



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE REVOLVEROVÉ HLAVY PRO CNC SOUSTRUH S PŘÍMÝM POHONEM

DESIGN OF DIRECT DRIVE TOOL TURRET FOR CNC LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Mrkos

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Tůma, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Jan Mrkos
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Tůma, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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

Konstrukce revolverové hlavy pro CNC soustruh s přímým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Bude provedena rešerše zabývající se problematikou výměny nástrojů u soustruhů. Rešerše se bude rovněž zabývat konstrukčními principy a komponentami používanými pro stavbu revolverových hlav. Následně bude vypracován vlastní konstrukční návrh revolverové hlavy pro CNC soustruh.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu techniky v oblasti automatické výměny nástroje u CNC soustruhů.

Systémová analýza problematiky konstrukčních principů a komponent revolverových hlav CNC soustruhů.

Návrh variant konstrukce revolverové hlavy a zdůvodnění výběru vhodné varianty multikriteriálním způsobem.

Vlastní konstrukční návrh revolverové hlavy pro CNC soustruh dle předem dané specifikace parametrů z hlediska počtu nástrojů, způsobu upínání nástrojů.

Technické výpočty, týkající se návrhu pohonu hnaných nástrojů a

návrh pohonu pro otáčení revolverové hlavy, včetně návrhu zpevňovací jednotky revolverové hlavy.

3D model v libovolném CAD, výkres sestavy a tří vybraných dílů, kusovníky.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Vlastní závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.

EWS: Tool technologies [online], 2018 [cit. 2018-09-07]. Dostupné z: www.ews-tools.de

Sauter: Feinmechanik [online], 2018 [cit. 2018-09-07]. Dostupné z:
<http://www.sauter-feinmechanik.com>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje návrhu revolverové hlavy s přímým pohonem, která slouží jako nosný zásobník pro CNC soustruh. V úvodní části práce byla provedena rešerše v oblasti automatické výměny nástrojů se zaměřením na revolverové hlavy a jejich hlavní konstrukční uzly. Na úvodní rešerši navazuje hlavní část práce, která začíná volbou vhodných konstrukčních řešení, potom následuje představení konstrukčního návrhu zpracovaného pomocí CAD programu Autodesk Inventor 2021 a na závěr jsou klíčové prvky navržené konstrukce ověřeny výpočty.

ABSTRACT

The diploma thesis deals with the design of a direct drive tool turret, which serves as a tool magazine for a CNC lathe. In the introductory part of the work, a research was performed in the field of automatic tool change with a focus on tool turrets and their main structural units. The introductory research is followed by the main part of the work, which begins with the selection of appropriate design solutions, followed by a presentation of the tool turret design created in CAD software Autodesk Inventor 2021 and in the final part of thesis the key elements of the proposed design are verified by calculations.

KLÍČOVÁ SLOVA

Revolverová hlava, přímý pohon, BMT upínací systém

KEYWORDS

Tool turret, direct drive, BMT tooling system

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MRKOS, Jan. *Konstrukce revolverové hlavy pro CNC soustruh s přímým pohonem*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2021, 101 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Tůma, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych touto cestou poděkoval Ing. Jiřímu Tůmovi, Ph.D., vedoucímu diplomové práce, za vstřícný a ochotný přístup a mnoho cenných rad, které mi poskytl při vypracování této práce. Poděkování patří také mojí přítelkyni za velkou podporu při studiu.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Tůmy, Ph.D., a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. 5. 2021

.....

Mrkos Jan

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ	17
2.1	Vymezení pojmu a základní členění	17
2.2	Zásobníky	18
3	REVOLVEROVÁ HLAVA	21
3.1	Členění revolverových hlav	21
3.1.1	Disková revolverová hlava.....	21
3.1.2	Korunová revolverová hlava.....	23
3.1.3	Víceboká revolverová hlava	23
3.2	Hlavní konstrukční uzly diskové revolverové hlavy.....	24
3.2.1	Upínání nástrojových jednotek	24
3.2.2	Pohon rotačních nástrojů.....	26
3.2.3	Aretace revolverové hlavy	28
3.2.4	Přívod procesní kapaliny.....	30
3.3	Průzkum nabídky na trhu	31
3.3.1	Výrobní řada DM-TR (Diplomatic Automation).....	31
3.3.2	Výrobní řada 0.5.437.3xx (Sauter Feinmechanik).....	32
3.3.3	Výrobní řada TBMR (Baruffaldi).....	33
3.3.4	Zhodnocení průzkumu trhu.....	34
4	ROZBOR A VOLBA KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ	37
4.1	Zadání.....	37
4.2	Rozbor konstrukčních řešení.....	38
4.2.1	Vestavěný motor pro přímý pohon	38
4.2.2	Mechanismus pro připojení náhonu.....	42
4.2.3	Aretace revolverové hlavy	43
4.3	Dodavatelské řešení komponent	44
5	KONSTRUKČNÍ NÁVRH	45
5.1	Přímý pohon	45
5.1.1	Hřídele a ložiska	47
5.1.2	Enkodér	47
5.1.3	Pneumatický válec	48
5.1.4	Upevnění přímého pohonu k revolverové hlavě.....	49
5.2	Pohon a aretace revolverové hlavy	50
5.3	Přívod procesní kapaliny	53
5.4	Ochrana před nečistotami.....	54
6	VÝPOČTOVÝ NÁVRH	57
6.1	Výpočet rezných sil.....	57
6.1.1	Výpočet zatížení od soustružení	57
6.1.2	Výpočet zatížení od vrtání	58
6.1.3	Výpočet zatížení od frézování.....	59
6.2	Pohon revolverové hlavy.....	61
6.3	Čelní soukolí s přímými zuby	63
6.3.1	Navržené parametry soukolí	63
6.3.2	Stanovení základních rozměrů ozubení	63
6.3.3	Výpočet sil v ozubení.....	64

6.3.4	Kontrola napětí v patě zubu	65
6.4	Kontrolní výpočet vřetena	65
6.4.1	Výpočtový model	66
6.4.2	Deformace vřetena při soustružení	67
6.4.3	Deformace ložisek při soustružení	72
6.4.4	Celková deformace vřetena při soustružení	73
6.4.5	Deformace vřetena při vrtání	74
6.4.6	Deformace ložisek při vrtání	76
6.4.7	Celková deformace vřetena při vrtání	77
6.5	Kontrolní výpočet aretace hlavy	77
6.5.1	Tlačná pružina	77
6.5.2	Kontrola přitlačné síly	79
6.5.3	Tlak v hydraulickém okruhu	80
6.6	Kontrolní výpočet ložisek	81
6.6.1	Kontrola únosnosti ložisek při soustružení	81
6.6.2	Kontrola únosnosti ložisek při vrtání	82
6.6.3	Kontrola únosnosti ložiska A při zatížení od hydrauliky	82
6.6.4	Vyhodnocení kontrolního výpočtu únosnosti ložisek	83
6.7	Kontrolní výpočet drážkových spojů	83
7	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	85
8	ZÁVĚR	87
9	BIBLIOGRAFIE	89
10	SEZNAM SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	93
10.1	Seznam symbolů	93
10.2	Seznam obrázků	97
10.3	Seznam tabulek	98
11	SEZNAM PŘÍLOH	101

1 ÚVOD

Pro dosažení úspěchu na současném trhu a zajištění stálého růstu je pro firmy nezbytná neustálá snaha o zvyšování produktivity práce. Produktivita práce vyjadřuje objem vyprodukovaných hodnot připadající na jednotku spotřebované práce za určité časové období. V případě výroby je možné tuto produktivitu zvyšovat redukcí výrobního času v každé dílčí fázi výrobního procesu daného výrobku. Při výrobě pomocí technologie třískového obrábění jde především o snižování hlavního času, kdy stroj odebírá třísku, a vedlejších časů, které zahrnují například přestavování nástroje vůči obrobku, výměnu nástrojů a obrobků, proměrování obrobku či údržbu obráběcího stroje. Zkrácení hlavního času je možné dosáhnout zvýšením rezné rychlosti anebo zvětšením průřezu odebírané třísky. V případě vedlejších časů jsme schopni značně redukovat časy na výměnu nástrojů pomocí automatické výměny nástrojů, kterou se tato diplomová práce zabývá.

