost [ot/min]	Průtok oleje [l/min]	max. síla radial. [N]
> 400	0 ÷ 3000	7,6	4000

Tab. 8: Technické parametry hydrostatického vřetena poháněného pomocí řemenu

Velikost tubusu [mm]	Motor [kW]	Krout. moment [Nm]	max. síla axial. [N]
220x220, \varnothing 240	50,00	60 ÷ 180	2000
Tuhost v místě brous. kotouče [N/ μm]	Rychlost [ot/min]	Průtok oleje [l/min]	max. síla radial. [N]
> 320	0 ÷ 7600	10	2000

5.1.7 Srovnání technických parametrů vřeten

V následující kapitole budou srovnány technické parametry, které jsou nejdůležitější pro správný návrh hydrostatického uložení vřetene brousicího vřeteníku. Bohužel, nebylo možné získat veškerá data, která byla potřebná pro úplné doplnění tabulky. Toto je zapříčiněno tím, že výrobci nechtějí sdílet velké množství zásadních informací o svých produktech. Na základě těchto předpokladů byly údaje, které nebyly k dohledání odhadnuty. V tabulce na následující stránce jsou tato odhadnutá data vždy označena hvězdičkou. U firmy WEISS GmbH nejsou v tabulce žádná data. Byla vyvinuta snaha pro získání těchto informací do této diplomové práce, ale, bohužel, firma poskytuje tato data až na základě závazné objednávky a zaplacení zálohy na daný produkt



Tab. 9: Porovnání výrobců vřeten

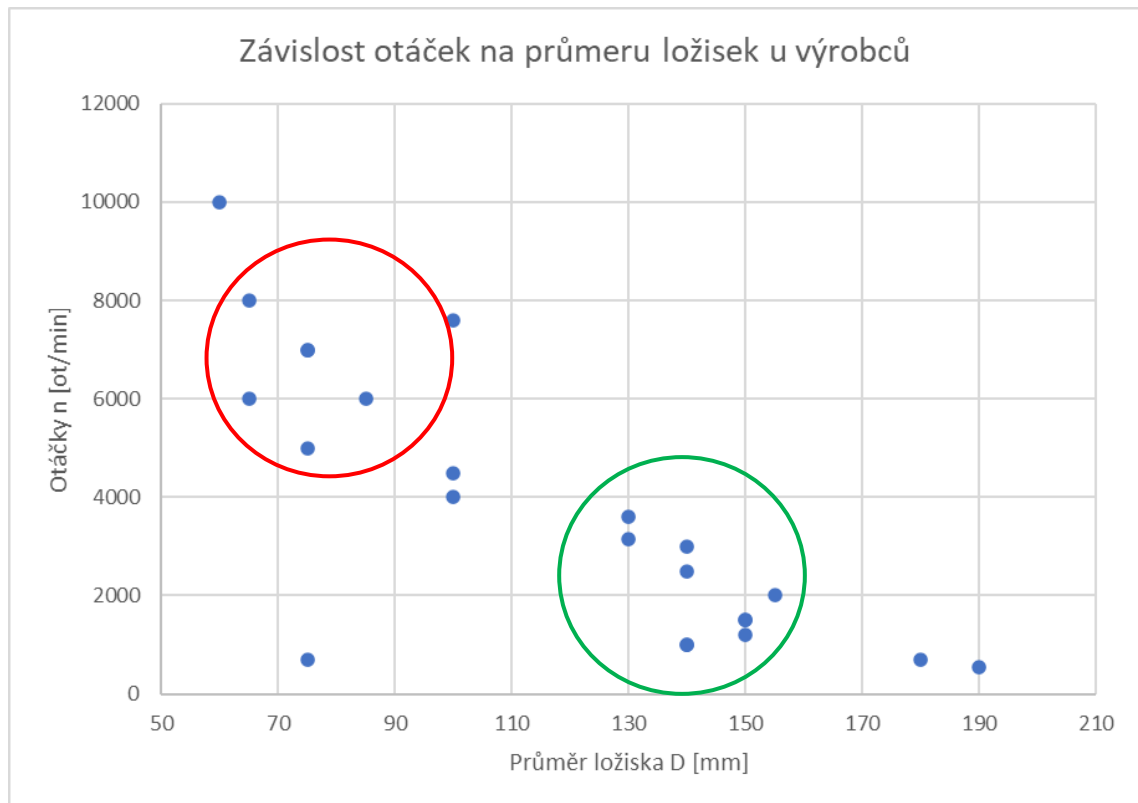
Srovnání výrobců									
	Motor [kW]	Velikost tubusu [mm]	Průměr ložisek [mm]	Rychlost [ot/min]	Průtok oleje [l/min]	Dodávaný tlak [bar]	Házení [μm]	Typ oleje	Obvodová rychlost ložisek [m/s]
Weibo Precision	4,5	ø170	*ø65	6000 ÷ 8000	x	x	<56	x	1634
WBS-L170									
ZOLLERN GmbH	x	230x240	ø100	0 ÷ 4000	23	60 ÷ 70	<0,1	VG 10	1257
WEISS GmbH	x	x	x	x	x	x	x	x	x
SPL GmbH					x	x	x	x	
2252.0	1	*200x180	*ø180	700					1178
2092.0	6	*200x180	*ø140	1000					
2235.0	6	*200x180	*ø60	10000					
2716.0	9	*200x180	*ø65	8000					
2088.0	25	*200x180	*ø140	1000					
2043.0	30	*200x180	*ø75	7000					
2204.0	30	*200x180	*ø75	5000					
2117.0	30	*200x180	*ø75	7000					
2123.0	30	*200x180	*ø140	3000					
2411.x	30	*200x180	*ø155	2000					
2725.0	34	*200x180	*ø150	1500					
2053.0	35	*200x180	*ø150	1200					
2727.0	50	*200x180	*ø100	4500					
2725.x	55	*200x180	*ø140	2500					
2725.6	64	*200x180	*ø130	3150					
2734.0	94	*200x180	*ø150	1500					
Omlat Srl	16	340x320	*ø190	0 ÷ 550	x	x	x	x	328
G170-H									
	28	215x200	*ø85	1800 ÷ 12000	x	x	x	x	3204
G107-H									
Hyprostatik GmbH	50	ø240	*ø100	0 ÷ 7600	10	63	<0,15	VG 2	2388
Přímý pohon									
	45	ø240	*ø130	0 ÷ 3000	7,6	50	<0,1	VG 4	942
Řemen. převod									

Na základě dat v tabulce bylo vyhodnoceno, že nejlepší hydrostatická vřetena vyrábí německá firma Hyprostatik GmbH. Důvodem je minimální házení, jehož velikost se pohybuje v hodnotách menších, než jsou desetiny mikrometrů. Další důvod byly motory, které dosahují výkonu až 50 kW a úctyhodného krouticího momentu. Na druhé straně si nejhůře podle tohoto srovnání vedla taiwanská firma Weibo Precision. Hlavním důvodem



byla hodnota házení, která se pohybuje v řádech desítek mikrometrů a u ostatních firem byly dosahovány hodnoty desetin mikrometru a menší.

Z grafu na Obr. 19 je vidět že výrobci se rozdělují na dva tábory. Jedni vyrábí hydrostatická vřetena s malým průměrem ložisek, ale zase



Obr. 19: Závislost otáček na velikosti ložiska

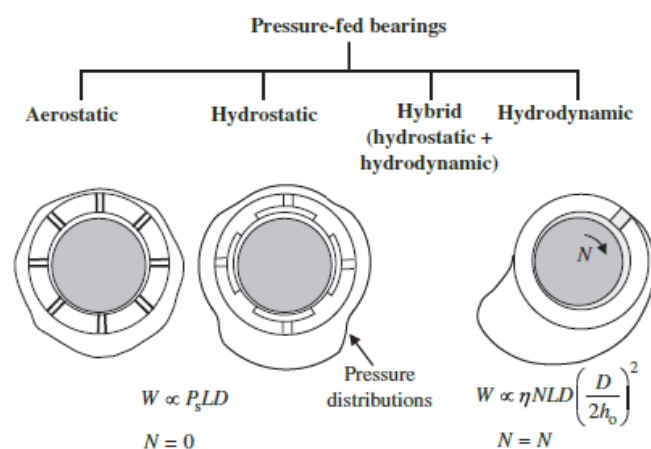
dosahujících vyšších rychlostí (červený kruh a jeho blízké okolí). Naopak v zeleném kruhu jsou vřetena s menší rychlostí otáčení, ale zato s větším průměrem ložisek. Z toho můžeme uvažovat, že tato vřetena jsou vyráběná na základě požadavků firem vyrábějících těžší obráběcí stroje. Vřeteno bude konstruováno v rozmezí, které odpovídá zelenému kruhu.

6 Hydrostatická vedení

Hydrostatické vedení bylo vynalezeno francouzským inženýrem L. D. Girardem roku 1852, který jej zakomponoval do systému železničního pohonu obsahujícího ložiska napájená vodou. Od té doby se objevily stovky patentů a publikací zabývajících se stejným problémem. [1]

Hydrostatická ložiska jsou velmi oblíbená u inženýrů navrhujících přesné rotační části strojů, a to díky svému nezaměnitelnému hladkému chodu, tuhosti a schopnosti tlumit vibrace. Tato zdánlivá dokonalost pohybu vyplývá z úplného oddělení pevných kluzných ploch kapalinovým filmem. V žádném okamžiku nedochází k fyzickému kontaktu pevných povrchů. To znamená, že tenká vrstva kapaliny oddělující povrchy je vždy větší než výška jakýchkoliv nerovností povrchu. Jak již název aerostatická a hydrostatická ložiska naznačuje, rozdíl mezi těmito dvěma typy uložení je v použití rozdílného média pro oddělení dvou pevných ploch. [1]

Hydrostatická ložiska jsou často zaměňována s hydrodynamickými, kde se sice používá tlak, ale ten nenese působící zatížení. Rozdíl mezi typickými hydrostatickými a hydrodynamickými ložisky je ilustrován na Obr. 20.



Obr. 20: Aerostatické, hydrostatické a hydrodynamické ložisko [20]

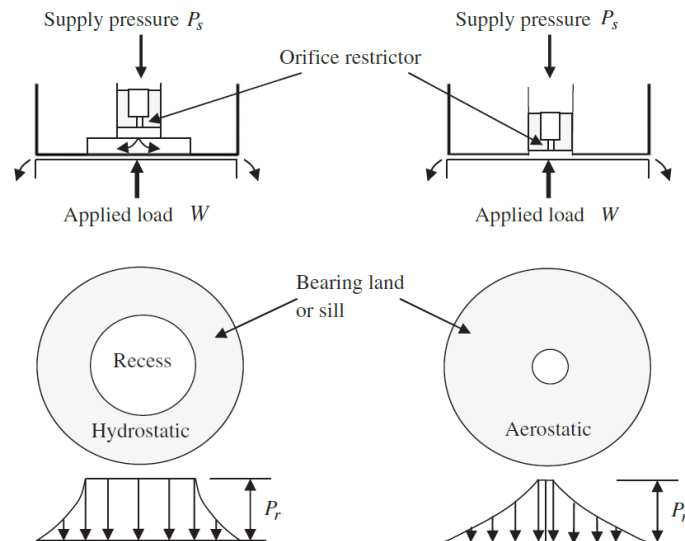


V případě hydrostatického ložiska vstupuje mazivo do čtyř kapes prostřednictvím vstupních děr. Když je hřídel nezatížená, jsou tlaky kolem hřídele téměř konstantní. Hodnota tlaku bývá v případě soustředné hřídele polovina dodávaného tlaku čerpadlem a to $P_{ro} = P_s/2$. Jakmile je mezera v ložisku na jedné straně větší než na druhé, tok oleje do části s menší mezerou vzroste a zvýší se tlak. Jakmile je hřídel extrémně vychýlena, tlak v místě s nejmenší mezerou se skoro rovná tlaku dodávanému čerpadlem. Na druhé straně ložiska se naopak snižuje tok a tudíž i tlak. Hydrodynamické ložisko lze považovat za samočinné, protože hydrodynamický tlak je generován pohybem částí ložiska. Pohybující se povrch unáší mazivo pomocí viskózních sil do sbíhající se mezery. Oblast sbíhavé mezery se vyskytuje na jedné polovině ložiska mezi maximální mezerou na jedné straně a minimální mezerou na druhé. Výsledná síla ložiskového filmu je stejná jako síla působící na hřídel, pouze působí v opačném směru. V nulové rychlosti se nevytváří žádný film maziva mezi částmi ložiska a dochází ke kontaktu. Díky tomu dochází k opotřebení ložiska, což je velmi nežádoucí. To se u hydrostatického ložiska stát nemůže, je-li s ním zacházeno správně. Před jakýmkoliv pohybem se musí zapnout čerpadlo s mazivem, aby vystředilo hřídel. Poté nedochází k opotřebení ložiska. [1]

Na Obr. 21 je znázorněno kruhové hydrostatické a aerostatické ložisko s regulací průtoku média za pomoci clonky. Médium je dodáváno do ložiska konstantním tlakem P_s . Stlačený olej nejdříve projde skrz clonu, kde dochází k rozptýlení tlakové energie, a to způsobí snížení tlaku na vstupu do vybrání sedla ložiska. Vybrání je relativně hluboké v porovnání s tloušťkou mazacího filmu, tudíž klade malý odpor proti proudění. [1]

Tlak je proto konstantní v celém vybrání. Tok maziva nadále opouští vybrání tenkou mezerou mezi ložiskovou plochou a protilehlým povrchem.

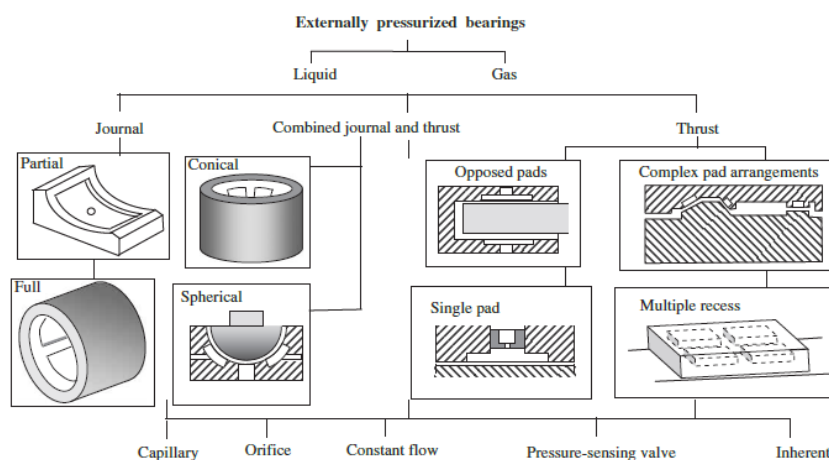
Tlak v ložiskovém filmu postupně slábne, čím je blíže kraji ložiska a na výstupu dosahuje atmosférického tlaku. Tlak filmu působí proti zátěži ložiska a udržuje tak povrchy od sebe oddělené. Tlak v kapse musí být nižší než tlak dodávaný, aby systém správně fungoval, protože se mění na základě aplikovaného zatížení. [1]



Obr. 21: Hydrostatické a aerostatické ložisko s regulací průtoku [20]

6.1 Varianty hydrostatického vedení

Hydrostatická vedení mohou být navržena v široké škále variant, jak je ukázáno na Obr. 22.



Obr. 22: Varianty ložisek [20]



Dělí se například podle typu pohybu součástí v soustavě. Hydrostatické uložení se dá využít pro lineární vedení nebo rotační vedení, to se dále dá rozdělit podle toho, jestli se jedná o radiální, axiální nebo radiálně-axiální. Dalším typem vedení je například hydrostatický šroub. Všechna tato vedení se dají dále ještě rozdělit podle toho, jestli jsou s předpětím či nikoliv. Hydrostatické vedení s předpětím je výhodné z toho důvodu, že dosahuje v principu dvakrát větší tuhosti uložení.

Dále můžeme hydrostatické vedení rozdělit podle geometrie hydrostatické kapsy. Tyto kapsy se liší svojí výrobou. Styčné plochy těchto částí vedení lze vyrábět buď kovové nebo plastové. Můžeme je do finální podoby obrábět třískově anebo odlévat a poté obrobit. Jedním z hlavních parametrů hydrostatické kapsy je její efektivní plocha. Tato plocha se využívá při výpočtu únosnosti uložení. Velmi důležitým parametrem je také výška škrťací mezery, která udává vzdálenost mezi pohybující se a pevnou částí.

Regulace průtoku je další možností, jak se dají rozdělit hydrostatická vedení. Regulace může být aktivní anebo také pasivní. Pasivní se dělí na regulaci s konstantním průtokem. Další možností je regulace za pomoci konstantního odporu. Pro tento případ jsou klasickými zástupci kapilára a štěrbin. Aktivní neboli progresivní regulátory průtoku jsou například PM regulátor od firmy Hyprostatik. Kde je aktivní složkou membrána regulátoru.

V poslední řadě lze hydrostatické vedení rozdělit podle toho, jaké médium je využíváno pro vytvoření nosného filmu. Ve většině případů, hlavně u obráběcích strojů, se využívají vysoce aditivované minerální oleje. U tohoto typu olejů jsou velmi důležité jejich vlastnosti. Jednou z nich je například viskozita, která je udávána normou ISO VG, další je viskózní index (VI). Je tu ovšem i možnost využití vody. Ta se ovšem používá spíše v experimentálních standech.



6.1.1 Materiály hydrostatických ložisek

V ideálním případě jsou u ložisek styčné plochy vždy odděleny vrstvou maziva. I v dobře navržených ložiskách však mohou nastat období, kdy mazání není zachováno. To může být způsobeno několika příčinami, mezi něž patří:

- přetížení
- nedostatek maziva
- kontaminace maziva
- manipulace se zařízením s odpojeným napájením

Při nežádoucích podmínkách dochází ke kontaktu kovu s kovem. Proto je třeba zvolit takový materiál ložiska, který minimalizuje poškození za takových podmínek.

Mezi dobré vlastnosti hydrostatických materiálů patří:

- odolnost proti korozi
- dobré vlastnosti přenosu tepla
- nízká teplotní roztažnost
- snadné obrábění
- levný snadno dostupný materiál
- dobrá odolnost proti zadření a opotřebení

Zde jsou uvedeny některé materiály využívané pro výrobu hydrostatického uložení:

- Ocel: Ocel je často používána pro výrobu, zejména v případech, kdy je potřeba vysoká tuhost. Jsou vyráběny odléváním a poté obráběním.
- Plasty: Plastové materiály jsou často používány pro jejich nízkou hmotnost a kluzným vlastnostem. Jsou vyráběny litím a následným obráběním.
- Bronz: Bronzové materiály jsou často používány. V případě kontaktu ploch se levnější bronzová vložka vymění za novou.



Mohou být vyráběny různými způsoby, včetně odlévání a obrábění.

Na základě uvážení kladných a záporných vlastností materiálů byla zvolena kvalitní nerezová ocel pro hřídel, a nerezová ocel pro vřeteník, kde ložiskové části budou povlakovány bronzem. [1]

6.2 Používané regulátory průtoku

Hydrostatická a aerostatická ložiska vyžadují regulaci průtoku oleje či vzduchu skrz ložisko. Na základě těchto požadavků se u tohoto typu ložisek využívají regulátory průtoku, též zvané restriktory. Díky tomu je možné zvýšit či snížit tlak v daných částech ložiska na základě zatížení hřídele. Tyto zařízení jsou kriticky důležitá pro správný chod tohoto typu ložisek. [1][2]

6.2.1 Regulátory pro laminární proudění kapaliny

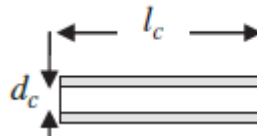
Jak je z názvu patrné, tyto restriktory se využívají při laminárním proudění v regulátoru. Jde o externí typ regulátoru průtoku. Tyto regulátory zajišťují nejmenší tuhost uložení. Jejich výhodou je snadný návrh. Poskytují ložisku největší toleranci vůči výrobním odchylkám ložiska a změnám provozní teploty. [1][2]



Regulátory pro laminární proudění se dále dělí do čtyř skupin podle tvaru:

- Kapilární regulátory (pro kapalinu)

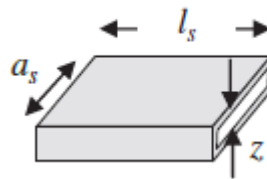
$$q = \frac{(P_s - P_r)\pi d_c^4}{128\eta l_c} \quad (6.1)$$



Obr. 23: Kapilární regulátor [20]

- Drážkový regulátor (pro kapalinu)

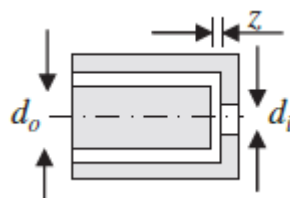
$$q = \frac{(P_s - P_r)a_s z^3}{12\eta l_s} \quad (6.2)$$



Obr. 24: Drážkový regulátor [20]

- Mezikružní regulátor (pro kapalinu)

$$q = \frac{(P_s - P_r)a_s z^3}{6\eta \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (6.3)$$

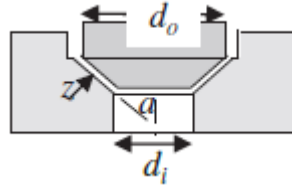


Obr. 25: Mezikružní regulátor [20]



- Kuželový regulátor (pro kapalinu)

$$q = \frac{(P_s - P_r)\pi z^3 \sin \alpha}{6\eta \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (6.4)$$



Obr. 26: Kuželový regulátor [20]

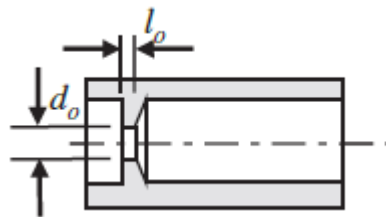
6.2.2 Regulátory pro turbulentní proudění kapaliny

Mezi regulátory pro turbulentní proudění kapaliny patří clonky. Průtok média clonkou souvisí s tlakovým rozdílem před a za clonkou. [1]

$$q = K\sqrt{P_s - P_r} \quad (6.5)$$

- Clonka (pro kapalinu)

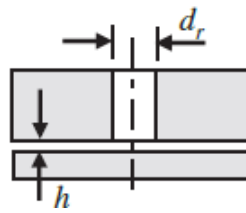
$$q = C_d \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_s - P_r)}{\rho}} \quad (6.6)$$



Obr. 27: Základní clonka [20]

- Mezikružní clonka (pro kapalinu)

$$q = C_d \pi d_r h \sqrt{\frac{2(P_s - P_r)}{\rho}} \quad (6.7)$$



Obr. 28: Mezikružní clonka [20]

Clonky jsou více komplikované než kapilární regulátory a jsou schopné vyvinout nepatrně vyšší tuhost uložení. Jsou ovšem více náchylné k zanášení a tím změně rozměrových parametrů. Při návrhu clonek by jejich délka neměla přesahovat jejich průměr. V ideálním případě by průměr clonky měl být menší než 0.1 násobek potrubí. Mezikružní clonky jsou schopné vyvinout tuhost pouze dvou třetin tuhosti základní clonky. [1]

6.2.3 Regulátory s membránou

Nejvíce zastoupenými regulátory průtoku s membránou jsou takzvané PM regulátory od firmy Hyprostatik Schönfeld GmbH. Tento regulátor je navržen tak, že v případě zatížení systému a tím pádem i zvýšení tlaku v hydrostatické kapse se sníží odpor regulátoru a tím pádem se zvýší průtok skrze regulátor. Na Obr. 29 jsou vidět dva typy PM regulátorů. Sériový druh je namontován do sebe a vytváří jedno "těleso". Kdežto verze side-mounted má každý PM regulátor namontovaný samostatně.



Obr. 29. Side-mounted a sériový druh PM regulátoru [21]



V opačném případě, kdy dojde ke snížení tlaku, sníží se průtok regulátorem až na hodnotu Q_0 , která je vidět na Obr. 30. Na základě toho je škrtící mezera konstantní a lze tak dosáhnout co nejvyšší tuhosti. PM regulátor je možné popsat následující rovnicí. [21]

$$Q_r(p_T) = Q_0 \cdot \left(1 + (K_r - 1) \cdot \frac{p_T}{p_P}\right) \quad (6.8)$$

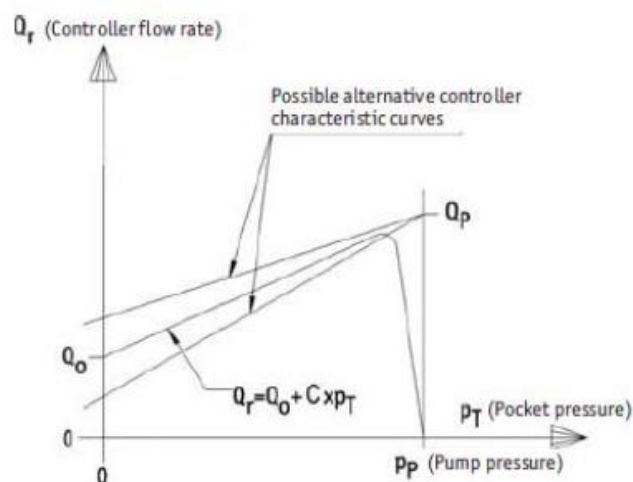
p_T – tlak v kapse

p_P – tlak čerpadla

Q_r – průtok regulátorem při tlaku p_T

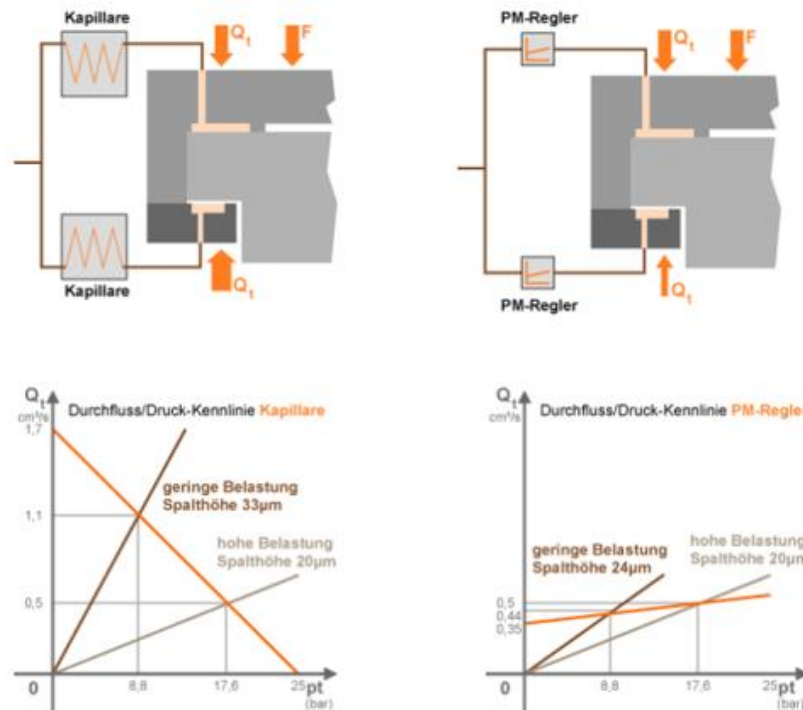
K_r – poměr mezi maximálním a minimálním průtokem skrz regulátor

Na Obr. 32 jsou zobrazeny grafy, z kterých je patrný rozdíl mezi kapilárami a PM regulátory. Tmavě hnědá přímka popisuje nízké

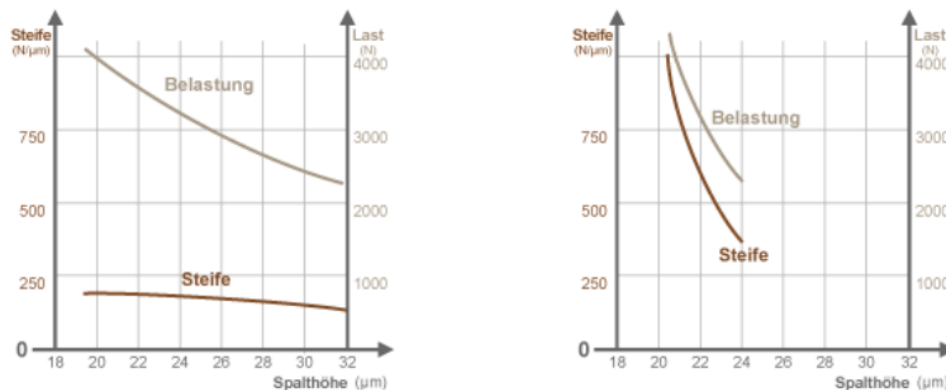


Obr. 30: PQ charakteristika PM regulátoru [21]

zatížení v mezeře velké $33 \mu\text{m}$ a $24 \mu\text{m}$ a světle hnědá přímka značí vysoké zatížení při rozměru mezery $20 \mu\text{m}$. Na svislé ose jsou vyneseny hodnoty průtoku v cm^3/s , na vodorovné ose jsou znázorněné tlaky v barech. Z grafů je možné vypočítat, že při využití PM regulátoru je možné dosáhnout daleko menšího průtoku v rozmezí využitých tlaků čerpadla. [21]

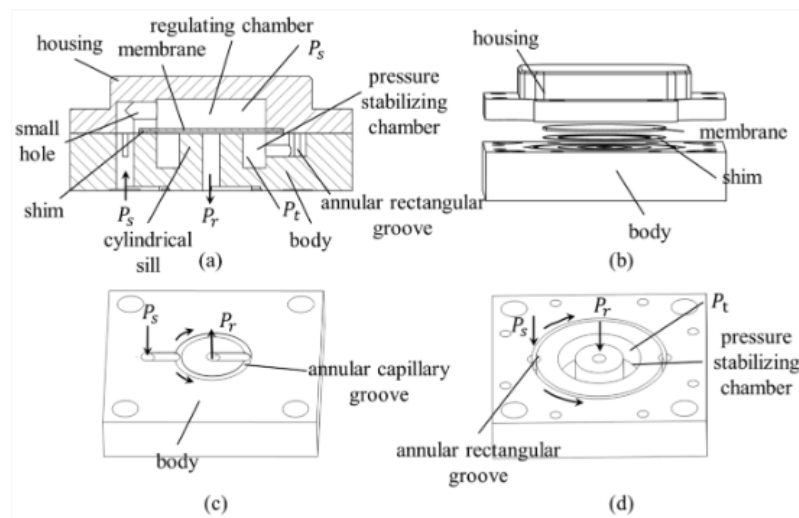


Obr. 32: Porovnání kapiláry a PM regulátoru [21]



Obr. 31: Graf závislosti tuhosti na velikosti mezery [21]

Graf výše zobrazuje závislost tuhosti (svislá osa vlevo), velikosti mezery (vodorovná osa) a zatížení (svislá osa vpravo). Levý graf znázorňuje tuto závislost za využití kapilár a pravý graf za využití PM regulátoru. Je zřejmé, že díky využití PM regulátoru, nemusí být mezera tak velká a stačí malá změna ve velikosti škrtící mezery, aby se dosáhlo značného zvýšení tuhosti, což se u obvodu s využitím kapilár říci nedá. [21]



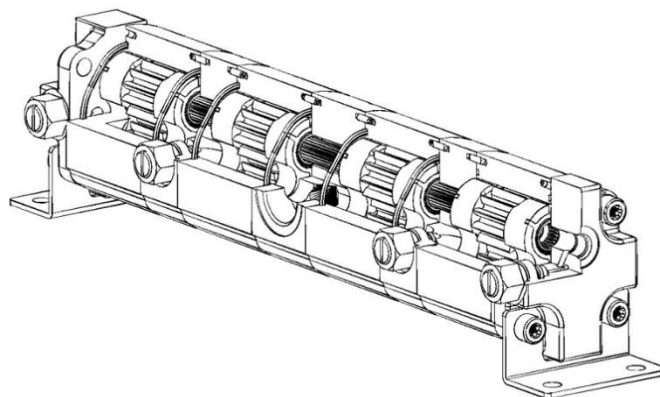
Obr. 33: Řez a části membránového regulátoru [22]

6.2.4 Systém pro řízení konstantního průtoku

Pro řízení konstantního průtoku se používají děliče průtoku. Tyto děliče nabízejí více užitečných využití z jediného hydraulického zdroje:

- Synchronní provoz víceválcových motorů nebo hydromotorů
- Proporcionální rozdělení výkonu čerpadla do několika okruhů
- Zesílení tlaku, pokud je nutný tlak přesahující kapacitu čerpadla [22]

$$q = \text{konst.} \quad (6.9)$$



Obr. 34: Dělič průtoku pro konstantní průtok V_g [22]

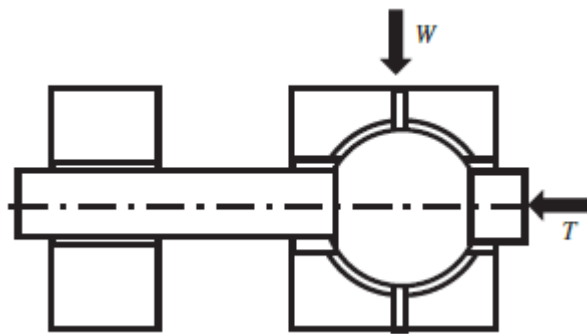


6.2.5 Porovnání regulátorů průtoku

Regulátory můžeme porovnat například z hlediska průtoku a odporu. Restriktory typu kapilára mají pevně daný průtok a také odpor, který vytvářejí v hydraulickém obvodu, jak je vidět z rovnice (6.1). Dalším typem jsou regulátory, jejichž aktivním prvkem je tenká membrána. Tyto restriktory mají velkou výhodu v tom, že se jejich odpor a také průtok mění na základě tlakové diference před a za membránou. Díky tomu může systém s tímto druhem regulace lépe kontrolovat nepřesnosti způsobené zatížením systému. Posledním typem regulátorů jsou děliče průtoku. Jejich hlavní výhodou je dodávání konstantního tlaku, a tudíž se dají považovat za regulátory bez odporu.