Nezbytným prvkem ve skupině zařízení a uzlů tvořících automatickou výměnu nástrojů je zásobník sloužící pro skladování nástrojů a technologického příslušenství. Zásobníky se používají v různých variantách provedení. V případě CNC soustruhů a soustružnických obráběcích center, které se využívají hlavně při obrábění rotačních součástí, je zásobník obvykle tvořen revolverovou hlavou. Příklad revolverové hlavy s radiálně upnutými nástroji od výrobce Sauter Feinmechanik je zobrazen na Obr. 1.

Cílem této práce je návrh revolverové hlavy s přímým pohonem pro CNC soustruh. Navrhovaná hlava bude po obvodu disku opatřena dvanácti pozicemi pro radiální upínání nástrojů dle standardu BMT. Dále bude umožňovat pohon rotačních nástrojů pomocí elektromotoru, který bude vestavěn v otočném disku hlavy. Rozhraní pro přenos kroutícího momentu z revolverové hlavy na nástroj bude provedeno dle DIN 5480. Další parametry navrhované hlavy budou určeny na základě srovnání s dostupnými produkty na trhu a také pomocí výpočtů vycházejících ze zadaných rezných podmínek. Úvodní část práce bude věnována rešerši v oblasti automatické výměny nástrojů se zaměřením na revolverové hlavy a jejich jednotlivé konstrukční uzly. Druhá část bude obsahovat rozbor rozdílných variant konstrukce, ze kterých bude zvoleno vhodné řešení. Dále bude následovat podrobný popis vlastního konstrukčního řešení. V poslední části bude na základě zatížení od obrábění proveden výpočtový návrh důležitých konstrukčních prvků.

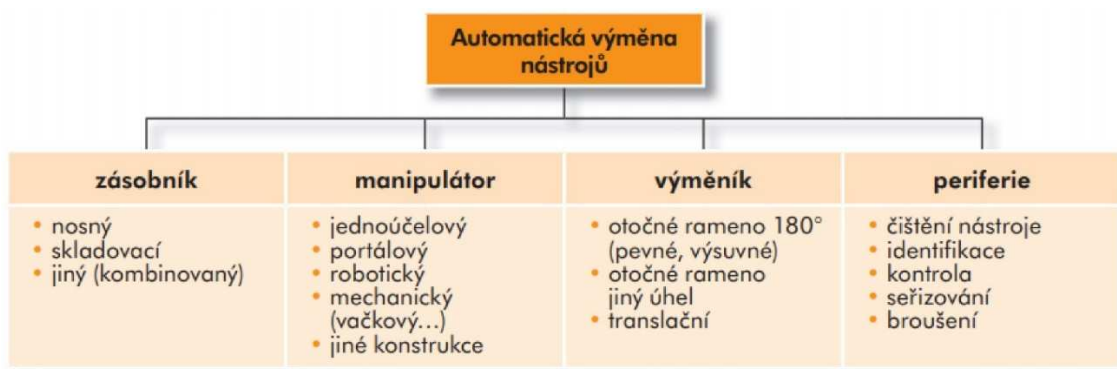


Obr. 1) Revolverová hlava od výrobce Sauter Feinmechanik [1]

2 AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ

2.1 Vymezení pojmu a základní členění

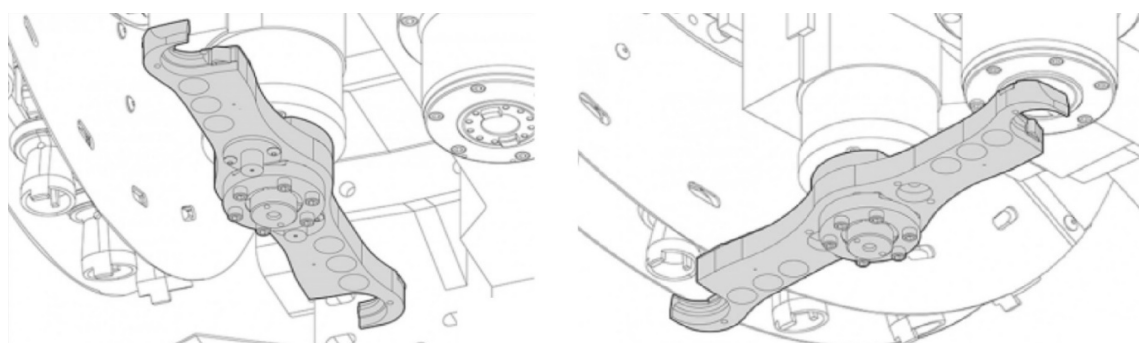
Automatickou výměnou nástrojů se rozumí proces, při kterém dochází k výměně nástrojových jednotek bez potřeby lidské intervence. Důvodem k výměně nástrojů obvykle bývá opotřebení upnutého nástroje, nebo je výměna nástroje za jiný vyžadována posloupností technologických operací. Pomocí tohoto automatického procesu je možné u obráběcích strojů dosáhnout plynulého a nepřetržitého provozu a výrazně snížit vedlejší výrobní časy. Základní členění prvků, kterými může být tvořena automatická výměna nástrojů, je zobrazeno na Obr. 2. [2]



Obr. 2) Morfologie automatické výměny nástrojů [2]

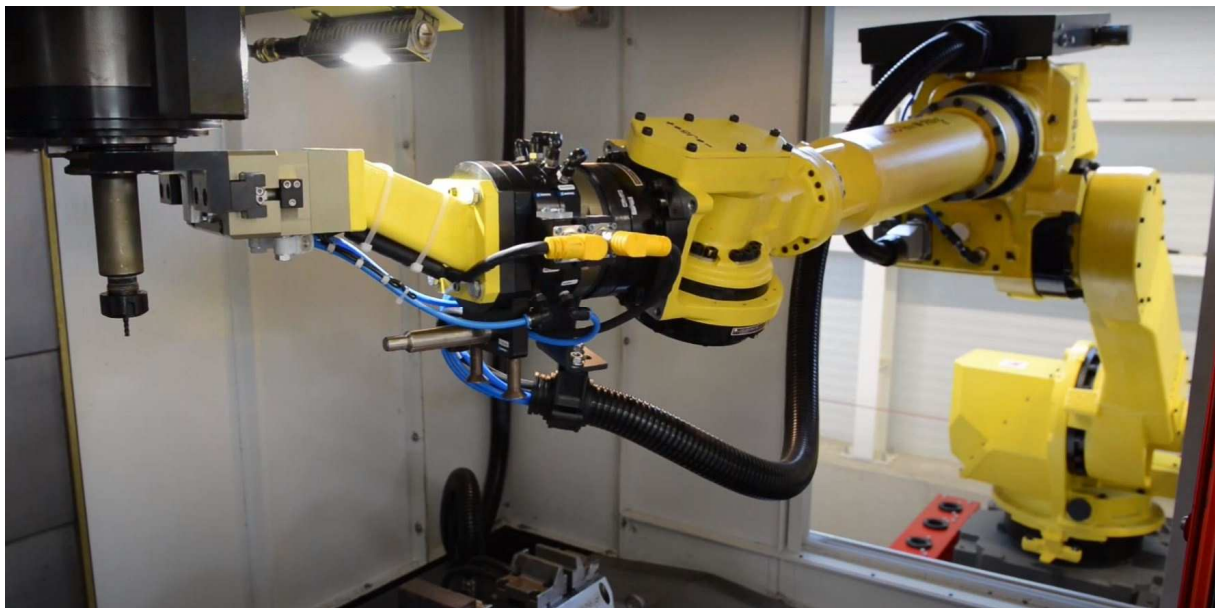
Konstrukční řešení zásobníku je ovlivněno mnoha faktory. Především je to typ stroje, pro který je zásobník určen. Dále se konstrukce odvíjí od druhu nástrojů (soustružnické nástroje, rotační nástroje atd.) a způsobu jejich upínání ve stroji. Podstatný vliv na provedení zásobníku má také kapacita nástrojů, orientace nástrojů v zásobníku a požadovaná rychlost výměny. Podrobněji budou zásobníky popsány v samostatné kapitole. [2]