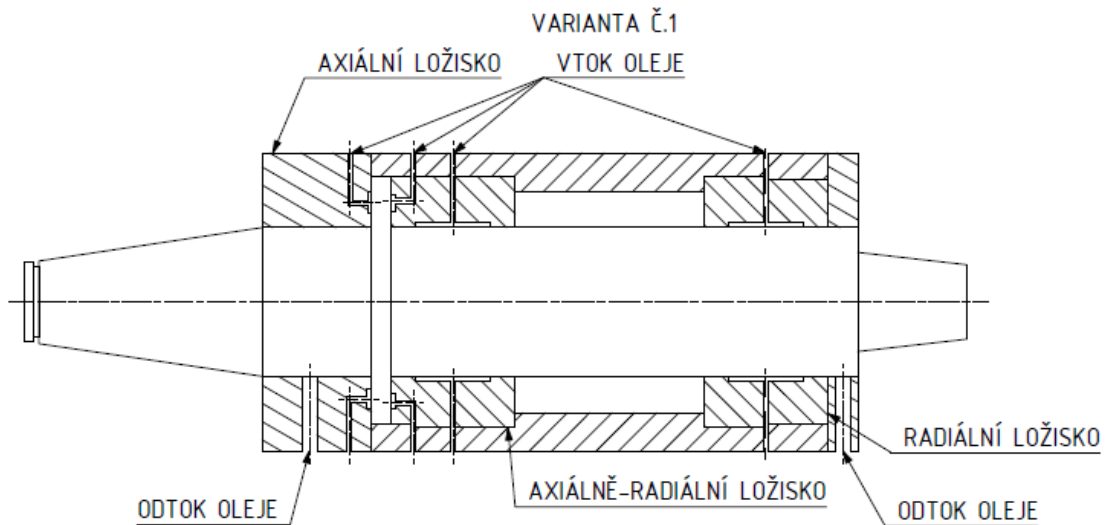
7 Návrh variant konstrukce vřetene

V této kapitole budou rozebrány různé typy hydrostatického uložení, které se v hojně míře využívají. Jedna z těchto variant bude vybrána pro samostatný návrh. Skici, které jsou v této kapitole zobrazené nejsou zcela kompletní, co se týče celkového návrhu. Jde v nich pouze o zobrazení různých možností hydrostatického uložení. Existují i další varianty, ty ovšem nebyly vyhodnoceny jako vhodné pro toto zadání z důvodu vysoké složitosti výroby. Například možnost na Obr. 35 s kombinací sférického uložení pro zachycení axiálních a radiálních sil a radiálního ložiska. [1]



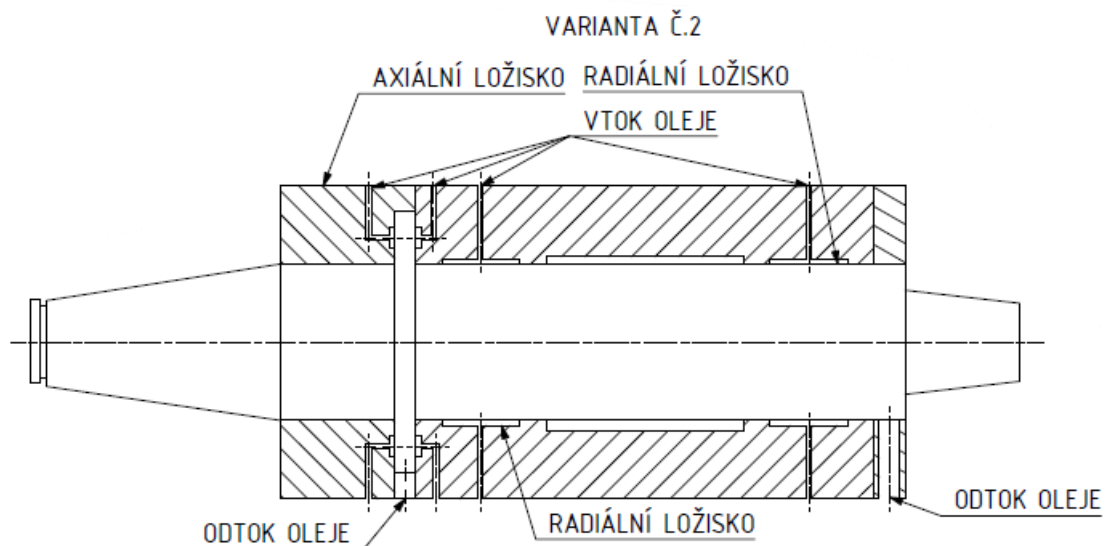
Obr. 35: Varianta s kombinací sférického a radiální radiálního uložení. [20]

Ve variantě č. 1 na Obr. 37 je ve vřeteníku obrobena kruhová díra, která vede skrz celý vřeteník, ale nepovažuje se za funkční plochu. Funkčními plochami se dají označit dvě větší díry umístěné na obou stranách vřeteníku. Do těchto děr je zasunuto hydrostatické ložisko. Další částí tohoto návrhu jsou kryty z obou stran. Tyto kryty na obou stranách obsahují díru pro odvod oleje, který je využit pro správný chod vřetena. Zadní kryt obsahuje také druhou část axiálního ložiska.



Obr. 36: Varianta č.1

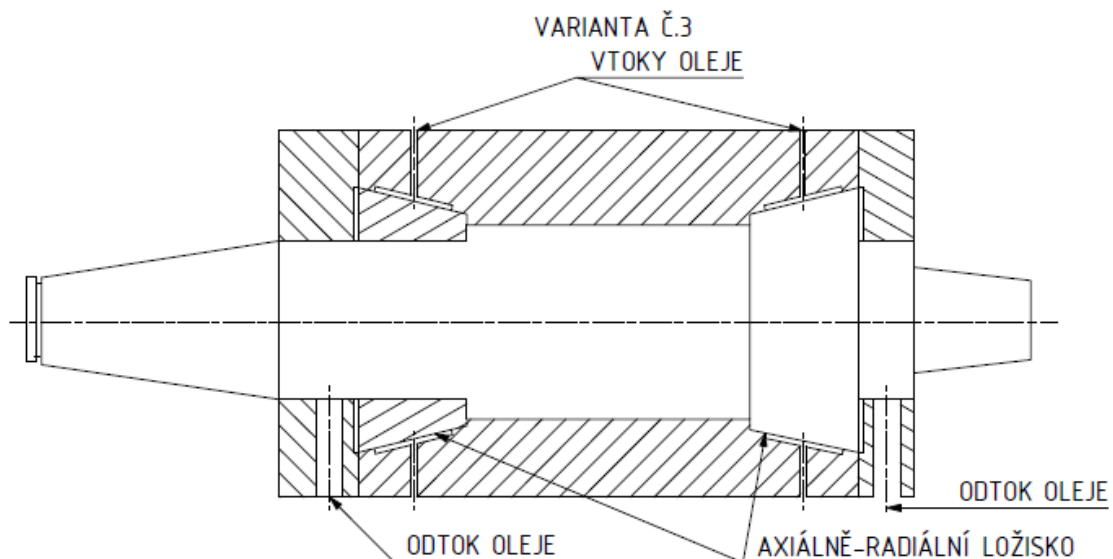
Tato varianta je velmi složitá na výrobu. A to kvůli náročnému dodržení geometrických tolerancí u funkčních ploch, do kterých se vsouvají ložiska. Vřeteník by se musel při obrábění těchto ploch přeučínat, nebo použít obráběcí stroj, který umožňuje tuto operaci provést bez přepínání obrobku. Na základě těchto komplikací je tato varianta velmi nákladná, a tudíž i méně vhodná.



Obr. 37: Varianta č.2



V případě varianty číslo 2 (Obr. 38) je design vhodnější než u varianty číslo 1. Jak je vidět ve skice, hydrostatická ložiska jsou součástí samotného vřeteníku. Díky tomuto návrhu odpadá možnost násobení geometrických nepřesností při přeupínání obrobku. V tomto případě by se při jednom upnutí obrobily obě funkční plochy ložiska a díky tomu je možné dosáhnout požadované přesnosti nutné pro správný funkční chod vřetene. Další výhodou této varianty je i finanční stránka výroby. A to především díky menšímu počtu dílů, u kterých je nutné dosáhnout požadované přesnosti. Kryty z obou stran bude také snazší vyrobit než u varianty 1. Pro utěsnění celého systému bude použito labyrintové těsnění z obou stran hřídele.

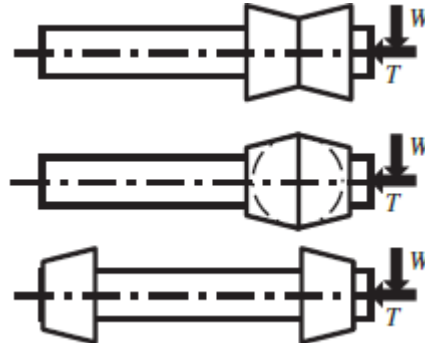


Obr. 38: Varianta č.3

Varianta číslo 3 na Obr. 38 obsahuje dvě kónická hydrostatická axiálně-radiální ložiska. Kónická ložiska mají dvě hlavní výhody. První výhodou je nahrazení dvou ložisek jedním. Díky tomu se sníží náklady na průtok oleje mechanismem, dále je potřeba menší síla čerpadla a také se v této variantě využívá menšího počtu součástí. Druhou hlavní výhodou je možnost upravení mezery mezi samotným ložiskem a hřídelí při montáži celého vřetene. Ovšem tento typ ložisek má i své nevýhody. První nevýhodou jsou velké požadavky na přesně obrobené kónické části



ložiska. Další nevýhodou je nutná preciznost při samotné montáži tohoto typu vřetenového uložení.



Obr. 39: Další možnosti využití kónických ložisek [20]

Na Obr. 39 jsou vidět další možné varianty tohoto typu uložení. Jelikož každý tento typ má nějakou nevýhodu oproti variantě číslo 3, tak se většinou moc nevyužívají. Horní alternativa má nevýhodu v tom, že nezvládne tak velké zatížení, když je hřídel namáhána jak v axiálním, tak v radiálním směru. Prostřední varianta je horší, co se týče maximálního zatížení a také odolnosti proti náklonu. Nejnižší možnost má stejně špatné vlastnosti jako prostřední. [1]



7.1 Volba vhodné varianty

Po zvážení náročnosti výroby, komplikovanosti konstrukce, tuhosti, ceny, náročnosti sestavení celého uložení, možnosti případně upravit systém při montáži, průtoků oleje a teplotní stálosti byla vytvořena tabulka pro porovnání těchto tří variant. Každá varianta byla hodnocena známkami 1-5, 1 pro nejlepší a 5 pro nejhorší vlastnost v právě porovnávaném parametru.

Z Tab. 10 je patrné, že nejlepší celkové hodnocení z dříve představených tří variant možného řešení bylo uděleno variantě číslo 2 popsané na Obr. 36. Dále se tato práce zabývá variantou číslo 2.

Tab. 10: Srovnání vybraných variant

Srovnání variant			
	Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Náročnost výroby	3	2	5
Cena	3	2	4
Komplikovanost konstrukce	4	3	5
Tuhost	1	1	1
Náročnost sestavení	3	2	3
Možnost úprav při montáži	5	5	3
průtok oleje	1	1	1
Teplotní stálost částí vřetene	2	2	3
Celkem	22	18	25



8 Návrh brousicího vřetene

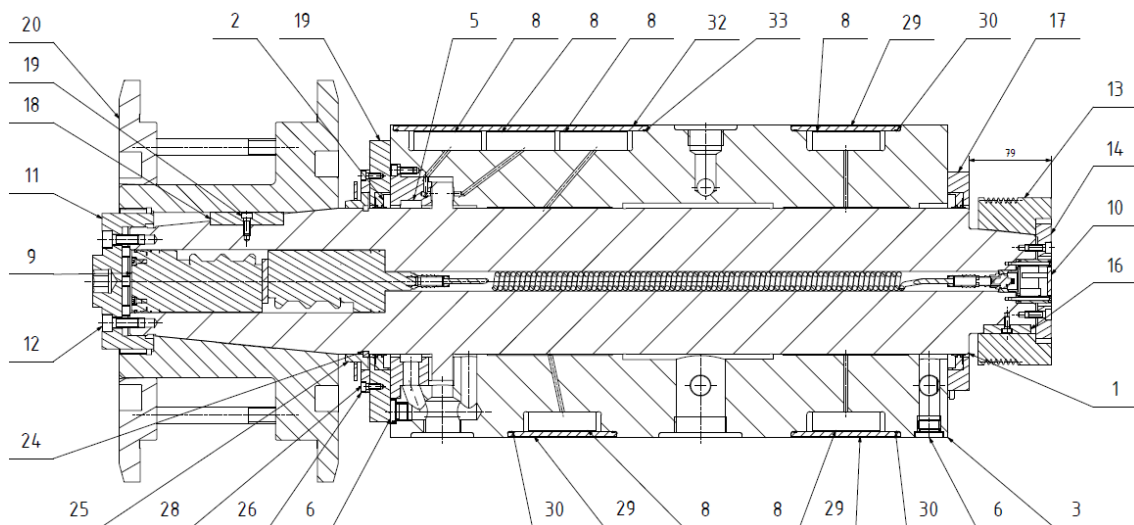
Pro návrh hydrostatického uložení byla vybrána ložiska podle volby vhodné varianty, která je vidět na Obr. 36. Tato varianta obsahuje 2 ložiska pro zachycení radiální síly a jedno axiální ložisko, které se skládá ze dvou částí.

Na základě řezné rychlosti brusného kotouče byly vypočteny otáčky hřídele. Dále byl zvolen průměr ložisek, počet kapes ložiska (nejčastěji 4 nebo 6 kapes) a rozměry kapsy. Správná volba minerálního oleje je pro návrh hydrostatického uložení velmi zásadní. Velikost mezery mezi ložiskem a hřídelí je další velmi důležitou hodnotou. Čím menší bude, tím menší bude průtok oleje skrze ložisko a také touto hodnotou lze velmi dobře ovlivňovat tuhost uložení. Velikost mezery také velmi ovlivňuje teplotu oleje a tím pádem i jeho vlastnosti. Dalším parametrem, který je třeba zvolit je dodávaný tlak čerpadlem do systému. Je nutné zajistit, aby čerpadlo mělo dostatečný výkon na to protlačit olej skrze ložisko, a také aby systém dosáhl co nejvyšší tuhosti. Čerpadlo ovšem musí zajistit i dostatečný průtok oleje skrz hydrostatické kapsy, aby nedošlo ke kontaktu mezi hřídelí a ložiskem. Tento kontakt by totiž vedl k nenávratnému poškození některé ze součástí a následně by bylo nutné poškozené části vyměnit za nové. [1]



8.1 Konstrukční návrh vřetene

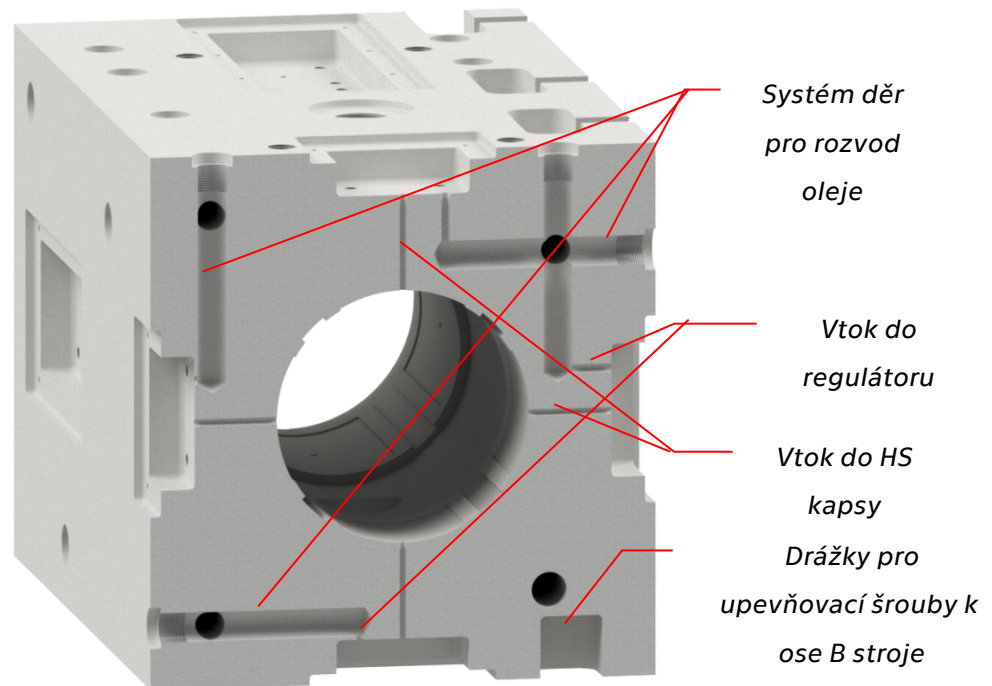
Bylo navrženo konstrukční řešení na základě výpočtů a zadaných parametrů, které lze nalézt v následujících kapitolách. Na Obr. 40 je možné vidět řez osou vřetene. Hlavním tělesem celého návrhu je vřeteník, který má pozici 3 na Obr. 40. Do toho se zasune hřídel (pozice 1), ve které je umístěno vyvažovací zařízení od firmy MARPOSS a celý vnitřní prostor se uzavře pomocí těsnění PS SEAL (pozice 2). Dále je v části u kotouče umístěno navíc labyrintové těsnění (pozice 25 a 26) pro odvod chladicí kapaliny použité při broušení, aby nedocházelo k zanášení předního těsnění nečistotami. Celá konstrukce byla pojata tak, aby působila co nejkompaktněji, a proto je ve vřeteníku vyvrtán systém děr pro rozvod oleje do všech hydrostatických kapes. Dále jsou PM regulátory uloženy v kapsách ve vřeteníku a jsou uzavřeny krytem s gumovým těsněním.



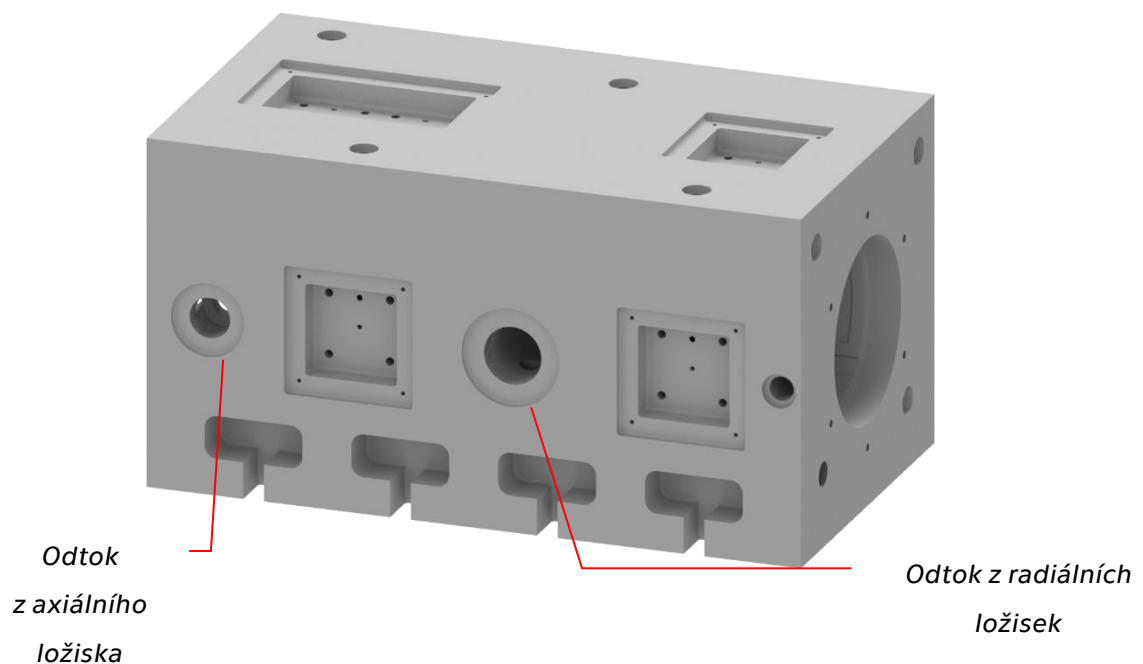
Obr. 40: Řez osou vřetena



Pro odvedení oleje ze systému jsou ve spodní části vřeteníku vyvrtané 2 díry. První se závitem o rozměru G1 ½, která odvádí olej z radiálních ložisek a poté druhá se závitem o rozměru G1, která zajišťuje odvod od axiálního ložiska a části radiálního, jak je vidět na Obr. 42.