Manipulátory a výměníky slouží k přesunu nástrojů mezi skladovací polohou v zásobníku a pracovní polohou, kterou může představovat například upnutí ve vřetenu CNC frézovacího stroje. Výměníky se nejčastěji využívají v případě vhodného konstrukčního uspořádání stroje a zásobníku, které umožňuje orientovat osu otáčení upnutého nástroje rovnoběžně s osou otáčení uskladněného nástroje umístěného v poloze určené pro výměnu. K výměně nástrojů dochází otočením výměníku, který má podobu ramene s úchyty na obou koncích a otočným mechanismem uprostřed (Obr. 3). Úhel otočení je obvykle 180°. Výměna nástrojů je u tohoto provedení velmi rychlá. [2; 3]



Obr. 3) Výměník - otočné rameno (vlevo klidová poloha, vpravo pracovní poloha) [4]

V případě komplikovanějšího řešení automatické výměny nástrojů, které může vzniknout například při použití centrálního velkokapacitního zásobníku obsluhujícího více CNC strojů, je pro výměnu nástrojů vhodnější použít manipulátor. Manipulátor představuje složitější a nákladnější mechanismus, odpadájí ale mnohá omezení, která jsou spojená s jednoduchým principem funkce výměníku. Při použití robotického manipulátoru s lineárním pojezdem je možné provádět výměnu i při uskladnění nástrojů ve velké vzdálenosti od stroje, čehož lze využít právě u centrálních zásobníků. Běžné průmyslové roboty s šesti rotačními osami řazenými za sebou také nejsou při manipulaci nijak omezeny vzájemnou orientací pracovní polohy a skladovací polohy nástroje. Příklad výměny pomocí robotického manipulátoru je zobrazen na Obr. 4. [2; 5]



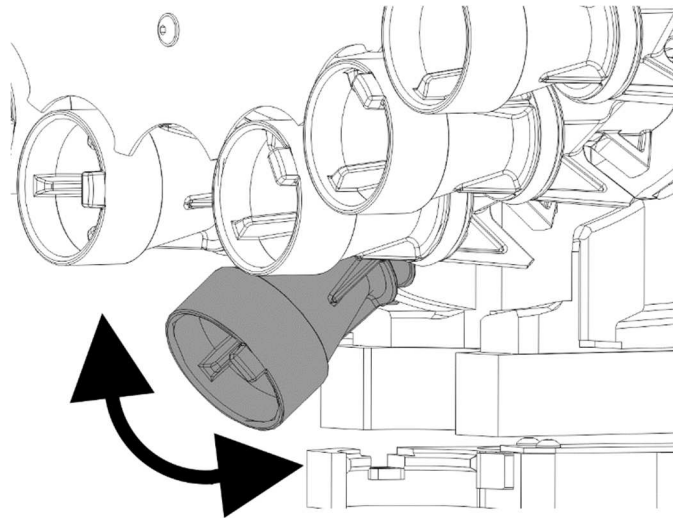
Obr. 4) Výměna nástroje pomocí robotického manipulátoru [5]

2.2 Zásobníky

Základní rozdělení zásobníků je na nosné a skladovací. Nosné zásobníky se vyznačují jednak tím, že při obrábění přenáší řezné síly od nástroje do rámu stroje, a také tím, že celý zásobník s nástrojem koná vedlejší řezný pohyb. Nosné zásobníky jsou nejčastěji tvořeny revolverovou hlavou, která může mít konstrukční řešení diskového typu (Obr. 1), korunového typu nebo může mít víceboké provedení. Revolverové hlavy a jejich hlavní konstrukční prvky budou blíže popsány v samostatné kapitole. [2]

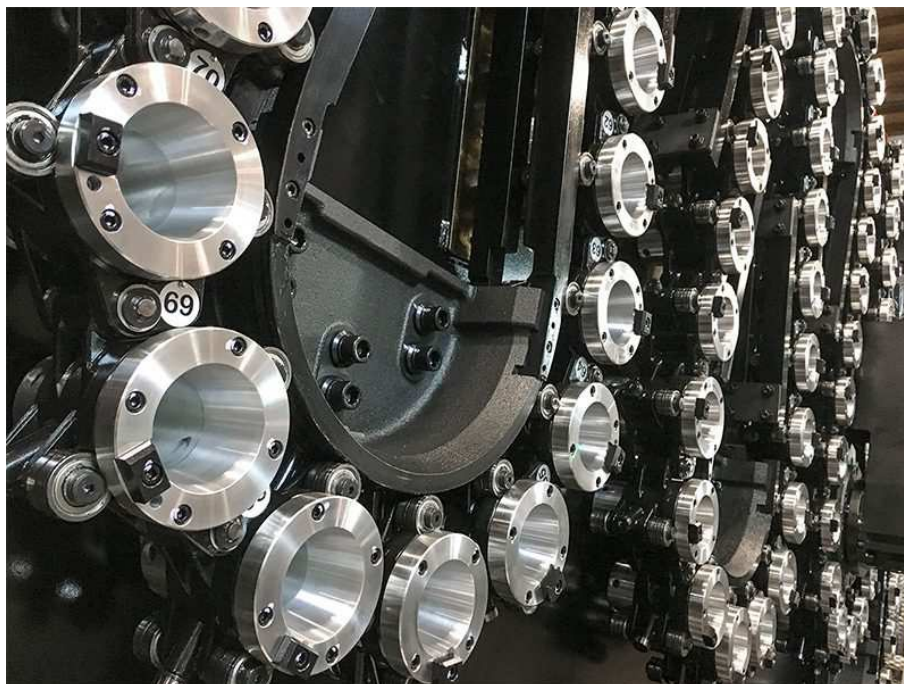
Skladovací zásobníky nepřenášejí žádné řezné síly a slouží pouze ke skladování nástrojů. Podle způsobu uskladnění nástroje rozlišujeme několik typů skladovacích zásobníků. Kruhové nebo také bubnové zásobníky jsou charakteristické tím, že osa skladovaného nástroje je rovnoběžná s osou otáčení zásobníku. Jedná se o jednoduchou koncepci s menšími prostorovými požadavky, a to i při skladování delších nástrojů. Pro zjednodušení výměny nástrojů jsou u těchto zásobníků často úložné držáky pro nástrojové jednotky řešeny jako vyklápěcí o úhel 90° (Obr. 5). V případě diskových zásobníků s hvězdicovým uspořádáním jsou nástroje umístěny paprskovitě směrem od jeho osy rotace. Toto konstrukční řešení má větší prostorové požadavky svázané především s vnějším průměrem zásobníku, který výrazně narůstá s počtem a rozměry skladovaných nástrojů, proto hvězdicové zásobníky nejsou vhodné

pro dlouhé nástroje. Bubnové a hvězdicové zásobníky se řadí do skupiny malokapacitních zásobníků. [2; 6]



Obr. 5) Bubnový zásobník s vyklápěcími držáky [6]

Řetězový zásobník je tvořen množstvím vzájemně pohyblivě spojených úložných kapes nebo čelistí, které jsou jako výsledný řetěz omotány kolem vodících elementů ve skladovacím prostoru zásobníku (Obr. 6). Způsob omotání se může lišit a odvíjí se od požadavků na kapacitu nástrojů. Řadí se do skupiny zásobníků se střední kapacitou a obvykle umožňuje skladování do 100 nástrojových jednotek. Jako velkokapacitní zásobníky mohou sloužit například regálové zásobníky obsluhované robotickými manipulátory. Při vertikálním uspořádání polic s nástroji je možné dosáhnout velké kapacity a zároveň zachovat relativně malou půdorysnou plochu zásobníku. Speciálním případem velkokapacitních zásobníků jsou centrální zásobníky, které slouží pro uskladnění nástrojů pro větší počet strojů a často bývají umístěny mimo výrobní prostory. [2]



Obr. 6) Řetězový zásobník [7]

3 REVOLVEROVÁ HLAVA

Revolverová hlava je nosný zásobník, který se používá zejména u CNC soustruhů a soustružnických automatů. Jedná se o malokapacitní zásobník obvykle s maximálním počtem 12 nástrojových jednotek, přičemž jednotlivé nástroje se do pracovní polohy dostávají otáčením hlavy. Revolverová hlava může být ve stroji umístěna se svislou i vodorovnou osou otáčení. Vůči ose otáčení obrobku je osa otáčení hlavy nejčastěji orientovaná rovnoběžně nebo kolmo, v některých případech se používá i skloněná orientace (obvykle pod úhlem 45°). Všechny revolverové hlavy jsou vhodné pro upnutí nepoháněných nástrojů, jako jsou soustružnické nože, vrtáky pro osové vrtání nebo závitníky. Revolverové hlavy s integrovaným pohonem rotačních nástrojů umožňují mimo to také upínat poháněné nástroje, které slouží především pro vrtací či frézovací operace. [2]

3.1 Členění revolverových hlav

Dle tvaru a konstrukce rozlišujeme diskové revolverové hlavy, korunové revolverové hlavy a víceboké revolverové hlavy pro soustruhu.

3.1.1 Disková revolverová hlava

Tvar otočného tělesa diskové hlavy se do značné míry odvíjí od způsobu upínání nástrojů. Pro radiální upínání, při kterém jsou nástrojové jednotky upevněny po obvodu revolverové hlavy, je typický tvar pravidelného n-bokého hranolu (Obr. 7). Při axiálním upnutí nástrojů jsou nástrojové jednotky upevněny na čele hlavy a těleso má podobu disku (Obr. 7). Radiálně upevněné nástroje jsou obvykle uchyceny šrouby dle způsobu BMT, může ale být využit i princip VDI. Axiální uchycení nástrojů se provádí pouze pomocí systému VDI. Metody upínání nástrojů budou blíže popsány při rozboru hlavních konstrukčních uzlů hlavy. [2; 8]



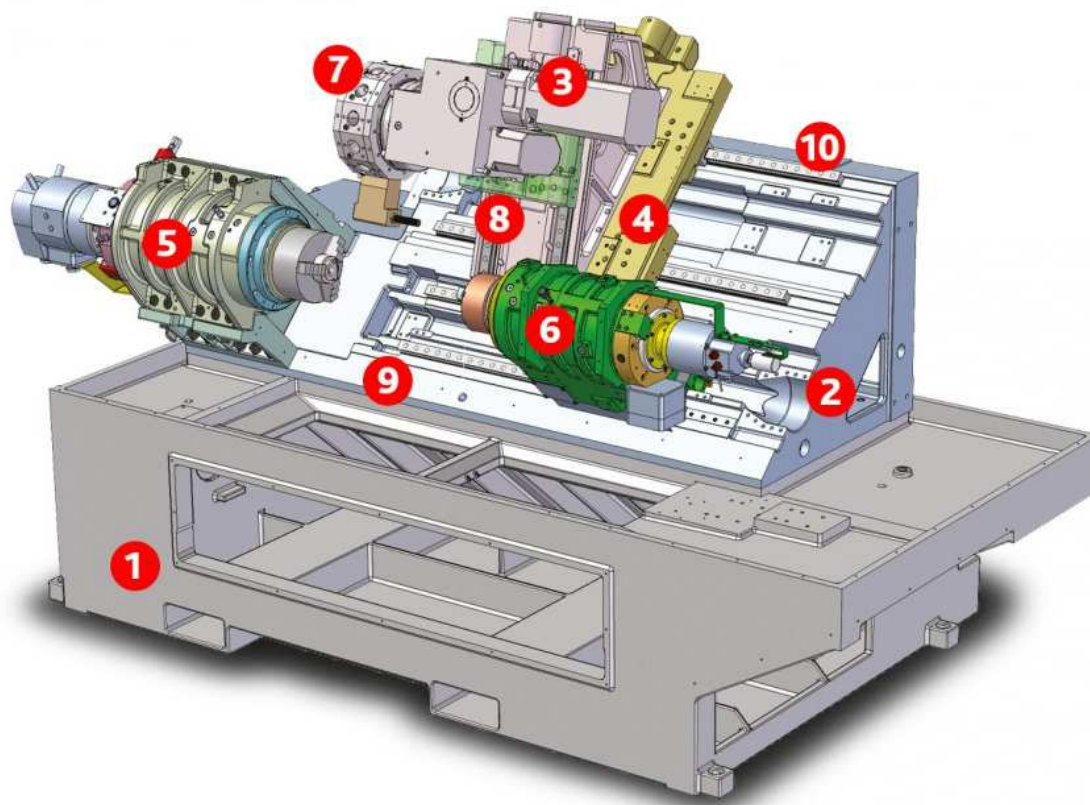
Obr. 7) Otočná tělesa pro axiální (vlevo) a radiální (vpravo) upínání [8]

Revolverové hlavy diskového typu mají nejčastěji 12 nástrojových pozic. Vyšší kapacity nástrojů je mimo navýšení rozměrů otočného tělesa možné dosáhnout osazením nástrojových pozic speciálními upínacími adaptéry s více nástroji. Takovéto řešení na trhu nabízí například firma WTO, která pomocí své stavebnicové struktury pro nástrojové soustavy umožňuje společné upnutí až osmi nástrojů na jedné nástrojové pozici (Obr. 8). [2]



Obr. 8) Speciální nástrojové jednotky od firmy WTO [9]