Obr. 41: Řez zadním radiálním ložiskem

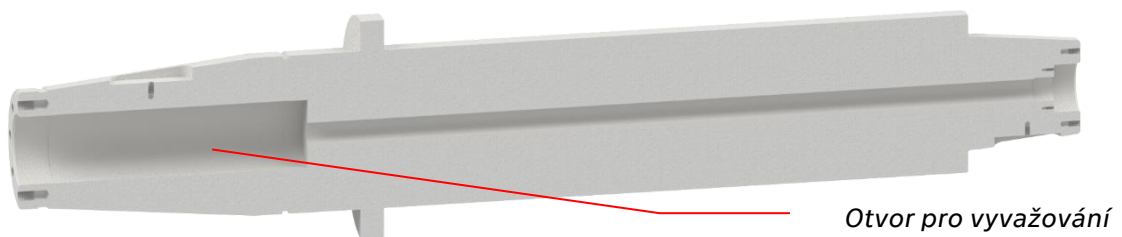


Obr. 42: Pohled na spodní část vřeteníku



Další součástí je hřídel, jenž je ve své přední části tvořena kuželem A6 pro přírubu brousicího kotouče a pera pro přenesení výkonu do řezu. Na druhé straně je také kuželovitěho tvaru A6 pro řemenici.

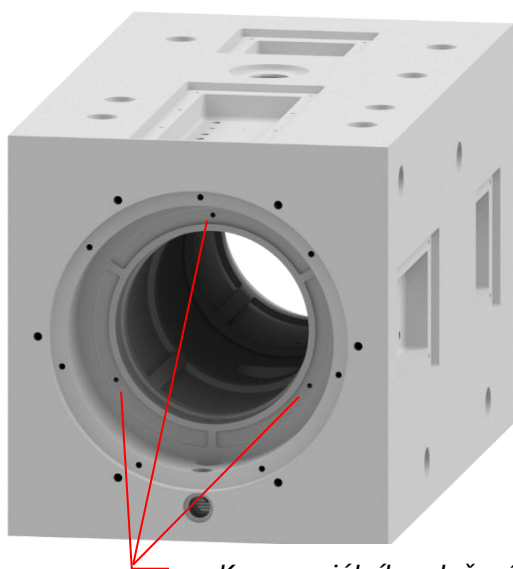
V hřídeli je obrobena díra pro vyvažování od firmy MARPOSS. Řez osou hřídele je možné vidět na Obr. 43.



Obr. 43: Hřídel

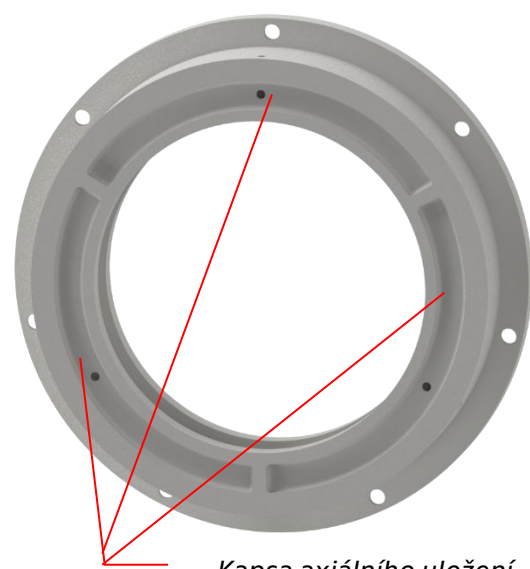
Další prvkem je část axiálního ložiska, která se bude za pomoci šroubů montovat do vřeteníku. Přesné nastavení mezery mezi hřídelí a druhou polovinou ložiska bude zajištěno pomocí pružných vymezovacích podložek.

Na Obr. 44 a Obr. 45 jsou vidět obě části axiálního uložení vřetene.



Kapsa axiálního uložení

Obr. 44: První část axiálního ložiska



Kapsa axiálního uložení

Obr. 45: Druhá část axiálního ložiska



Těsnění bylo použito od firmy GARLOCK. Bylo vybráno těsnění PS SEAL Back to Back typ MEC04-14130. Toto těsnění má pracovní rozmezí teplot $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $260\text{ }^{\circ}\text{C}$ a je schopné snést tlaky do 10 Bar. [23]



Obr. 46: GARLOCK PS SEAL [27]

Tato těsnění jsou umístěna v krytech, které se pomocí šroubů připevní k vřeteníku a celý systém utěsní. Pro ochranu těsnění PS SEAL umístěného v přední části systému u kotouče bylo přidáno labyrintové těsnění pro odvod kapaliny používané pro obráběcí operace.

8.2 Výpočetní část

V této části bude rozebrán postup výpočtu pro návrh hydrostatického uložení brousicího vřetene. Na konci této části se bude nacházet tabulka s vypočtenými hodnotami. Jako hlavní zdroj pro výpočty byla empirická metoda, která je popsána dále [1]. Cílem této části je vypočítat parametry ložiska a také hodnoty pro správný návrh hydraulického agregátu.

8.2.1 Návrhový výpočet hydrostatických ložisek

V prvním kroku byly spočítány řezné podmínky pro broušení vnějších rotačních ploch. Vstupní parametry byly řezná rychlost kotouče v rozsahu 50 – 120 m/s dle typu brusného kotouče o průměru 570 – 762 mm. Typy kotoučů jsou:

- Keramický pro řeznou rychlost 50 m/s, o šířce 300 mm a průměru 762 mm



- Keramický pro řeznou rychlost 80 m/s, o šířce 100 mm a průměru 762 mm
- CBN/diamantový pro řeznou rychlost 120 m/s, o šířce 100 mm a průměru 762 mm

Dalším vstupním parametrem je výkon pohonu, který je 45 kW. Na základě těchto hodnot je možné vypočítat otáčky hřídele pro jednotlivé kotouče za daných řezných podmínek. [1]

$$n_{kotouč} = \frac{60 \cdot v_c}{\pi \cdot d_{kot}} \quad (8.1)$$

v_c – řezná rychlost kotouče [m/s]

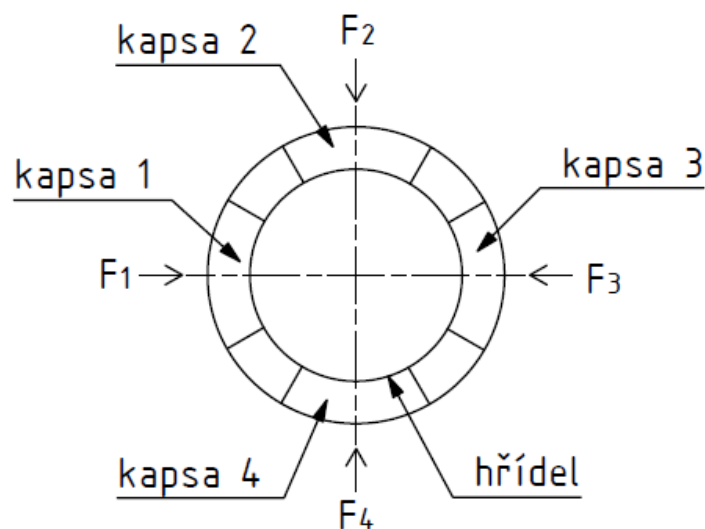
d_{kot} – průměr kotouče [m]

Tab. 11: Vypočtené otáčky hřídele pro zadané kotouče

řezná rychlost	v_{cker50}	50	[m/s]
otáčky kotouče	n_{sker50}	1253	[ot/min]
řezná rychlost	v_{cker80}	80	[m/s]
otáčky kotouče	n_{sker80}	2005	[ot/min]
řezná rychlost	$v_{cdia120}$	120	[m/s]
otáčky kotouče	$n_{sdia120}$	3008	[ot/min]

8.2.1.1 Výpočet radiálních ložisek

Pro výpočet radiálních ložisek byla využita metoda popsaná Brianem W. Rowem v Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design. [1]

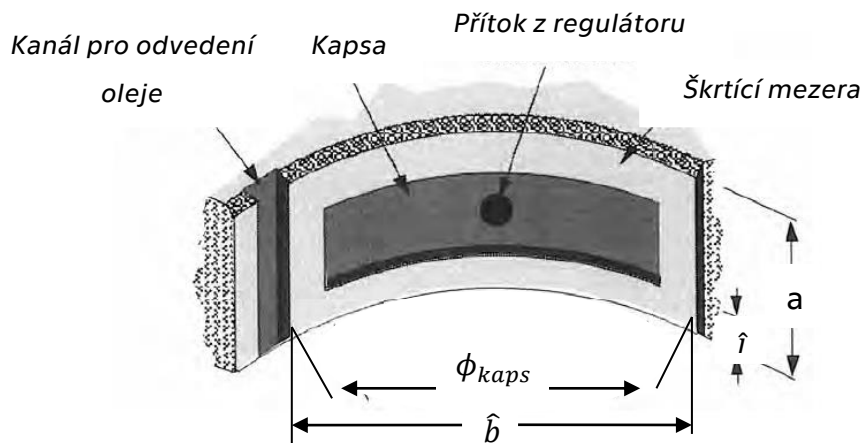


Obr. 47: Rozložení kapes v radiálním ložisku



Regulátor byl zvolen kapilární restriktor. Výpočty budou prováděny pro kapsu 1, která je vidět na Obr. 47. Jako první krok ve výpočtech je důležité si správně zvolit parametry, které jsou kritické pro následující výpočty:

- Dodávaný tlak čerpadlem: $P_s = 100 \text{ bar}$
- Počet vstupních kapes ložiska: $n = 4$
- Průměr ložiska: $D = 140 \text{ mm}$
- Poměr průměru ložiska a délky kapsy: $D/a = 1$
- Poměr šířky škrťací plochy a délky kapsy:
 $\hat{l}/a = 0,25$
- Úhel mezi kapsami: $\phi = 30^\circ$
- Typ oleje (na základě viskozity) dle normy ISO VG 10
- Velikost mezery mezi ložiskem a hřídelí: $h_{nom} = 50 \mu\text{m}$



Obr. 48: Kapsa radiálního ložiska [20]



V Tab. 12 jsou vypsány všechny zvolené základní parametry.

Tab. 12: Základní zvolené parametry

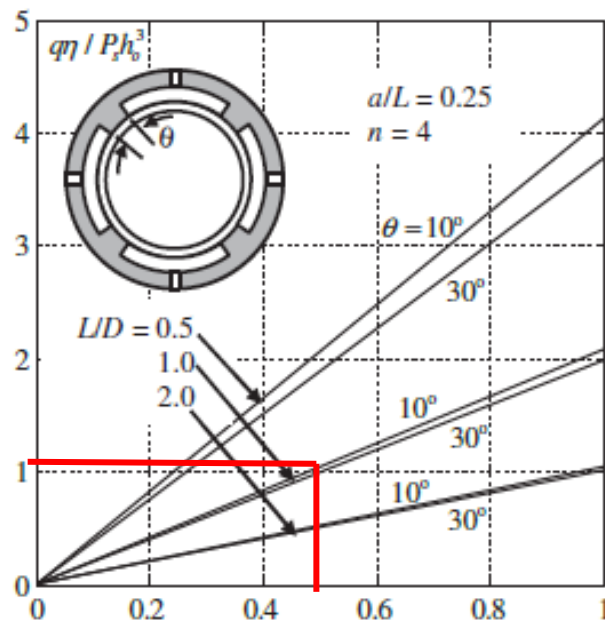
Dodávaný tlak čerpadlem	P_s	100	[bar]
počet vstupních kapes	n	4	[ks]
průměr ložiska	D	140	[mm]
délka kapsy	a	140	[mm]
šířka kapsy	b	93,3	[mm]
hlubka kapsy	h_{kaps}	1	[mm]
šířka škrťící plochy	l	35	[mm]
výška škrťící mezery	h_{nom}	50	[μ m]
úhel mezi kapsami ložiska	Φ	30	[°]
úhel kapsy ložiska	Φ_{kaps}	60	[°]
průměr kapiláry	d_c	4	[mm]
délka kapiláry	l_c	100,00	[mm]
kinematická viskozita při 40°C	ν	0,00001	[m ² /s]
dynamická viskozita	η	0,00865	[Ns/m ²]
hustota oleje	ρ	865	[kg/m ³]

Prvním voleným parametrem byl průměr hřídele. Ten byl převzat z valivého uložení využívaného ve výrobě. Průměr byl zvolen z důvodu instalace vyvažovacího zařízení od firmy MARPOSS a její tuhosti. Na základě této volby se zvolila délka ploch v ložisku a také velikost škrťící mezery. Tlak dodávaný čerpadlem byl zvolen na základě získaných informací od ostatních výrobců s tím, že se bude v průběhu návrhu upravovat. Na stejné bázi byl volen typ oleje a jeho viskozita.

Pro tento typ výpočtu byla využita metoda pracující s volbou parametrů na základě přiložených grafů [1]. První hodnotou, kterou je potřeba si zvolit, je tlakový poměr, jenž v pozdějších krocích výpočtu pomůže ve výpočtu průtoku oleje.



- Tlakový poměr: β



Obr. 49: Graf pro volbu tlakového poměru [20]

Tlakový poměr se na základě grafu na Obr. 49 volí pro poměr $a/L = 0,25$, počet kapes v ložisku $n = 4$, poměr $L/D = 1$ a úhel mezi kapsami $\theta = 30^\circ$. Dále je nutné si spočítat hodnotu, která se nachází na svislé ose. Průtok se vyjádří pomocí rovnice (8.2). [1]

$$q = \frac{P_t \cdot h_{nom}^3}{\eta} \cdot \bar{B} \quad (8.2)$$

$$\bar{B} = \frac{\pi \cdot D}{6 \cdot \hat{l}} \quad (8.3)$$

$$P_r = \frac{P_s}{1 + \bar{B} \cdot K_c \cdot h_{nom}^3} \quad (8.4)$$

$$K_c = \frac{128 \cdot l_c}{\pi \cdot d_c^4} \quad (8.5)$$

P_r – tlak v kapse [N/m^2]

η – dynamická viskozita [Ns/m^2]

D – průměr ložiska [m]

\hat{l} – šířka škrťací plochy [m]

h_{nom} – výška škrťací mezery [m]

\bar{B} – faktor tvaru proudění [–]

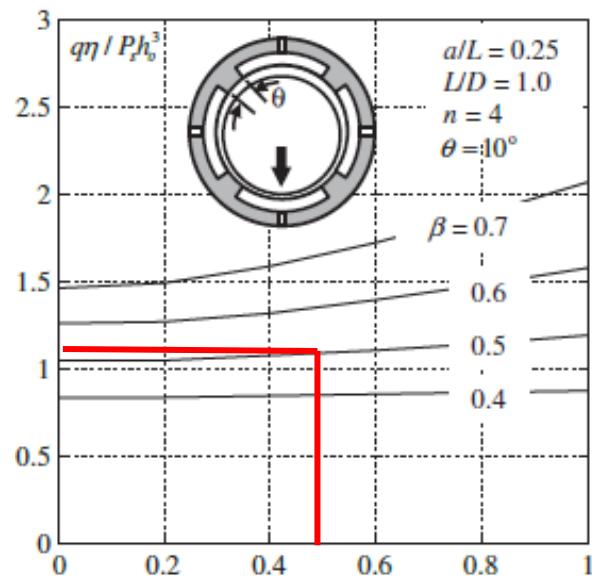


l_c – délka kapiláry [m]

d_c – průměr kapiláry [m]

Pro takto zvolené základní parametry vychází tento podíl roven 1,11.

- Míra excentricity: ε



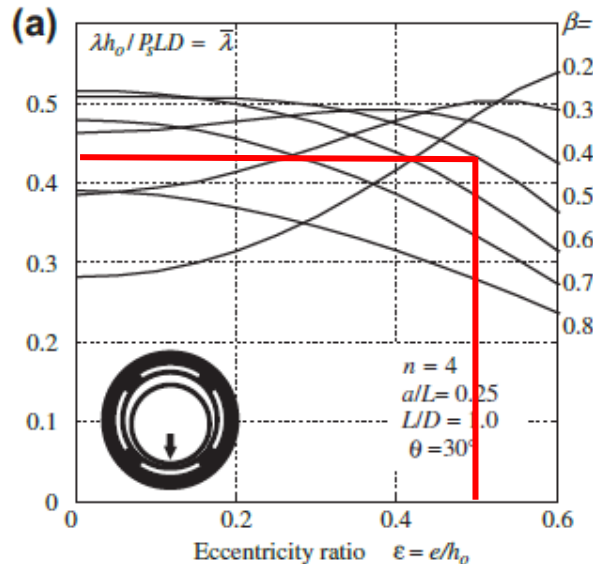
Obr. 50: Graf pro volbu míry excentricity [20]

Pro míru excentricity uložení byl použit graf na Obr. 50 a také hodnota podílu vypočtená v předchozím kroku. Díky této hodnotě můžeme usoudit míru vychýlení hřídele při zatížení oproti primární poloze.



- Faktor tuhosti: $\bar{\lambda}$

Pro volbu faktoru tuhosti byla využita míra excentricity a také hodnota tlakového poměru z grafu na Obr. 51. Díky tomuto faktoru je možné určit výslednou tuhost celého uložení.



Obr. 51: Graf pro volbu faktoru tuhosti [20]

Všechny tyto určené hodnoty nalezneme v Tab. 13.