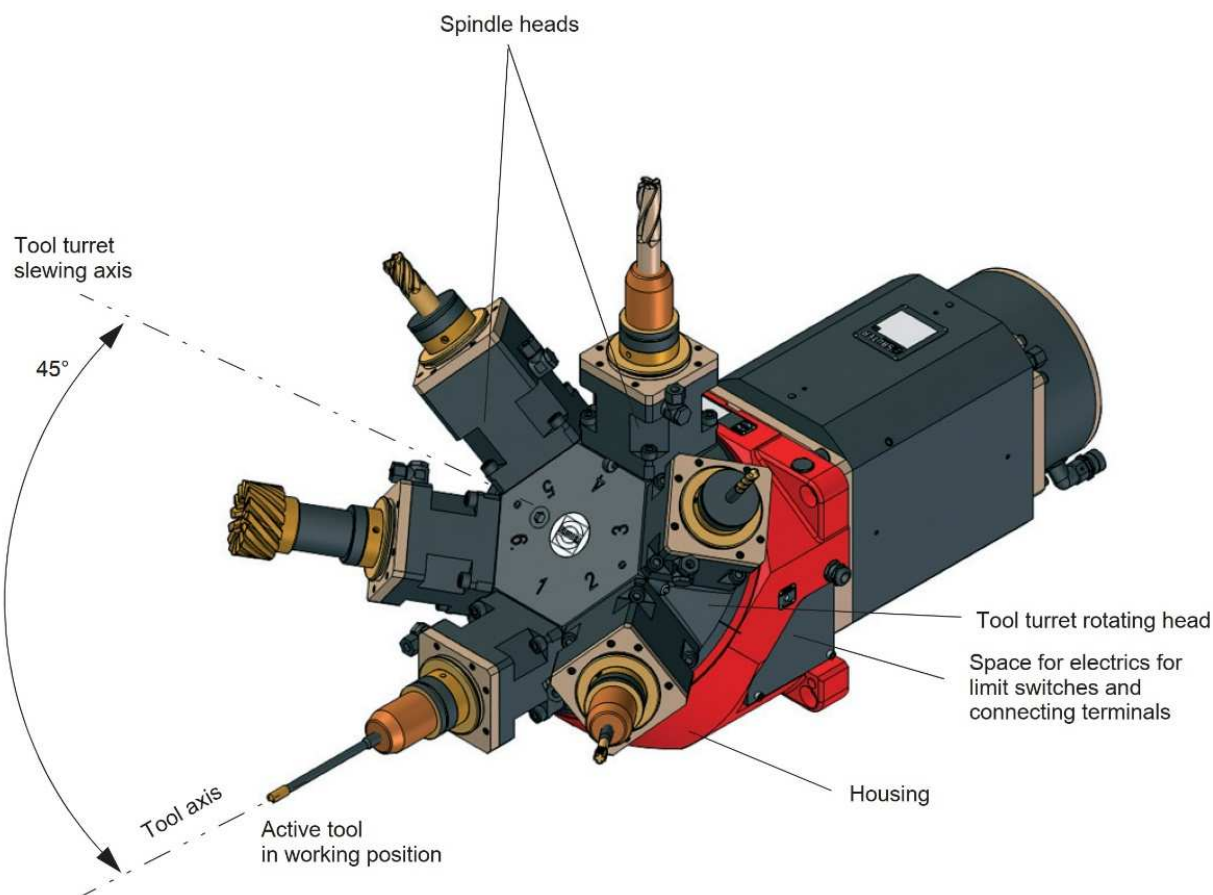
Diskové revolverové hlavy se používají hlavně u CNC soustružnických strojů, jejichž hlavní konstrukční prvky jsou zobrazeny na Obr. 9. Stroj spočívá na stojanu (pozice č. 1), který je obvykle vyroben z litiny, svařované oceli nebo různých kompozitních materiálů. Na stojanu je upevněno lože (pozice č. 2), které pomocí valivého vedení č. 9 a č. 10 umožňuje posuv velkého suportu č. 4 a protivřetena (pozice č. 6) v ose Z. Revolverová hlava (pozice č. 7) připevněná na malý suport č. 3 se pohybuje prostřednictvím valivého vedení č. 8, čímž provádí sdružený pohyb v osách X a Y. Pozice č. 5 označuje hlavní vřeteno stroje.



Obr. 9) Hlavní části CNC soustruhu [10]

3.1.2 Korunová revolverová hlava

U korunového provedení revolverové hlavy jsou nástroje skloněny k ose rotace hlavy a základní otočné těleso má podobu vícebokého jehlanu, jehož boční stěny slouží jako dosedací a upínací plochy nástrojových jednotek. Úhel sklonu nástrojů se odvíjí od počtu nástrojových pozic, který je obvykle nižší než v případě diskového provedení, a od vnitřní konstrukce hlavy. Korunové revolverové hlavy se využívají především u produkčních strojů určených pro obrábění velkého množství součástí. Upínané nástroje mají převážně rotační charakter a používají se v poháněném i nepoháněném provedení. Pokud nástroj není poháněn, musí hlavní řezný pohyb vykonávat obrobek. Na Obr. 10 je ukázán příklad korunové revolverové hlavy se šesti nástrojovými pozicemi od výrobce Sauter Feinmechanik. [2]



Obr. 10) Korunová revolverová hlava [11]

3.1.3 Víceboká revolverová hlava

Víceboké revolverové hlavy se využívají jako nosné zásobníky pro těžké soustruhy, u kterých působí při třískovém obrábění vysoké řezné síly. Tyto hlavy s robustní konstrukcí se obvykle používají ve čtyřbokém, šestibokém či osmibokém provedení (Obr. 11). Nástroje, kterými jsou nejčastěji soustružnické nože, jsou upínány pomocí rybiny. [2]

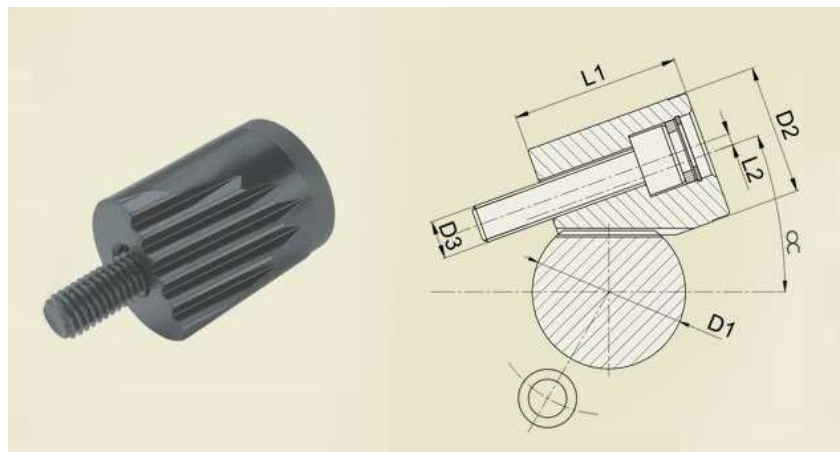


Obr. 11) Čtyřboká (vlevo) a šestiboká (vpravo) revolverová hlava [12]

3.2 Hlavní konstrukční uzly diskové revolverové hlavy

3.2.1 Upínání nástrojových jednotek

Systém upínání nástrojových jednotek je složen z nosného zásobníku - revolverové hlavy, na kterou se upíná nástrojový adaptér (nástrojový držák), v němž je upevněn nástroj. V této práci je v některých případech pro zjednodušení používáno označení nástroj pro celou nástrojovou jednotku. Dva nejčastěji používané principy upínání nástrojových jednotek jsou VDI a BMT. Označení VDI je zkratkou pro Verein Deutscher Ingenieure (Sdružení německých inženýrů) a představuje způsob upnutí radiálních a axiálních nástrojů dle normy DIN 69880. Uchycení v revolverové hlavě je řešeno přitáhnutím ozubeného upínacího klínu proti válcové stopce nástrojového adaptéru (Obr. 12). Stopka má na seříznuté válcové ploše vytvořené ozubení, do kterého při upínání zajíždí zuby upínacího klínu. K zajištění přesné polohy a zabránění pootočení nástroje se využívá válcový kolík zalisovaný v disku, který se při upínání zasune do otvoru v nástrojovém držáku. [2; 13]



Obr. 12) Princip VDI upínání [14]

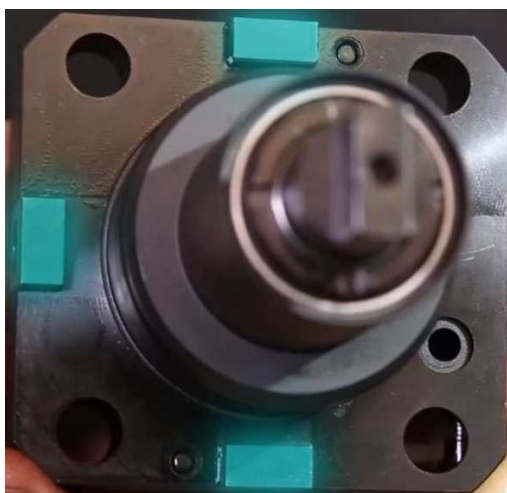
Nástrojové jednotky, které vyžadují vyrovnaní v ose Y, je možné ustavit pomocí válcového kolíku podobným způsobem. V tomto případě musí být kolík upevněn na revolverové hlavě v takové poloze, že při upnutí nástrojové jednotky dojde k jeho zasunutí mezi dva stavěcí šrouby, kterými musí být nástrojový adaptér vybaven. Je také nutné, aby kolík dostatečně vyčníval nad upínací plochu a bylo tak možné dotahováním šroubů vůči kolíku nástroj vyrovnat (Obr. 13). Toto řešení používá například výrobce Haas Automation. [15]

Vyrovnání nástroje
 v ose Y pomocí
 stavěcích šroubů a
 válcového kolíku

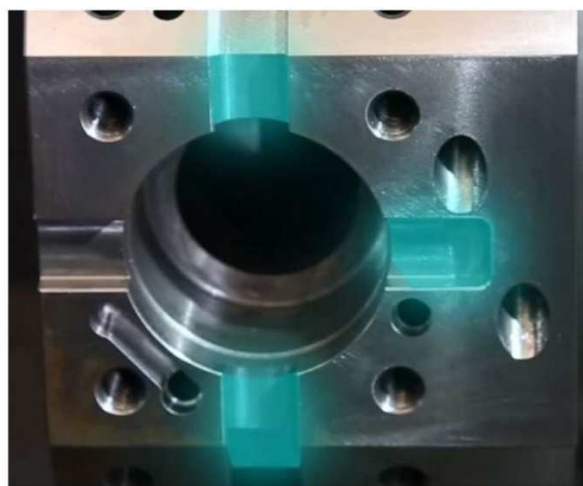


Obr. 13) VDI upínání - vyrovnání v ose Y (převzato a upraveno z [15])

Význam zkratky BMT se mezi výrobci poněkud odlišuje. Firma DMG MORI používá tuto zkratku pro označení „Built-in Motor Turret“, které lze přeložit jako „revolverová hlava s vestavěným motorem“. Firma Haas Automation jako význam BMT uvádí „Base Mounted Tooling“, což znamená „nástroj upnutý za základnu“. Podobný význam této zkratky v podobě „Base Mounted Tool Holder“ uvádí také výrobce Baruffaldi. Princip upínání BMT se používá převážně pro radiální nástrojové jednotky. Přichycení jednotky k revolverové hlavě se provádí pomocí čtyř šroubů. Přesné zapolohování je u způsobu BMT obvykle řešeno pomocí různých tvarových zámků. Firma Haas Automation používá pro zajištění přesné polohy tři obdélníkové výstupky rozmístěné po 90° na okraji dosedací plochy nástrojového držáku, které při upnutí zapadnou do odpovídajících drážek na nástrojové pozici dané hlavy (Obr. 14). [13; 16; 17]



a)



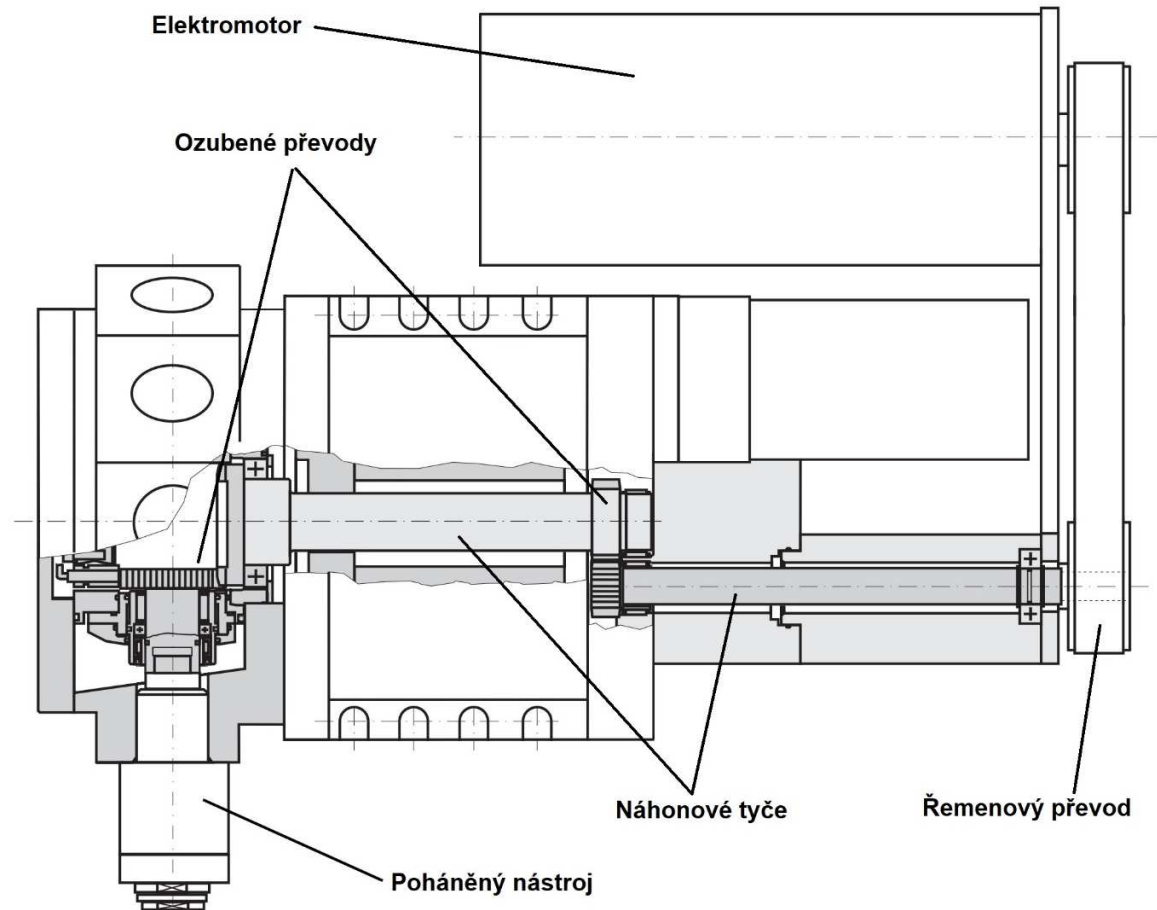
b)

Obr. 14) Přesné zapolohování nástrojového adaptéru typu BMT [16]

V případě obou zmíněných způsobů upínání je přívod procesní kapaliny do nástrojové jednotky zajištěn přes dutý kolík zalisovaný v disku revolverové hlavy. Může se jednat o stejný kolík, jaký slouží pro zajištění polohy.