Tab. 13: Základní určené parametry z grafů

tlakový poměr	β	0,5
míra excentricity	ϵ	0,5
faktor tuhosti	λ	0,45

Na základě určených parametrů z grafů se nyní zbylé hodnoty dopočítají. První je potřeba určit tok ložiskem.

$$q_0 = \frac{P_s \cdot h_{nom}^3}{\eta} \cdot \beta \cdot \bar{B} \quad (8.6)$$

P_s – tlak dodávaný čerpadlem [N/m^2]

η – dynamická viskozita [Ns/m^2]

\bar{B} – faktor tvaru proudění [–]

h_{nom} – mezera mezi hřídelí a ložiskem [m]

Následně se vypočte hydraulický výkon, který je potřeba pro průtok oleje skrz ložisko v neutrální poloze (excentricita je nulová).

$$H_p = P_s \cdot q_0 \quad (8.7)$$



Poté je zapotřebí určit plocha ložiska A:

$$A = \pi \cdot D \cdot a \quad (8.8)$$

Plocha kapes v ložisku A_r je rovna:

$$A_r = \pi \cdot D \cdot a \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{\hat{l}}{a}\right) \cdot \left(1 - \left(\frac{n \cdot \phi}{360}\right)\right) \quad (8.9)$$

Efektivní plocha A_f se vypočítá ze vztahu:

$$A_f = A - \frac{3}{4} \cdot A_r \quad (8.10)$$

Ztrátový výkon (odpor proti otáčení).

$$H_f = \frac{\eta \cdot A_f \cdot U^2}{h_{nom}} \quad (8.11)$$

Tab. 14: Vypočtené hodnoty pro hydrostatické uložení (stav bez zátěže)

průtok oleje skrz kapsu	q_0	3,01E-04	[m ³ /s]	18,08	[l/min]
tuhost kapsy	λ	1,59E+09	[N/m]	1588	[N/μm]
hydraulický výkon čerpadla	H_p	3014	[W]		
ztrátový výkon kotouč 1253 ot/min	H_f	899	[W]		
ztrátový výkon kotouč 2005 ot/min	H_f	2301	[W]		
ztrátový výkon kotouč 3008 ot/min	H_f	3883	[W]		
ohřev oleje za 1 průchod ložiskem	$\Delta\tau$	12,7	[°]		
výška škrťící mezery	h_{nom}	50	[μm]		



8.2.2 Kontrolní výpočty ložisek

Tab. 15: Vstupní parametry pro kontrolní výpočty

Dodávaný tlak čerpadlem	P_s	100	[bar]
počes vstupních kapes	n	4	[ks]
průměr ložiska	D	140	[mm]
délka kapsy	a	140	[mm]
šířka kapsy	b	93,3	[mm]
hloubka kapsy	h_{kaps}	1	[mm]
šířka škrťící plochy	l	35	[mm]
výška škrťící mezery	h_{nom}	50	[μ m]
úhel mezi kapsami	Φ	30	[°]
úhel kapsy ložiska	Φ_{kaps}	60	[°]
konstanta regulátoru	K_r	3,11	[-]
minimální průtok regulátorem	Q_0	16	[ml/s]
typ použitého oleje ISO VG, při 40 °C	ν	10	[mm ² /s]
dynamická viskozita	η	0,00865	[Ns/m ²]
hustota oleje	ρ	865	[kg/m ³]

Kontrolní výpočty byly provedeny na základě analogie odvozené z Ohmova zákona [2]. V elektrickém systému platí $U = R \cdot I$, v hydraulickém systému obdobně platí $P = Q \cdot R$, kde P je tlak, Q je tok kapaliny a R je odpor kapaliny. [2] Pro kontrolní výpočty byl uvažován PM regulátor. Jeho chování je popsáno rovnicí (6.8).

Nejprve bylo důležité správně určit rozměry kapsy a také škrťících ploch v ložisku. Pro výpočet bude využit zjednodušený výpočet rovinné kapsy. V Tab. 15 jsou potřebné vstupní parametry potřebné ke kontrolnímu výpočtu. První neznámou, kterou je potřeba spočítat je velikost rozměru b na Obr. 48. [2]

$$\hat{b} = D_s \cdot \frac{\phi}{2} + 2 \cdot \hat{l} \quad (8.12)$$

ϕ – úhel kapsy ložiska

D_s – průměr ložiska

\hat{l} – šířka škrťící mezery

Následně, když máme vypočtené a určené rozměry kapes, je potřeba spočítat odpor kapaliny proudící přes škrťící mezeru. [2]



$$R_{kap} = \frac{12 \cdot \hat{l} \cdot \eta}{h_{nom}^3 \cdot 2 \cdot (a - \hat{l} + b - \hat{l})} \quad (8.13)$$

Dále je zapotřebí určit odpor při průtoku regulátorem. [2]

$$R_{reg} = \frac{\Delta p}{Q_r} \quad (8.14)$$

Průtok Q_r se určí na základě rovnice (6.8).

Δp – rozdíl tlaků před a za PM regulátorem

$$\Delta p = P_s - P_r \quad (8.15)$$

$$P_r = \frac{Q_0}{\frac{1}{R_{kap}} - \frac{Q_0 \cdot (K_r - 1)}{P_s}} \quad (8.16)$$

P_r – tlak v hydrostatické kapse

K_r – konstanta regulátoru

Celkový odpor tedy je.

$$R = R_{kap} + R_{reg} \quad (8.17)$$

Průtok ložiskem lze určit jako průtok regulátorem vynásobený počtem kapes (každá kapsa má svůj vlastní regulátor).

$$q = Q_r \cdot n \quad (8.18)$$

Poté lze také vyčíslit výkon čerpadla k protlačení oleje skrze ložisko. [2]

$$P_{čerp} = P_s \cdot q \quad (8.19)$$

Ztrátový výkon způsobený třením kapaliny je velmi důležitá hodnota pro určení oteplení oleje při průtoku skrze ložisko. [2]

$$P_{třerađ} = \eta \cdot v^2 \cdot \left(\frac{A_{šk1}}{h_{nom}} + \frac{4 \cdot A_{kap1}}{h_{nom} + h_{kap}} \right) \quad (8.20)$$

h_{kap} – je hloubka kapsy v HS ložisku, v tomto případě je hodnota 1 mm

$A_{šk1}$ – plocha škrtící mezery

A_{kap1} – plocha kapsy ložiska



Posledním parametrem, který je třeba získat, je tuhost, které je schopné takto navržené ložisko dosáhnout. Pro tento výpočet je ovšem zapotřebí určit také efektivní plochu ložiska. [2]

$$A_{ef} = (a - \hat{l}) \cdot (\hat{b} - \hat{l}) \quad (8.21)$$

Pro určení tuhosti kapsy je také zapotřebí určit reakční sílu kapsy.

$$F_{reak} = P_s \cdot A_{ef} \quad (8.22)$$

Následně určíme tuhost uložení. (Dvě kapsy se navzájem předepínají

$\rightarrow k \approx 2 \cdot k_{kapsa1}$).

$$k = \frac{2 \cdot F_{reak}}{h_{nom}} \quad (8.23)$$

Jeden z nejdůležitějších výpočtů pro správný návrh je ohřátí oleje při průchodu ložiskem. [2]

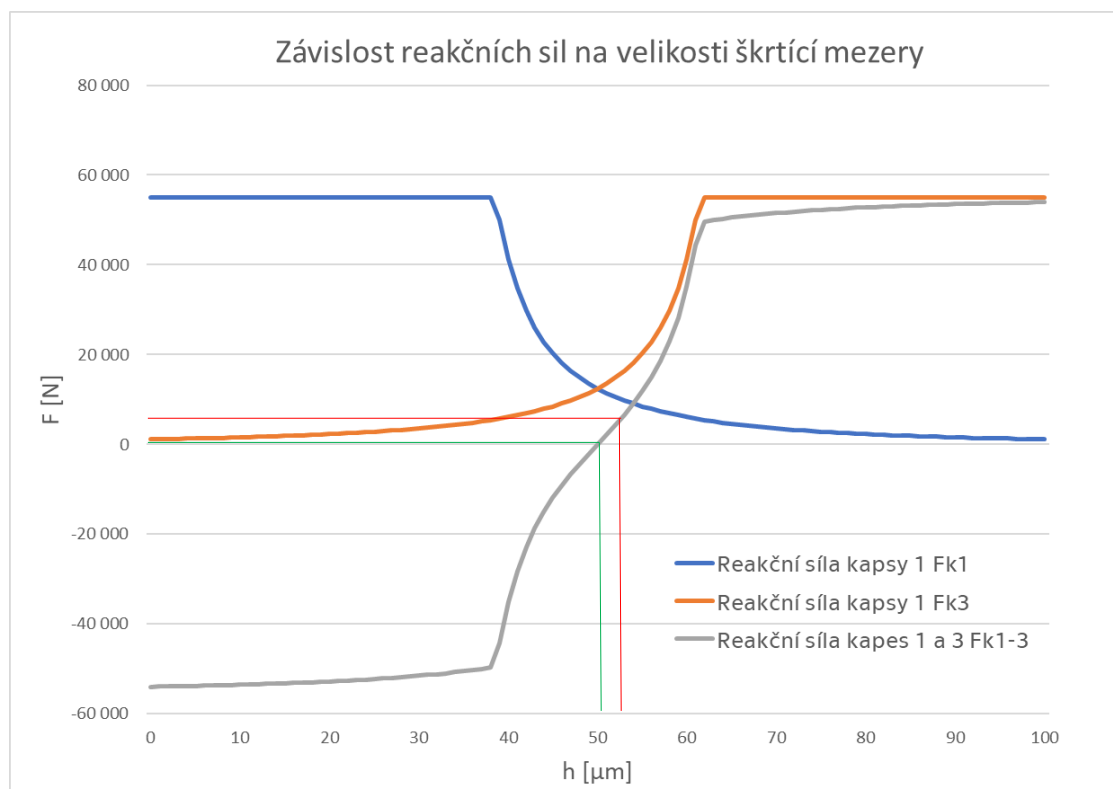
$$\Delta t = \frac{P_{třerad} + P_{čerp}}{c_p \cdot \rho \cdot q} \quad (8.24)$$

Tab. 16: Výsledná tabulka kontrolních výpočtů (stav bez zatížení)

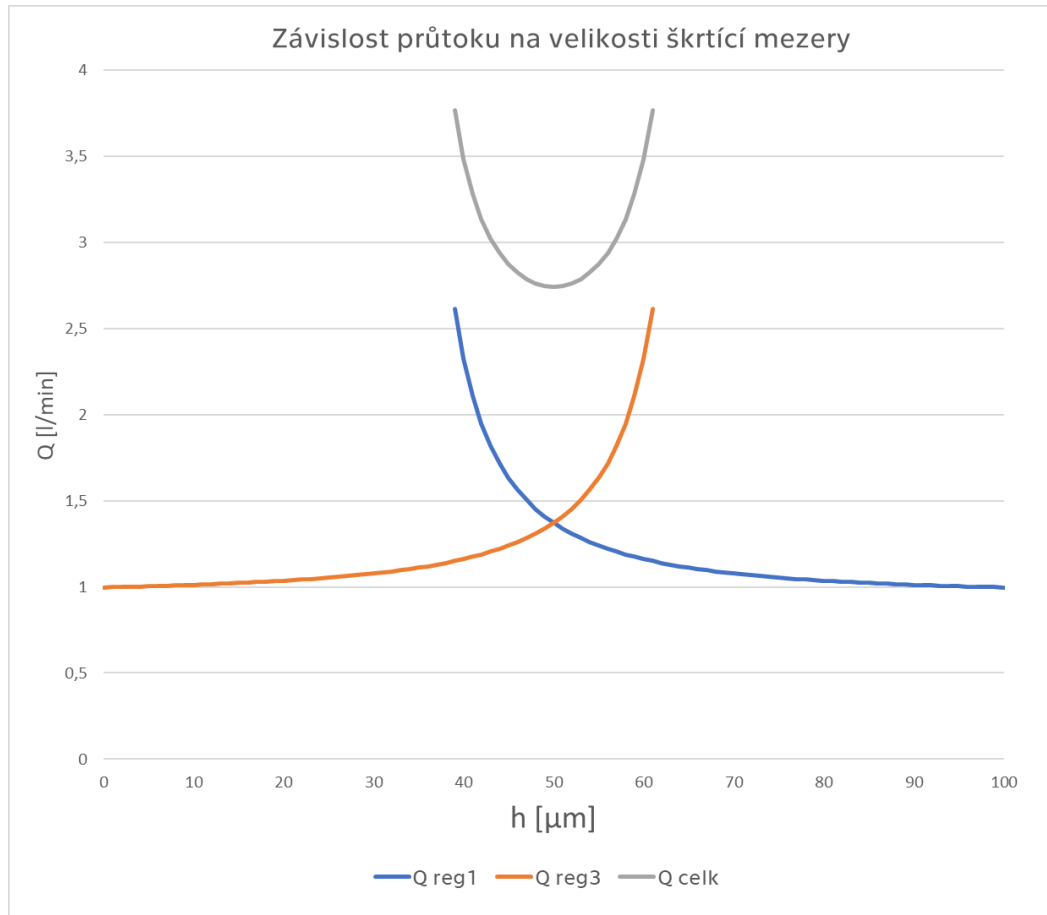
průtok ložiskem	q	9,1E-05	[m ³ /s]	5,49	[l/min]
obvodová rychlost	v _{obv}	22	[m/s]		
hydraulický výkon čerpadla	P _{čerpad}	915	[W]		
Ztrátový výkon při 3008 ot/min	P _{třerad}	972	[W]		
ohřátí oleje za průchod ložiskem	Δt	11,4	[°C]		
tuhost ložiska	k	2,45E+09	[N/m]	2449	[N/μm]
průměr ložiska	D	140	[mm]		
délka kapsy	a	140	[mm]		
šířka kapsy	b	93,3	[mm]		
hloubka kapsy	h _{kaps}	1	[mm]		
šířka škrťící plochy	l	35	[mm]		
výška škrťící mezery	h _{nom}	50	[μm]		
konstanta regulátoru	K _r	3,11	[-]		
minimální průtok regulátorem	Q ₀	16	[ml/s]		
typ použitého oleje ISO VG, při 40 °C	v	10	[mm ² /s]		
hustota oleje	ρ	865	[kg/m ³]		



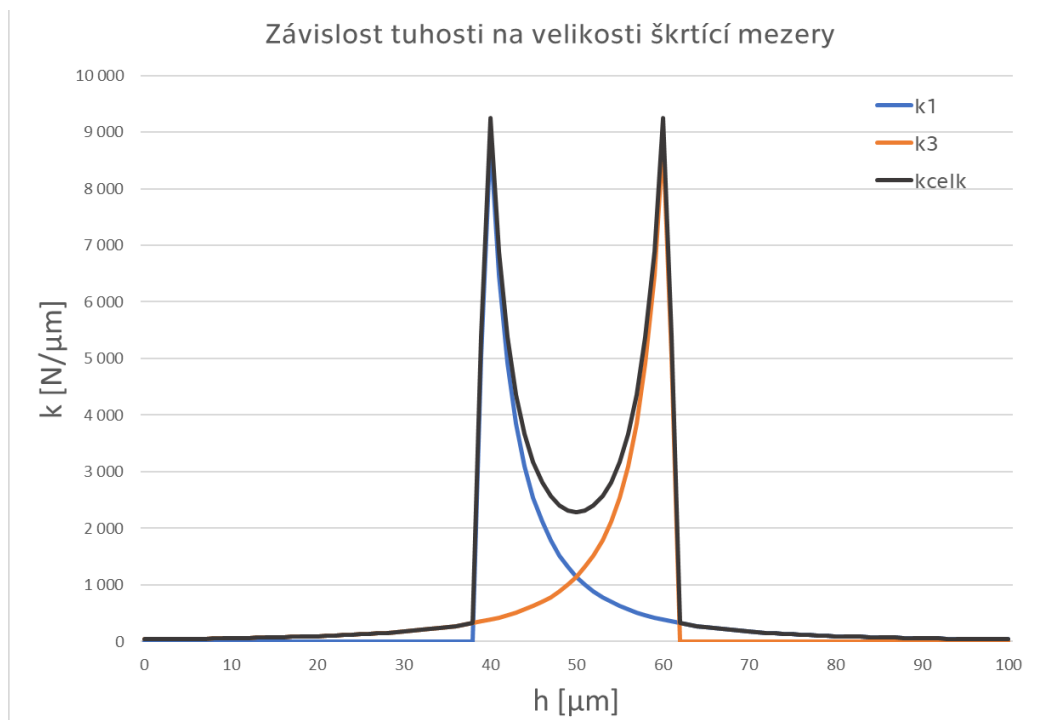
Na základě výpočtů bylo možné sestavit grafy závislosti průtoku, zobrazeného na Obr. 54, kde šedá křivka zobrazuje celkový průtok dvěma protějšími kapsami, na Obr. 52 jak je z grafu zřejmé, při nulové zatěžující síle je velikost mezery h_{nom} 50 μm (zelené přímky). V případě zatížení řeznou silou (červené přímky) se tato mezera na jedné straně zvětší a na druhé zmenší na tento nárůst zareaguje PM regulátor a zvýší průtok kapsou a tím pádem i sílu působící na hřídel. PM regulátor na druhé straně vřetene zareaguje také a membrána více uzavře průtok a tím se sníží síla působící na vřeteno. Obr. 53 zobrazuje závislost tuhosti dvou protějších kapes na velikosti škrťací mezery. Modrá a oranžová křivka jsou tuhosti jednotlivých kapes a šedá křivka zobrazuje celkovou tuhost.



Obr. 52: Graf závislosti reakčních sil kapes na velikosti škrťací mezery



Obr. 54: Graf závislosti průtoku kapes na velikosti škrťící mezery



Obr. 53: Graf závislosti tuhosti na velikosti škrťící mezery



8.2.3 Shrnutí po kontrole

Je patrné, že rozdíl mezi parametry vypočtenými v první fázi návrhu hydrostatického uložení a při kontrolních výpočtech je v případě průtoku oleje 12,59 l/min, rozdíl tuhosti činí 861 N/ μm , rozdíl ztrátových výkonů 2911 W, hydraulických výkonů čerpadla 2099 W a rozdíly teplot ohřátí oleje za průchod ložiskem 1,3 °C. Důvodem těchto rozdílů je chybovost při volbě parametrů a odečítání hodnot z grafů. Na základě tohoto výsledku bylo rozhodnuto, že kontrolní výpočty budou sloužit jako návrhové. Jelikož elektro-hydraulická analogie je prověřená a více využívaná než první varianta výpočtů.

8.2.4 Úprava parametrů a postupu výpočtu radiálního ložiska

Pro výpočet byly využity vzorce odvozené na základě analogie z Ohmova zákona. Výsledky těchto výpočtů ovšem byly neakceptovatelné. Důvodem je zbytečně velký průtok při průchodu ložiskem. Následně se tedy musí upravit parametry hydrostatického uložení pro správný chod tohoto systému.