3.2.2 Pohon rotačních nástrojů

Poháněné rotační nástroje vyžadují náhon, který může být řešen dvěma principiálně rozdílnými způsoby. V prvním případě jde o uspořádání, kdy je elektromotor umístěn v zadní části revolverové hlavy a kroučící moment je přenášán pomocí náhonových tyčí, ozubených kol a u některých hlav i pomocí řemenového převodu k poháněnému nástroji. Spínání náhonu probíhá prostřednictvím spojky. Schéma tohoto konstrukčního provedení od výrobce Sauter Feinmechanik je zobrazeno na Obr. 15. [2]

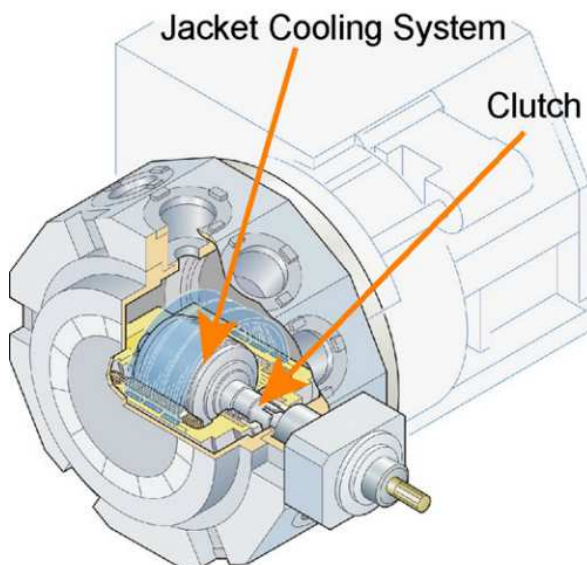


Obr. 15) Náhon poháněných nástrojů přes tyče a převody (převzato a upraveno z [18])

Druhý způsob řešení představuje vestavění elektromotoru do diskového tělesa hlavy a připojení náhonu k nástroji napřímo (Obr. 16). Vestavěný motor může mít buď synchronní provedení, které představují například motory z řady SIMOTICS M-1FE od výrobce Siemens, nebo může být asynchronní. Asynchronní motory má firma Siemens v nabídce také a lze je nalézt pod označením SIMOTICS M-1PH2. V případě obou provedení nejsou motory dodávány v kompletním sestavení, ale jako dva díly - rotor a stator. Vestavěné motory vyžadují chlazení pomocí vody nebo oleje, a je tedy nutné při návrhu revolverové hlavy zajistit přívod chladiva k motoru. Výhodou přímého uspořádání náhonu je jednodušší konstrukce revolverové hlavy s menším počtem mechanických převodů a také redukce zástavbových rozměrů. [19; 20]

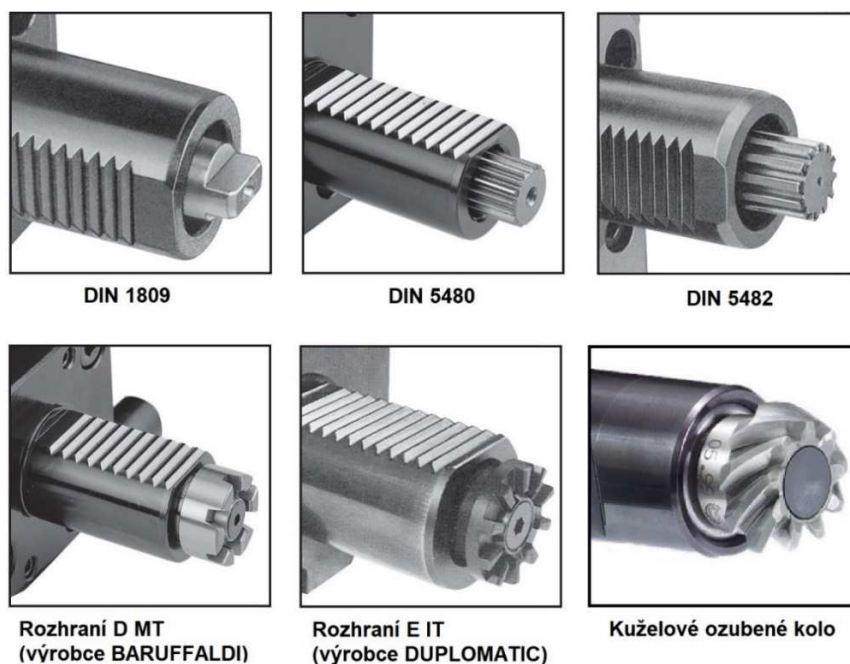
Zvláštním případem vestavných motorů jsou torzní motory, někdy nazývané také momentové. Jsou to synchronní motory toroidní konstrukce. Jejich hlavním znakem je široký průměr a malá výška, což umožňuje vysoký kroučící moment s velkou účinností. Rotory těchto motorů jsou standardně vyrobeny s dutou průchozí hřídelí a z vnější části jsou osazeny magnety

ze vzácných zemin (např. neodim - DdFeB). Statory motorů jsou tvořeny cívkami, které tvoří velký počet pólů. Motory dosahují vysokých kroutcích momentů a značné torzní tuhosti při regulaci polohy. Vinutí je většinou třífázové ve hvězdě. [21]



Obr. 16) Přímý náhon rotačních nástrojů [22]

Přenos kroutcího momentu na břity nástroje je v rámci náhonové soustavy zajištěn pomocí připojovacího rozhraní, prostřednictvím kterého se spojuje revolverová hlava a nástrojová jednotka. Rozhraní může mít mnoho různých podob (Obr. 17). V případě řešení dle normy DIN 1809 je náhonová hřídel v nástroji zakončena plochým hranolem a v hlavě průchozí drážkou. U provedení na základě DIN 5480 a DIN 5482 je připojení realizováno vnějším a vnitřním evolventním drážkováním. Pokud je při spojení hnaná hřídel orientovaná pod úhlem či kolmo k hnací hřídeli, lze použít kuželové ozubené kolo. Někteří výrobci (jako například Baruffaldi nebo Duplomatic) vyvinuli svoje vlastní rozhraní.



Obr. 17) Rozhraní pro připojení náhonu (převzato a upraveno z [23] a [24])

Oba způsoby upínání se používají ve více rozměrových variantách. Jednotlivé varianty jsou v obou případech značeny pomocí zkratky upínání a dvouciferného čísla udávajícího průměr v milimetrech (VDI 20, VDI 40, BMT 65,...). U principu BMT se jedná o největší průměr díry v revolverové hlavě, do které se při upínání zasouvá nástrojová stopka. V případě VDI číslo udává vnější průměr válcové stopky.