Tab. 17: Tabulka výsledných hodnot po úpravě

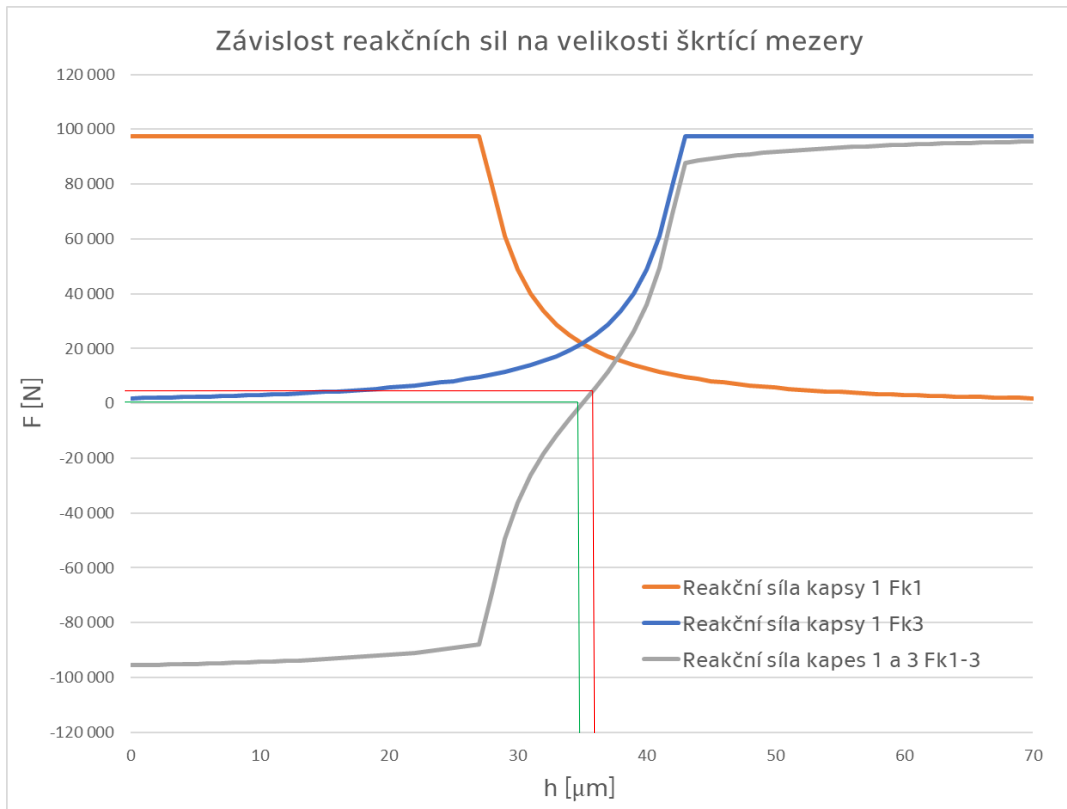
Dodávaný tlak čerpadlem	P_s	100	[bar]	10	*10 bar=1MPa
průměr ložiska	D	140	[mm]		
délka kapsy	a	140	[mm]		
šířka kapsy	b	93,3	[mm]		
hloubka kapsy	h_{kaps}	1	[mm]		
šířka škrťící plochy	l	10	[mm]		
výška škrťící mezery	h_{nom}	35	[μm]		
konstanta regulátoru	K_r	3,4	[-]		
minimální průtok regulátorem	Q_0	24	[ml/s]		
typ použitého oleje ISO VG, při 40 °C	v	10	[mm^2/s]		
hustota oleje	ρ	865	[kg/m^3]		
průtok ložiskem	q	1,4E-04	[m^3/s]	8,56	[l/min]
obvodová rychlost	v_{obv}	22	[m/s]		
hydraulický výkon čerpadla	$P_{\text{čerpad}}$	1426	[W]		
Ztrátový výkon při 3008 ot/min ohřátí oleje za průchod ložiskem	$P_{\text{třerad}}$	778	[W]		
	Δt	8,5	[°C]		
tuhost ložiska	k	6,19E+09	[N/m]	6188	[N/ μm]



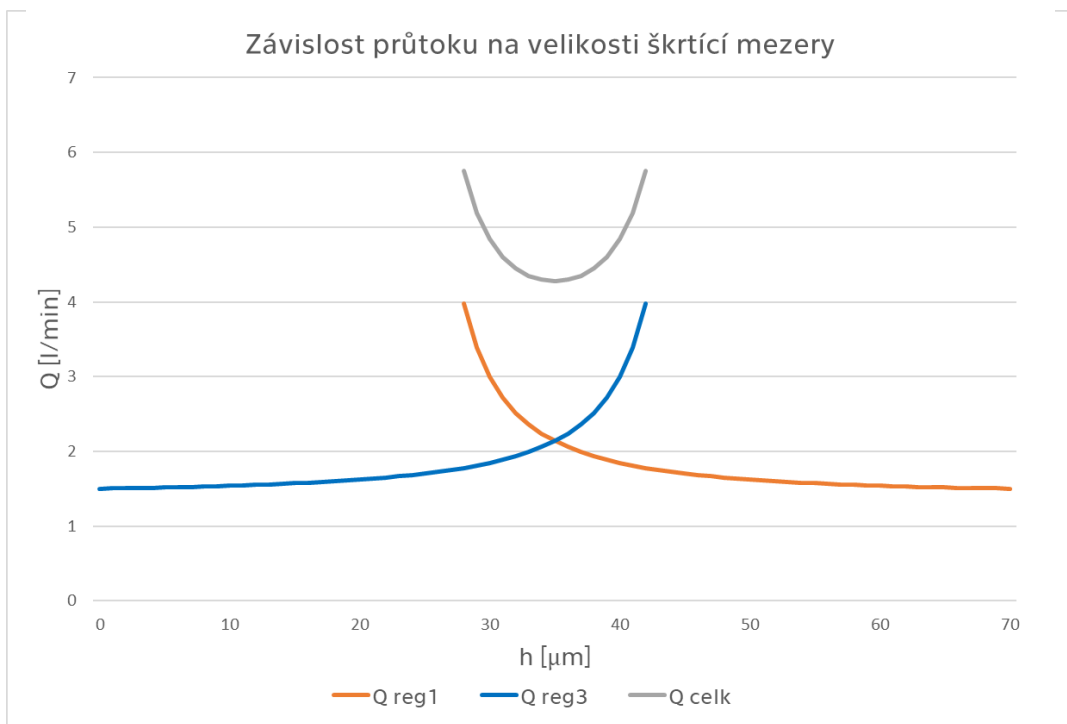
V Tab. 17 se nachází upravené hodnoty uložení, které zaručí chod systému. Parametry v Tab. 17 jsou spočítány pro jedno radiální ložisko, tudíž se musí hodnota průtoku pro celkové radiální uložení vynásobit dvěma. Celkový průtok vychází z rovnice (8.25) 17,12 l/min. Výsledné hodnoty platí pro obě radiální ložiska.[24]

$$q_{rcelk} = 2 \cdot q \quad (8.25)$$

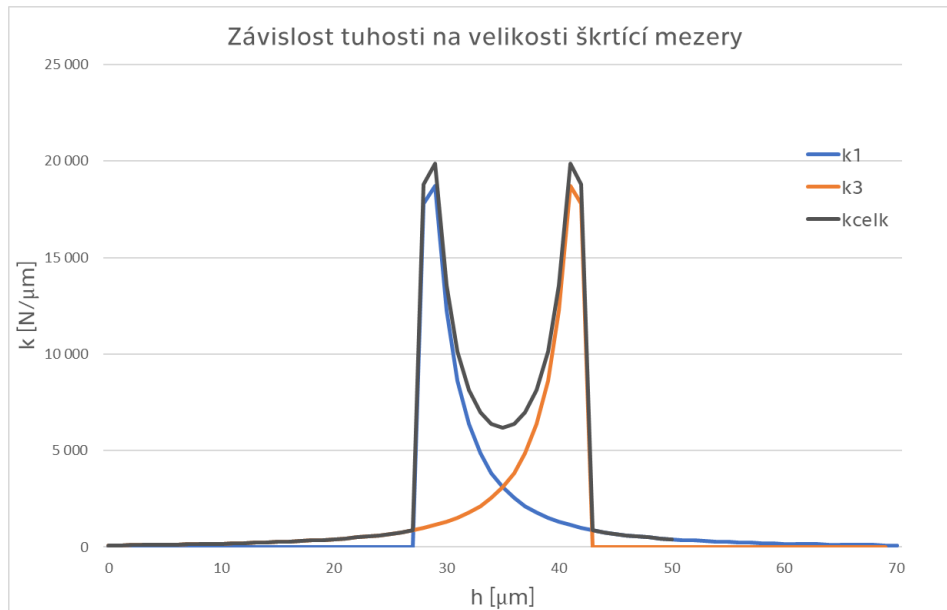
Na základě výpočtů bylo možné sestavit grafy závislosti průtoku, zobrazeného na Obr. 55, kde šedá křivka zobrazuje celkový průtok dvěma protějšními kapsami, na Obr. 56 jak je z grafu zřejmé, při nulové zatěžující síle ($F = P_t \cdot A_{ef}$) je velikost mezery h_{nom} 35 μm (zelené přímky). V případě zatížení řeznou silou (červené přímky) se tato mezera na jedné straně zvětší a na druhé zmenší na tento nárůst zareaguje PM regulátor a zvýší průtok kapsou a tím pádem i sílu působící na hřídel. PM regulátor na druhé straně vřetene zareaguje také a membrána více uzavře průtok a tím se sníží síla působící na vřeteno. Obr. 57 zobrazuje závislost tuhosti dvou protějšních kapes na velikosti škrťící mezery. Modrá a oranžová křivka jsou tuhosti jednotlivých kapes a šedá křivka zobrazuje celkovou tuhost.



Obr. 56: Graf závislosti reakčních sil na velikosti škrtící mezery



Obr. 55: Graf závislosti průtoku na velikosti škrtící mezery



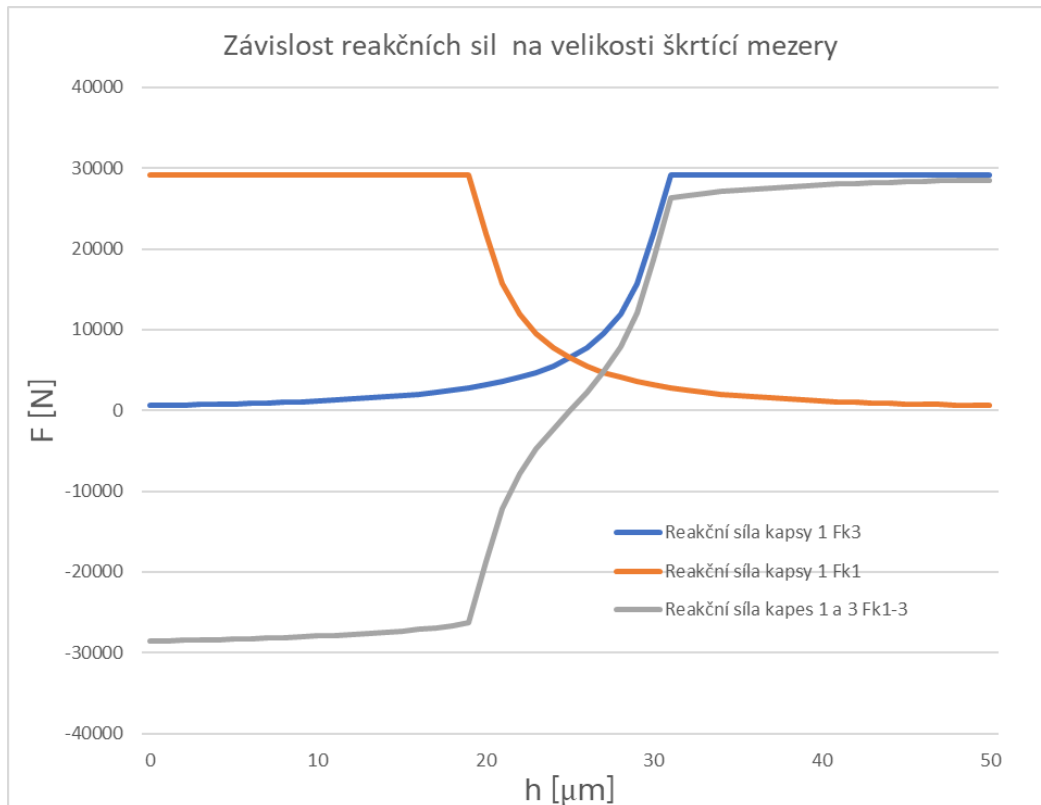
Obr. 57: Graf závislosti tuhosti na velikosti škrťací mezery

8.2.5 Axiální uložení

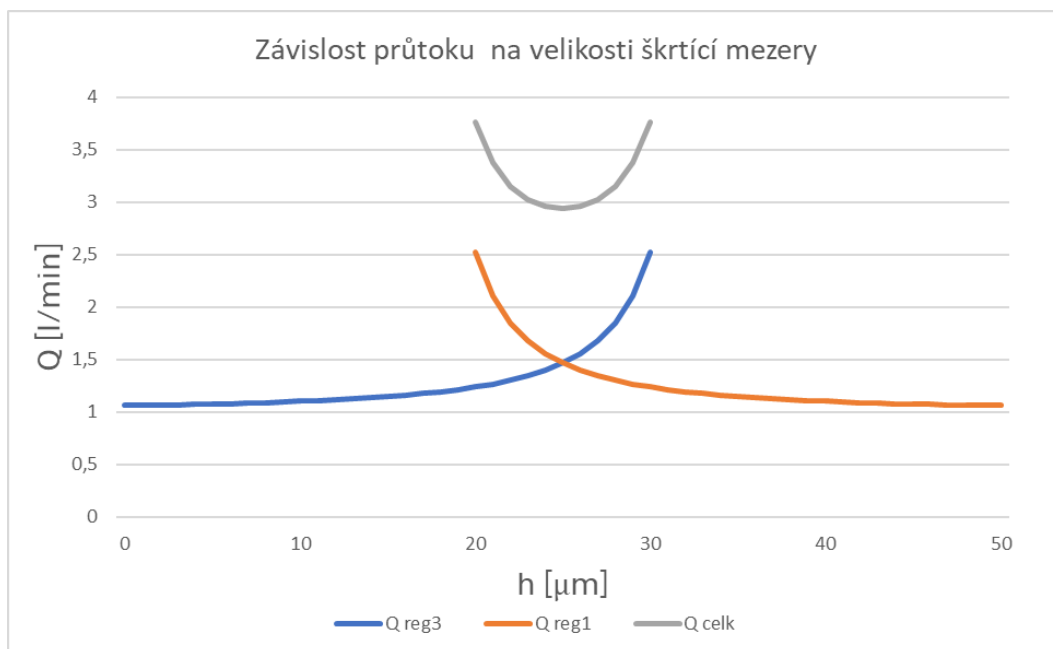
Při návrhu axiálního uložení byl zvolen postup využitím elektro-hydraulický analogie. Výpočtové rovnice jsou totožné jako pro případ radiálního uložení.

Tab. 18: Tabulka výsledných hodnot pro axiální uložení

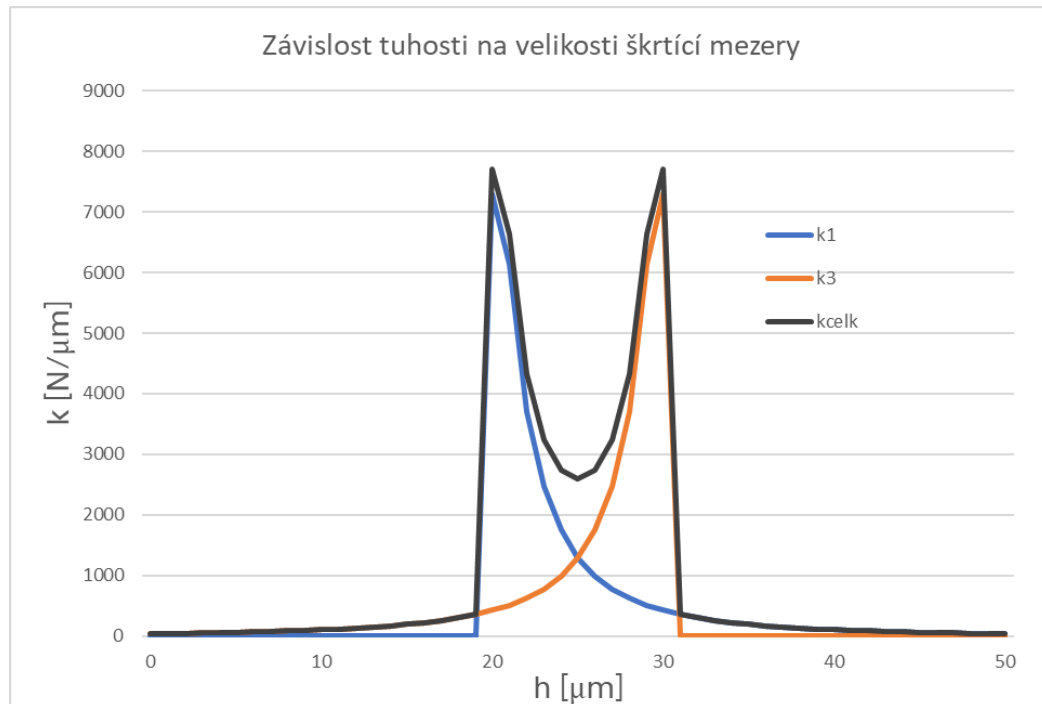
Dodávaný tlak čerpadlem	P_s	100	[bar]	
průměr ložiska	D	190	[mm]	
počet kapes	n	6	[ks]	
délka kapsy	a	190	[mm]	
šířka kapsy	b	23	[mm]	
hloubka kapsy	h_{kaps}	1	[mm]	
šířka škrťací plochy	l	5	[mm]	
výška škrťací mezery	h_{nom}	25	[μm]	
konstanta regulátoru	K_r	3,19	[-]	
minimální průtok regulátorem	Q_0	17	[ml/s]	
obvodová rychlost	v_{obv}	30	[m/s]	
typ použitého oleje ISO VG, při 40°C	v	10	[mm ² /s]	
hustota oleje	ρ	865	[kg/m ³]	
průtok ložiskem	q	1,47E-04	[m ³ /s]	8,81 [l/min]
obvodová rychlost	v_{obvax}	30	[m/s]	
hydraulický výkon čerpadla	$P_{čerpax}$	1468	[W]	
ztrátový výkon při 30008 ot/min	$P_{třeax}$	656	[W]	
ohřátí oleje za průchod ložiskem	Δt	8,0	[°C]	
tuhost ložiska	k	2,59E+09	[N/m]	2590 [N/μm]



Obr. 59: Graf závislosti reakčních sil na velikosti škrťící mezery



Obr. 58: Graf závislosti průtoku na velikosti škrťící mezery



Obr. 60: Graf závislosti tuhosti na velikosti škrťící mezery

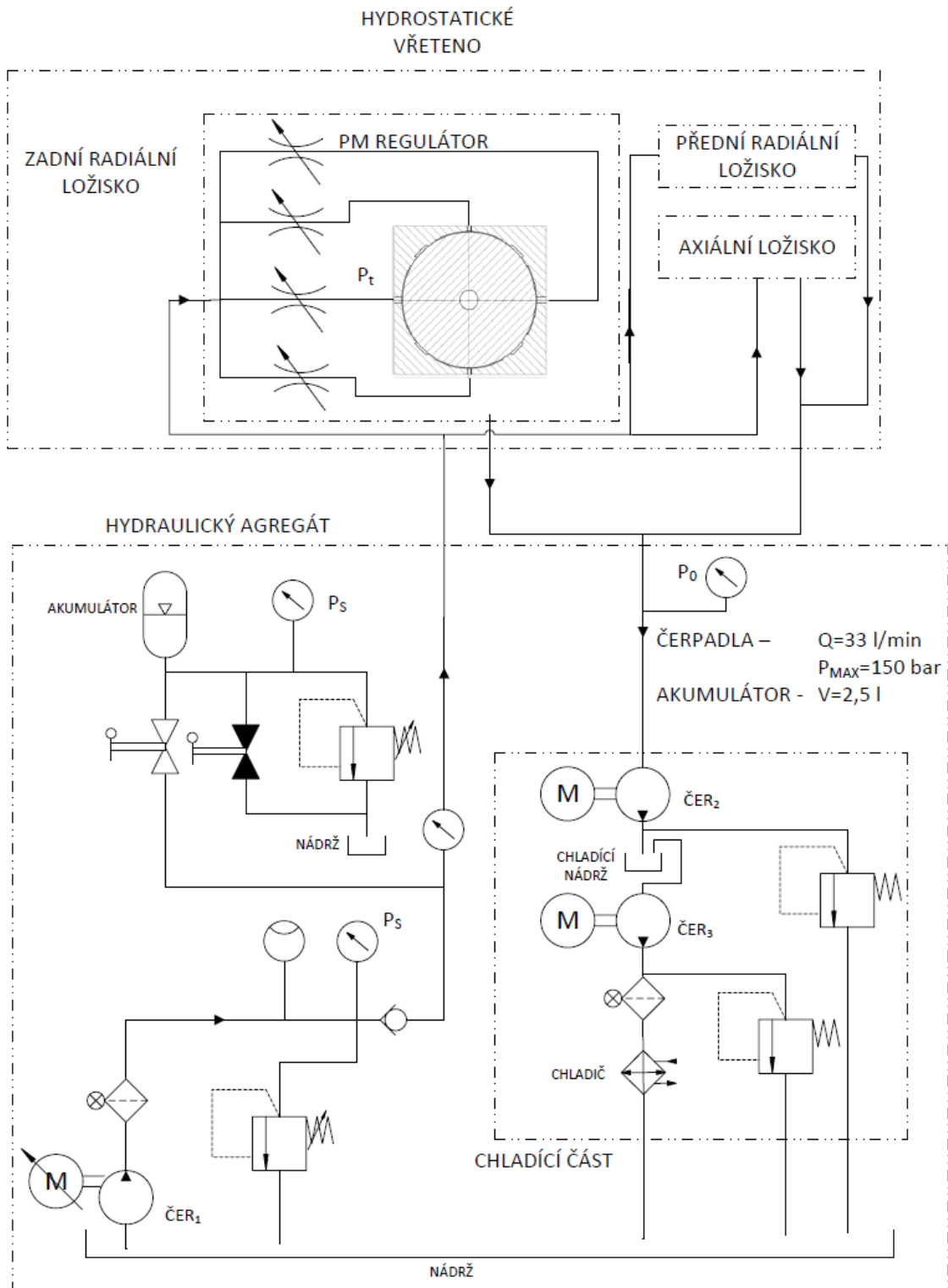
Na základě výpočtů bylo možné sestavit grafy závislosti průtoku, zobrazeného na Obr. 58, kde šedá křivka zobrazuje celkový průtok dvěma protějššími kapsami, na Obr. 59 jak je z grafu zřejmé, při nulové zatěžující síle je velikost mezery $h_{\text{nom}} 25 \mu\text{m}$. V případě zatížení řeznou silou se tato mezera na jedné straně zvětší a na druhé zmenší na tento nárůst zareaguje PM regulátor a zvýší průtok kapsou a tím pádem i sílu působící na hřídel. PM regulátor na druhé straně vřetene zareaguje také a membrána více uzavře průtok a tím se sníží síla působící na vřeteno. Obr. 60 zobrazuje závislost tuhosti dvou protějšších kapes na velikosti škrťící mezery. Modrá a oranžová křivka jsou tuhosti jednotlivých kapes a šedá křivka zobrazuje celkovou tuhost.

Z těchto výpočtů můžeme určit celkový průtok, který je nutný dodávat do obvodu.

$$q_{\text{celk}} = q_{\text{axcelk}} + q_{\text{rcelk}} \quad (8.26)$$
$$q_{\text{celk}} = 25,93 \text{ l/min}$$



9 Hydraulický obvod



Obr. 61: Schéma hydraulického obvodu



Byl navržen hydraulický obvod pro hydrostatické uložení brousicího vřetene (Obr. 61). Čerpadlo 1 s motorem je vybaveno frekvenčním měničem z důvodu kolísání průtoku při zatížení a zajištění nižšího oteplení oleje v nádrži. Frekvenční měnič upravuje otáčky motoru čerpadla, aby nedocházelo ke zbytečnému plýtvání energie a její přeměny na teplo. Dále je v hydraulickém obvodu akumulátor z důvodu zpoždění frekvenčního měniče a motoru, které bývá obvykle okolo 2 vteřin. Po tuto dobu musí akumulátor zajistit požadovaný tlak a průtok. Z vřeteníku olej odtéká za pomoci čerpadla 2 do nádrže pro výtok. Z této nádrže poté olej putuje skrze deskový chladič, následně filtrem až do velké nádrže. Tento tok oleje zajišťuje čerpadlo 3.

10 Návrh pohonu

Ze zadání diplomové práce je možné zjistit výkon motoru, který je určený pro pohon celého systému. Pro výkon $P_m = 45 \text{ kW}$ byl vybrán motor od firmy SIEMENS.

Data sheet for three-phase Squirrel-Cage-Motors SIMOTICS																								
Motor type : 1CV3206A										SIMOTICS SD - 200 L - IM B3 - 2p														
Client order no.					Item-No.					Offer no.														
Order no.					Consignment no.					Project														
Remarks																								
Electrical data										Safe Area														
U	Δ / Y	f	P	P	I	n	M	η ³⁾			cosφ ³⁾			I _k /I _N	M _k /M _N	M _k /M _N	IE-CL							
[V]		[Hz]	[kW]	[hp]	[A]	[1/min]	[Nm]	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4	I _k /I _N	T _k /T _N	T _k /T _N								
DOL duty (S1) - 155(F) to 130(B)																								
400	Δ	50	45.00	-/-	79.00	2950	146.0	94.0	94.5	93.9	0.87	0.84	0.76	7.1	2.5	3.2	IE3							
690	Y	50	45.00	-/-	46.00	2950	146.0	94.0	94.5	93.9	0.87	0.84	0.76	7.1	2.5	3.2	IE3							
460	Δ	60	51.00	-/-	78.00	3555	137.0	93.6	93.8	93.2	0.88	0.85	0.78	7.4	2.6	3.2	IE3							
460	Δ	60	45.00	-/-	70.00	3560	121.0	93.6	93.3	92.3	0.86	0.82	0.74	8.4	3.0	3.7	IE3							
IM B3 / IM 1001		FS 200 L			IP55		UKCA		IEC/EN 60034			IEC, DIN, ISO, VDE, EN												
Environmental conditions : -20 °C - +40 °C / 1000 m										Locked rotor time (hot / cold) : 22.7 s 44.6 s														
Mechanical data																								
Sound level (SPL / SWL) at 50Hz 60Hz					72 / 85 dB(A) ^{2) 3)}					78 / 91 dB(A) ^{2) 3)}					Vibration severity grade					A				
Moment of inertia					0.1700 kg m ²										Thermal class					F				
Bearing DE NDE					6212 2Z C3					6212 2Z C3					Duty type					S1				
bearing lifetime					40000 h					32000 h					Direction of rotation					bidirectional				
L _{10mh} , F _{add min} for coupling operation 50 60Hz ¹⁾					40000 h					32000 h					Frame material					cast iron				
Regreasing device					Without										Net weight of the motor (IM B3)					245 kg				
Grease nipple					-/-										Coating (paint finish)					Standard paint finish C2				
Type of bearing					Locating bearing NDE										Color, paint shade					RAL7030				
Condensate drainage holes					With (standard)										Motor protection					(B) 3 PTC thermistors - for tripping (2 terminals)				
External earthing terminal					With (standard)										Method of cooling					IC411 - self ventilated, surface cooled				
Terminal box																								
Terminal box position					top					Max. cross-sectional area					25 mm ²									
Material of terminal box					cast iron					Cable diameter from ... to ...					27 mm - 35 mm									
Type of terminal box					TB1 L01					Cable entry					2xM50x1,5-2xM20x1,5									
Contact screw thread					M6					Cable gland					4 plugs									

Obr. 62: Datasheet k motoru SIEMENS



Jedná se o motor SIMOTICS SD - 200 L - IM B3 - 2p. Typ motoru je 1CV3206A. Technický list k motoru je možné vidět na Obr. 62. Výkon motoru, který spotřebuje ztrátový výkon celého systému je určen v rovnici(10.1).

$$P_{třecelk} = 6 \cdot P_{třeax} + 8 \cdot P_{třerad} = 10,16 \text{ kW} \quad (10.1)$$

Na základě tohoto výpočtu motor splňuje podmínku minimálního výkonu pro uvedení systému do pohybu.

Tab. 19: Parametry pro výpočet pohonu

výkon motoru	P_m	45	[kW]
vzdálenost osy motoru a osy vřetene	a	424	[mm]
otáčky hřídele	n	3008	[ot/min]
otáčky motoru	n_m	2950	[ot/min]
kroučící moment motoru	M_m	146	[Nm]
průměr řemenice na motoru	D_m	165	[mm]
průměr řemenice na hřídeli vřetene	d	160	[mm]
Maximální výkon přenesený jedním klínem	P_{1max}	7,41	[kW]

Tab. 20: Tabulka pro výběr profilu řemenu [23]

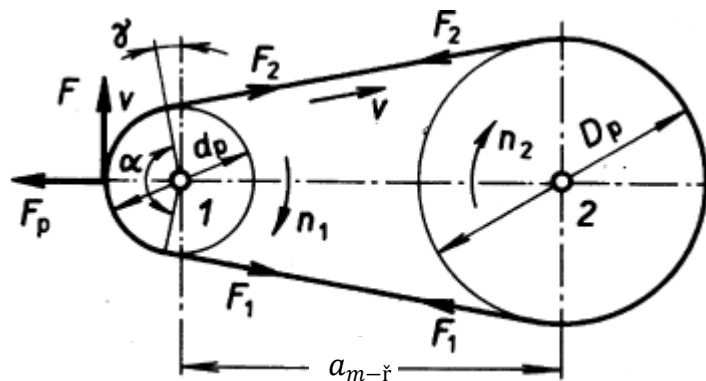
Riemenprofil Belt profile	PH	PJ	PJ- POWER	PJ- ELAST	PK	PK- POWER	PK- ELAST	PL	PL- POWER	PM	PM- POWER
Abbildung im Maßstab 1:1 Shown at scale of 1:1											
Rippenabstand s [mm] Rib center distance s [mm]	1,60	2,34			3,56			4,70		9,40	
Riemenhöhe h = [mm] Belt height h = [mm]	2,50*	3,80 / 3,50*			5,00 / 4,60*			9,00/ 7,80*		14,50*	
Rückenhöhe h _r [mm] Backing height h _r [mm]	0,70	1,10			1,10			1,50		2,00	
Gewicht pro Rippe [kg/m] Weight per rib [kg/m]	0,0045	0,009			0,021			0,040		0,120	
Max. Riemen- geschwindigkeiten [m/s] Max. belt speeds [m/s]	60,00	60,00	30,00	60,00	50,00	25,00	50,00	40,00	20,00	35,00	17,50
Maximale Leistungsüber- tragung [kW] je Rippe Max. power transmission [kW] per rib	1,13	3,07	4,61	2,76	6,51	9,77	5,86	7,41	11,12	29,04	43,56



Výkon je přenášený pomocí klínového řemene od firmy CONTINENTAL, řemen typu CONTI V Multirib. Profil zvoleného řemene je PL. Řemen byl vybrán podle následujících výpočtů pohonu. [24]

Nejprve se z parametrů v Tab. 19 byl vypočten rychlost řemene.

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot \frac{n}{60}}{1000} \quad (10.2)$$



Obr. 63: Rozložení sil při řemenovém převodu [28]

Řemen přenáší obvodovou sílu z hnací řemenice na hnanou řemenici:

$$F = \frac{1000 \cdot P_m}{v} \quad (10.3)$$

Přenos se uskuteční za pomoci tření, které vznikne přitlačením řemene na věnec řemenice. Přitlačení řemene je způsobeno předepnutím řemene v klidovém stavu. Za běhu se v tažné větvi síla zvětší na F_1 a ve větvi tažené naopak zmenší na F_2 .

Výpočet sil F_1 a F_2 :

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha}}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} \quad (10.4)$$

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} \quad (10.5)$$

f_k – je součinitel tření klínového řemenu

α – celkový úhel opásání malé řemenice



Součinitel tření klínového řemene lze vypočítat z následujících rovnic. Nejprve byl vypočten součinitel tření pro plochý řemen ze vztahu (8.7)

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v \quad (10.6)$$

$f_0 = 0,35$ – konstanta pro pryžový řemen

Součinitel pro klínový řemen je určen jako:

$$f_k = 3 \cdot f \quad (10.7)$$

Následně může být vypočtena síla, které je potřebná pro správné předpětí řemenu.

$$F_{\text{před}} = \frac{F_1 + F_2}{2} \quad (10.8)$$

Jako poslední je potřeba určit výslednou sílu, která bude působit na hřídel.

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(2 \cdot \gamma)} \quad (10.9)$$

$$\gamma = 90^\circ - \frac{\alpha}{2} \quad (10.10)$$

Pro správné přenesení výkonu do řezu je potřeba určit počet klínů řemene.

$$N_{\text{klín}} = \frac{P_m}{P_{1\text{max}}} \quad (10.11)$$

P_m – výkon motoru

$P_{1\text{max}}$ – maximální výkon, který přeneseme jeden klín

Hodnotu $P_{1\text{max}}$ lze vyčíst z Tab. 20 podle zvoleného typu řemenu. Dále je také zapotřebí určit délku řemenu. [26]

$$L_p = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_m + d) + \frac{(D_m - d)^2}{4 \cdot a_{m-\check{r}}} \quad (10.12)$$

$a_{m-\check{r}}$ – vzdálenost osy motoru a osy vřetene

D_m – průměr řemenice na motoru

$d_{\check{r}}$ – průměr řemenice na vřetení



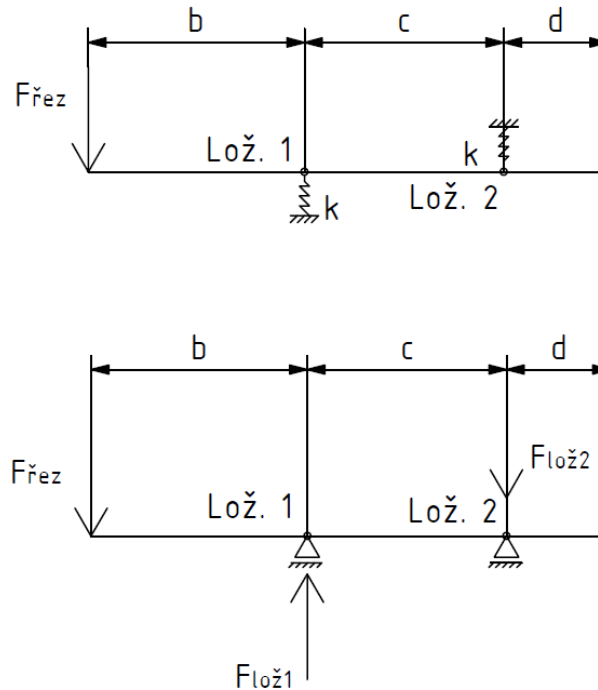
V Tab. 21 jsou vypočtené hodnoty pro návrh řemenového pohonu hydrostatického systému. Volím klínový řemen od firmy CONTINENTAL. Typ řemenu CONTI V MULTIRIB PL.

Tab. 21: Výsledné hodnoty pro návrh řemenového pohonu

délka řemene	L_p	1359	[mm]
minimální osová vzdálenost	a_{\min}	404	[mm]
maximální osová vzdálenost	a_{\max}	465	[mm]
obvodová rychlost řemene	v	25,49	[m/s]
opásání řemenice vřetene	α_2	179	[°]
opásání řemenice motoru	α_1	181	[°]
potřebný počet klínů	$N_{\text{klín}}$	7	[ks]
tahová síla	F	1766	[N]
síla v zatížené větvi řemene	F_1	2023	[N]
síla v odlehčené větvi řemene	F_2	295	[N]
předpětí řemene	$F_{\text{před}}$	1159	[N]
celková radiální síla	F_r	2196	[N]

11 Výpočet tuhosti vřetene

Díky předchozím výpočtům můžeme nyní určit tuhost celého systému v místě kotouče. Toto posunutí bude určeno za stavu, kdy je hřídel zatížena řeznou silou. Pro výpočet byla hřídel uvažována jako dokonale tuhá. Zjednodušený výpočetní model je vidět na Obr. 64.



Obr. 64: Zjednodušený výpočetní model zatížení hřídele

Jako první bylo nutné určit rovnovážné rovnice sil ve svislém směru.

$$y: -F_{\text{řez}} + F_{\text{lož1}} - F_{\text{lož2}} = 0 \quad (11.1)$$

$F_{\text{lož1}}, F_{\text{lož2}}$ – síly vyvolané od ložisek

$F_{\text{řez}}$ – síly vyvolaná tíhou kotouče a jeho přírubou

Dále se určí momentová rovnice okolo ložiska 1.

$$M_1: F_{\text{řez}} \cdot b - F_{\text{lož2}} \cdot c = 0 \quad (11.2)$$

Jako další byly vypočteny reakční síly v ložiskách.

$$F_{\text{lož2}} = \frac{F_{\text{řez}} \cdot b}{c} \quad (11.3)$$

$$F_{\text{lož1}} = F_{\text{řez}} + F_{\text{lož2}} \quad (11.4)$$



Následně můžeme určit posunutí v předním radiálním ložisku a tím zjistit úhel natočení hřídele α .

$$\Delta y_1 = \frac{F_{lož1}}{k} \quad (11.5)$$

k – tuhost uložení

$$\alpha_n = \arctg\left(\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{c}\right) \quad (11.6)$$

Nyní už můžeme určit již celkové posunutí v místě kotouče.

$$\Delta y_{kot} = \Delta y_1 + b \cdot tg(\alpha) \quad (11.7)$$

Průběžné a výsledné hodnoty jsou k nalezení v Tab. 22.

Tab. 22: Tabulka výpočtu posunutí

tuhost radiální	k	6,19E+09	[N/m]	6188	[N/ μ m]
řezná síla	$F_{řez}$	2845,00	[N]		
vzdálenosti					
střed řemenice na střed kotouče	a	0,74	[m]	740	[mm]
kotouč k 1. radiálnímu ložisku	b	0,308	[m]	308	[mm]
mezi ložisky	c	0,284	[m]	284	[mm]
zadní ložisko a řemenice	d	0,148	[m]	148	[mm]
síla od prvního ložiska	$F_{lož1}$	5930	[N]		
síla od druhého ložiska	$F_{lož2}$	3085	[N]		
posunutí v prvním ložisku	Δy_1	9,58E-07	[m]	0,96	[μ m]
posunutí v druhém ložisku	Δy_2	4,99E-07	[m]	0,50	[μ m]
úhel α	α_n	5,13E-06	[rad]		
posunutí v místě kotouče	Δy_{kot}	2,54E-06	[m]	2,54	[μ m]

Z těchto výpočtů poté můžeme určit výslednou tuhost soustavy v místě kotouče, která je:

$$K_{celk} = \frac{F_{řez}}{\Delta y_{kot}} = 1120 \text{ N}/\mu\text{m} \quad (11.8)$$



12 Montáž a zprovoznění systému

Před montáží je nutné pečlivě zkontrolovat rozměry dílců hydrostatického vedení a vše důkladně vyčistit. Zkontrolovat odstranění otřepů a špon z jednotlivých maznic. Při montáži celého systému je nutné dbát velké opatrnosti, aby nedošlo k poškození součástí. Jako první část se do vřeteníku za pomoci šroubů DIN 6912 M8-25 připevní PM regulátory s charakteristickým rozměrem 65. Nyní je nutné dbát na správné umístění regulátoru tak, aby na sebe seděly vyvrtané díry ve vřeteníku a v PM regulátoru. Další jsou na řadě kryty PM regulátorů. Do předem připravené drážky se nasadí gumové těsnění a poté se tyto kryty pomocí šroubů CSN 3932 M4-10 připevní k vřeteníku. Dále se zasune hřídel do vřeteníku. Jako další se do předního a zadního krytu nasunou těsnění PS SEAL MEC04-14130 tak, aby pravá strana, jak je vidět na Obr. 46, směřovala dovnitř vřetena. Dále se tyto kryty nasunou na hřídel a pomocí šroubu CSN 02 1143 A M8-35 připevní k vřeteníku. Poté se na přední část hřídele nasadí vymežovací kroužek a k tomuto kroužku se za studena nalisuje spodní část labyrintového těsnění. Následně se pomocí šroubů CSN 3932 M5-14 připevní horní část labyrintového těsnění. Poté se do hřídele nasune vyvažování Marposs ST60x243 4200gcm. Dále se na přední část hřídele pomocí šroubu DIN 7984 M6-16 přišroubuje pero 20e7x12x70 DIN 6885 C. Stejný postup se opakuje pro pero v zadní části hřídele akorát šroubem DIN 7984 M5-12 a pero 16e7x8,3x45 DIN 6885 C. Poté se na přední část hřídele nasune příruba pro upevnění brusného kotouče a přišroubuje se za pomoci pojistné hlavy a šroubů DIN 912 M10-25. Jako poslední se na druhou stranu hřídele nasune řemenice a pomocí příruby a šroubů DIN 912 M6-16 se připevní. Takto připravený vřeteník je poté možné nainstalovat do stroje.

Pro správné zprovoznění vřetene je důležité mít správně připojené hadice pro přívod a odvod oleje. Ve stavu bez otáčení je nutné ověřit



dosažení návrhových tlaku P_t v jednotlivých kapsách, prověřit průtok oleje a zkontrolovat pasivní odpory při pomalém otáčení.



13 Závěr

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout hydrostatické uložení brousicího vřeteníku hrotové brusky.

V rešeršní části bylo probráno broušení obecně a dále bylo specifikováno, pro jaký typ broušení se bude vřeteno navrhovat. Dále byl prozkoumán dosavadní trh výrobců hydrostatických vřeten a jejich parametrů. Následující část se pak více zaměřila na hydrostatická ložiska a jejich typy. Dalším důležitým prvkem, který byl také rozebrán v této části diplomové práce jsou regulátory průtoku. Na základě průzkumu bylo určeno, že pro pozdější návrh budou využity PM regulátory od firmy Hyprostatik.

Další částí bylo navrhnutí třech variant, ze kterých se později vybrala ta nejlepší, na základě zvolených faktorů. V další kapitole bylo zapotřebí správně navrhnout materiál částí ložiska.

Pro výpočty radiálního uložení byla nejdříve využita empirická metoda podle literatury od Brian W. Rowe, Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design, ve které byly určeny výpočtové koeficienty za pomoci grafů. Ke kontrole tohoto výpočtu byla využita standartní metoda založená na elektro-hydraulické analogii. Po kontrole byla zjištěna značná neshoda ve vypočtených parametrech. Rozdíly ve výpočtech byly pravděpodobně zapříčiněny nepřesným určením koeficientů z grafů, které byly k dispozici. Bylo rozhodnuto, že pro návrhové výpočty bude využito elektro-hydraulické analogie. Následně byl tento typ výpočtu použit také pro výpočet axiálního uložení vřetene.

V neposlední řadě bylo nutné také schematicky navrhnout hydraulický obvod, aby systém běžel hladce a předešlo se nechtěným kolizím. Následně byl určen řemenový převod, který přenese potřebný výkon do řezu. Dále proběhla kontrola při zatížení hřídele gravitační silou



způsobenou tíhou kotouče a příruby. Jako poslední bylo nutné se zaměřit také na montáž a správný proces oživení celého systému.

Tento typ uložení zajistí vyšší tlumení, tuhost a také žádné opotřebení systému rotačních součástí. Nevýhodou tohoto typu uložení je ovšem velká cenová náročnost výroby jednotlivých součástí z důvodu vysokých nároků na geometrické přesnosti.

Navržené vřeteno je poháněno asynchronním motorem od firmy SIEMENS o výkonu 45kW. Tento výkon je pomocí řemenu od firmy CONTINENTAL, typ řemenu je CONTI V MULTRIRIB PL, přenášen na hřídel a do řezu. Hřídel je vyrobena z nerezové oceli a je nasunuta do vřeteníku. Vřeteník je odlit z šedé litiny a následně obroben do finálních rozměrů. Části ložisek jsou povlakovány bronzem. Celý systém je utěsněn pomocí těsnění PS SEAL od firmy GARLOCK, která jsou umístěna v přírubách a přišroubována k vřeteníku. Labyrintové těsnění ze strany kotouče chrání předního těsnění před zanesením nečist a následným poškozením. Přední část hřídele je obrobena do tvaru kužele A6, který slouží k přesnému nasazení příruby s brusným kotoučem.

Pro vybranou variantu byl následně vytvořen výkres sestavy a také výrobní výkresy třech součástí systému.



14 Seznamy

Použitá literatura a zdroje

- [1] ROWE, W.Brian. *Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design*. Oxford: ELSEVIER, 2012. ISBN 978-0-12-396994-1.
- [2] SLOCUM, Alexander H. *Precision Machine Design*. B.m.: Society of Manufacturing Engineers, 1992. ISBN 978-0-87263-492-3.
- [3] ŘASA, Jaroslav a Vladimír GABRIEL. *Strojírenská technologie 3*. 2. vydání. Praha: Scientia, nedatováno. ISBN 80-7183-337-1.
- [4] KOČMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Brno: Akademické nakladatelství CERN, nedatováno. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [5] MASLOV, J.N. *Teorie a broušení kovů*. B.m.: SNTL, nedatováno.
- [6] BRENÍK, P. a J. PÍČ. *Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty*. 2. vydání. Praha: SNTL, nedatováno. ISBN 04-235-86.
- [7] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 3. část*. 1. vydání. Brno: VUT, nedatováno.
- [8] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vydání. Brno: VUT, nedatováno. ISBN 80-214-0470-1.
- [9] About | Hydrostatic Bearings. *Weibo Precision* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.fluidstatic.com/about>
- [10] *History* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.zollern.com/en/company/history/>
- [11] *ZOLLERN-Broschu__re_Hydrostatik_ENG.pdf* [online]. [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: https://www.zollern.com/fileadmin/data/ZHA_Hydrostatik/files/en/ZOLLERN-Broschu__re_Hydrostatik_ENG.pdf



- [12] *History* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.weissgmbh.com/en/company/history/>
- [13] *History - SPL Spindel und Präzisionslager GmbH* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.spindelhersteller.com/en/company/history.php>
- [14] *SPL hydrostatic spindles for machine tools and test rigs* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: https://www.spindelhersteller.com/en/products/hydrostatic_spindles.php
- [15] *Company / Omlat - High quality Electrospindles* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.omlat.com/en/azienda/>
- [16] *linea_rettifica_catalogo_omlat.pdf* [online]. [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: https://www.omlat.com/pdf/linea_rettifica_catalogo_omlat.pdf
- [17] *About Us. About Us* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://www.marposs.com/eng/company-profile/about-us>
- [18] *GESCHICHTE / Hyprostatik* [online]. 2. leden 2023 [vid. 2023-01-02]. Dostupné z: <https://hyprostatik.de/geschichte/>
- [19] *HYPROSTATIK_Flyer_Aussenschleifspindeln_outer-grinding-spindles.pdf* [online]. [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: https://hyprostatik.de/wp-content/uploads/2022/10/HYPROSTATIK_Flyer_Aussenschleifspindeln_outer-grinding-spindles.pdf
- [20] *Hydrostat. Storage / Hyprostatik* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://hyprostatik.de/products-service/hydrostat-storage/?lang=en>
- [21] *TECHNOLOGIE / Hyprostatik* [online]. 29. prosinec 2022 [vid. 2022-12-29]. Dostupné z: <https://hyprostatik.de/technologie/>
- [22] *162391773642-81-katalog-dlic-prtoku-dp.pdf* [online]. [vid. 2023-07-17]. Dostupné z: <https://www.jihostroj.com/files/jihostroj/uploads/files/katalogy-2021/162391773642-81-katalog-dlic-prtoku-dp.pdf>



- [23] MEC04-12334 | PS-SEAL® PTFE Shaft Seal | Garlock [online]. [vid. 2023-07-17]. Dostupné z: <https://www.garlock.com/product/mec04-12334>
- [24] PTG9271-DeEn-Multirib.pdf [online]. [vid. 2023-07-09]. Dostupné z: <https://www.continental-industry.com/getmedia/97cad0ed-bdb5-414a-bd33-621901f70137/PTG9271-DeEn-Multirib.pdf>
- [25] WECK, Manfred. *Werkzeugmaschinen: Konstruktion und Berechnung*. B.m.: VDI-Verlag, 1985. ISBN 978-3-18-400711-9.
- [26] BOLEK, Alfred. *Části strojů* [online]. 2. svazek. Praha: SNTL, 1990 [vid. 2023-07-17]. Dostupné z: <https://search.mlp.cz/cz/titul/casti-stroju/33006/>



Seznam obrázků

Obr. 1: Broušení volným brusivem [2]	14
Obr. 2: Záběr brousicích zrn [1]	15
Obr. 3: Rozklad řezné síly při broušení na jednotlivé složky [6]	16
Obr. 4: Metody broušení [3]	17
Obr. 5: Typy rozhraní upínání kotouče [4]	18
Obr. 6: Mazání vřeten olejovou mlhou [4]	19
Obr. 7: Turbína [4]	20
Obr. 8: Vestavěný elektromotor [4]	20
Obr. 9: Řemenový převod [4]	20
Obr. 10: Hydrostatické vřeteno WBS-L170 [7]	21
Obr. 11: Vyvrtávací hydrostatický vřeteník (ZOLLERN) [10]	22
Obr. 12: Hydrostatický brousicí vřeteník (ZOLLERN) [10]	23
Obr. 13: Kluzné ložisko (ZOLLERN) [10]	23
Obr. 14: Rotační stůl pro měřící stroje (ZOLLERN) [10]	24
Obr. 15: Hydrostatické vřeteno (SPL) [12]	25
Obr. 16: Hydrostatické vřeteno G170 – H (Omlat) [15]	27
Obr. 17: Vřeteno pro vnitřní broušení G63A-I (Omlat) [15]	28
Obr. 18: Hydrostatické vřeteno G107-H (Omlat) [15]	29
Obr. 19: Závislost otáček na velikosti ložiska	32
Obr. 20: Aerostatické, hydrostatické a hydrodynamické ložisko [20]	33
Obr. 21: Hydrostatické a aerostatické ložisko s regulací průtoku [20]	35
Obr. 22: Varianty ložisek [20]	35
Obr. 23: Kapilární regulátor [20]	39
Obr. 24: Drážkový regulátor [20]	39
Obr. 25: Mezikružní regulátor [20]	39
Obr. 26: Kuželový regulátor [20]	40
Obr. 27: Základní clonka [20]	40
Obr. 28: Mezikružní clonka [20]	41
Obr. 29. Side-mounted a sériový druh PM regulátoru [21]	41
Obr. 30: PQ charakteristika PM regulátoru [21]	42



Obr. 31: Graf závislosti tuhosti na velikosti mezery [21].....	43
Obr. 32: Porovnání kapiláry a PM regulátoru [21]	43
Obr. 33: Řez a části membránového regulátoru [22].....	44
Obr. 34: Dělič průtoku pro konstantní průtok V_g [22]	44
Obr. 35: Varianta s kombinací sférického a radiální radiálního uložení. [20].....	46
Obr. 36: Varianta č.1	47
Obr. 37: Varianta č.2	47
Obr. 38: Varianta č.3	48
Obr. 39: Další možnosti využití kónických ložisek [20].....	49
Obr. 40: Řez osou vřetena	52
Obr. 41: Řez zadním radiálním ložiskem	53
Obr. 42: Pohled na spodní část vřeteníku	53
Obr. 43: Hřídel	54
Obr. 44: První část axiálního ložiska	54
Obr. 45: Druhá část axiálního ložiska	54
Obr. 46: GARLOCK PS SEAL [27]	55
Obr. 47: Rozložení kapes v radiálním ložisku.....	56
Obr. 48: Kapsa radiálního ložiska [20]	57
Obr. 49: Graf pro volbu tlakového poměru [20].....	59
Obr. 50: Graf pro volbu míry excentricity [20].....	60
Obr. 51: Graf pro volbu faktoru tuhosti [20].....	61
Obr. 52: Graf závislosti průtoku kapes na velikosti škrťací mezery.....	67
Obr. 53: Graf závislosti reakčních sil kapes na velikosti škrťací mezery	66
Obr. 54: Graf závislosti tuhosti na velikosti škrťací mezery	67
Obr. 55: Graf závislosti průtoku na velikosti škrťací mezery	70
Obr. 56: Graf závislosti reakčních sil na velikosti škrťací mezery.....	70
Obr. 57: Graf závislosti tuhosti na velikosti škrťací mezery	71
Obr. 58: Graf závislosti průtoku na velikosti škrťací mezery	72
Obr. 59: Graf závislosti reakčních sil na velikosti škrťací mezery.....	72
Obr. 60: Graf závislosti tuhosti na velikosti škrťací mezery	73
Obr. 61: Schéma hydraulického obvodu	74



Obr. 62: Datasheet k motoru SIEMENS.....	75
Obr. 63: Rozložení sil při řemenovém převodu [28].....	77
Obr. 64: Zjednodušený výpočetní model zatížení hřídele.....	80



Seznam tabulek

Tab. 1: Technické parametry vřetene [7]	21
Tab. 2: Technické parametry ložisek využívaných u brousicích vřeten [10]	24
Tab. 3: Technické parametry vřeten (SPL) [13]	26
Tab. 4: Technické vlastnosti vřetena, řemen (Omlat) [15]	27
Tab. 5: Technické vlastnosti vřetena, elektromotor (Omlat) [15]	27
Tab. 6: Technické parametry G63A-I (Omlat) [15]	28
Tab. 7: Technické parametry hydrostatického vřetena poháněného pomocí elektromotoru	30
Tab. 8: Technické parametry hydrostatického vřetena poháněného pomocí řemenu	30
Tab. 9: Porovnání výrobců vřeten	31
Tab. 10: Srovnání vybraných variant	50
Tab. 11: Vypočtené otáčky hřídele pro zadané kotouče	56
Tab. 12: Základní zvolené parametry	58
Tab. 13: Základní určené parametry z grafů	61
Tab. 14: Vypočtené hodnoty pro hydrostatické uložení (stav bez zátěže)	62
Tab. 15: Vstupní parametry pro kontrolní výpočty	63
Tab. 16: Výsledná tabulka kontrolních výpočtů	65
Tab. 17: Tabulka výsledných hodnot po úpravě	68
Tab. 18: Tabulka výsledných hodnot pro axiální uložení	71
Tab. 19: Tabulka pro výběr profilu řemenu [23]	76
Tab. 20: Parametry pro výpočet pohonu	76
Tab. 21: Výsledné hodnoty pro návrh řemenového pohonu	79
Tab. 22: Tabulka výpočtu posunutí	81



Elektronické přílohy

Technický list motoru SIEMENS

Výkres sestavy vřetene

Výrobní výkres vřeteníku

Výrobní výkres hřídele

Výrobní výkres druhé části axiálního ložiska