3.2.3 Aretace revolverové hlavy

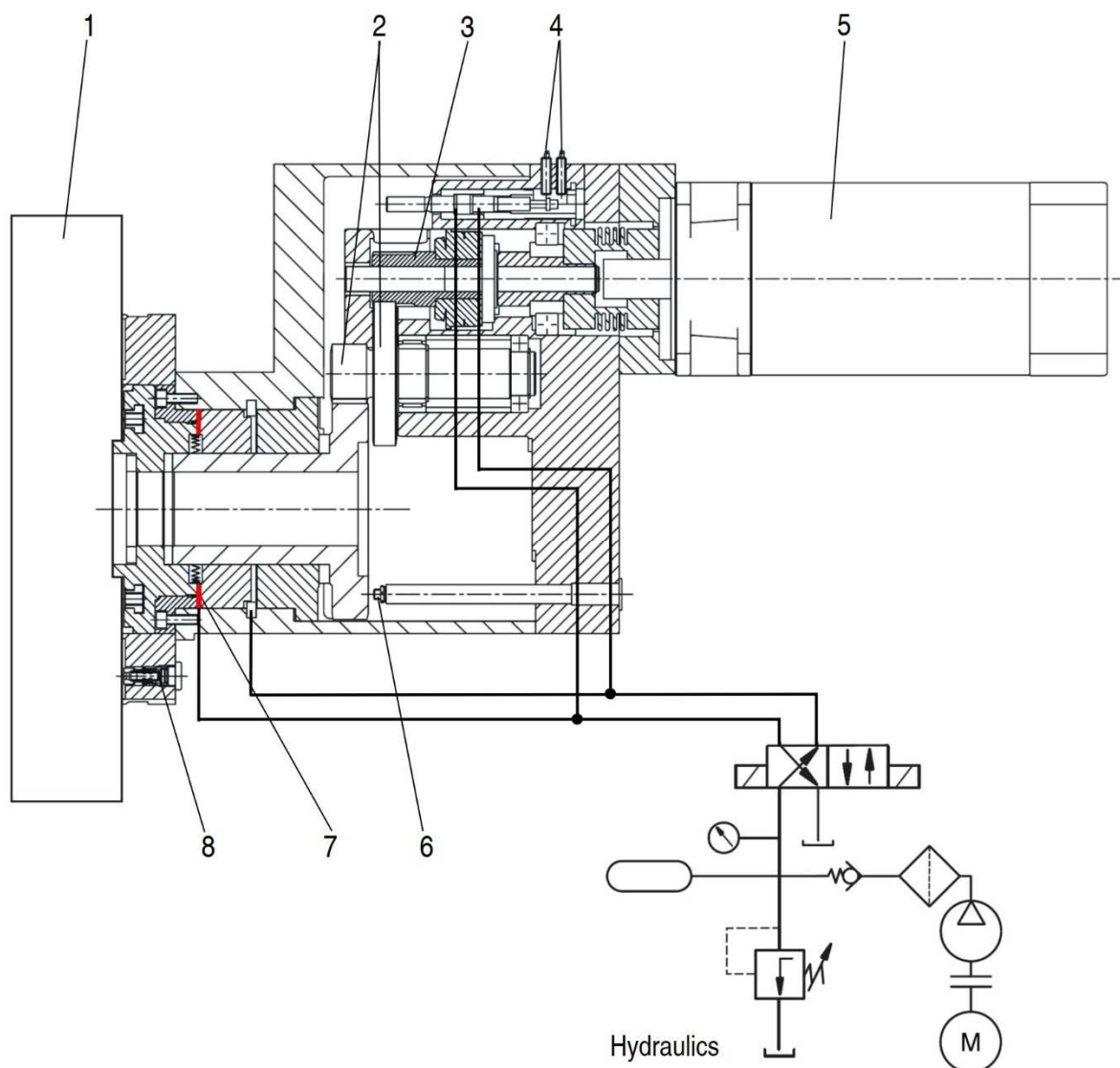
Nezbytnou součástí konstrukční sestavy sloužící k otáčení diskového tělesa je mechanismus pro aretaci revolverové hlavy. Jedná se o důležitý konstrukční uzel zajišťující vysokou tuhost zásobníku, která je vyžadována pro přenos zatížení od obrábění, a přesnost polohování disku. Aretace se realizuje tvarovým stykem, přičemž pro spojování a rozpojování mechanismu se používá nějaký typ pohonného ústrojí. V případě diskových revolverových hlav má tvarové spojení nejčastěji podobu Hirthova ozubení, které poskytuje vysokou přesnost ve smyslu vzájemné polohy spojovaných částí a díky samostředící geometrii zubů vyniká svou velkou tuhostí. Široká opěrná plocha zubů u tohoto ozubení také zajišťuje velmi dobrou odolnost proti opotřebení a umožňuje přenos velkého kroutícího momentu. Obvykle se Hirthovo ozubení vytváří na čelní straně věnců a používá ve dvoudílném nebo třídílném provedení (Obr. 18). [25]



Obr. 18) Hirthovo ozubení ve třídílném provedení [26]

Výrobci, jako například Sauter Feinmechanik či Baruffaldi, využívají v případě aretace hlavy převážně pohonné ústrojí hydraulického, pneumatického nebo elektromechanického typu. U hydraulického provedení, které je zobrazeno na Obr. 19, je spojení a rozpojení aretace řešeno pomocí lineárního pohybu pístu. Těleso pístu představuje jeden ze sestavy věnců s Hirthovým ozubením. Věnci je umístěný na obrázku vpravo od pozice č. 7, která společně s červenou čarou označuje polohu tvarového styku Hirthova ozubení. Ovládání pístu se provádí prostřednictvím ovládací jednotky (označené na pozici č. 4) regulací přívodu tlakového oleje dodávaného čerpadlem. V případě hydraulického řešení je potřeba uzpůsobit konstrukci dotčených komponent vzhledem k namáhání od tlakové síly a zajistit správné utěsnění celého

olejového rozvodu. Pneumatické provedení pracuje na podobném principu, pracovním médiem je ale stlačený plyn. [27; 28]

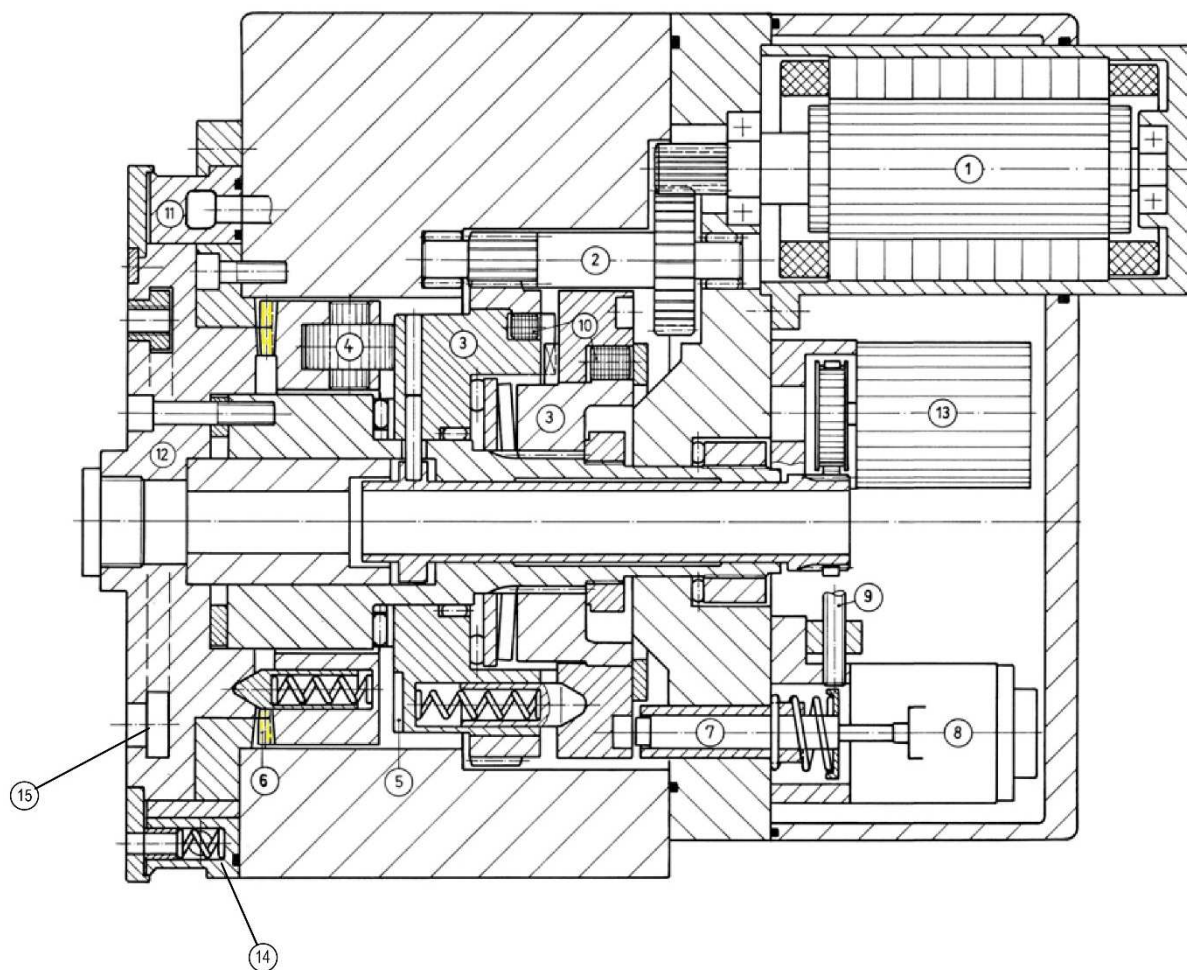


Obr. 19) Hydraulické ovládání aretace hlavy (převzato a upraveno z [27])

Jednotlivé pozice na Obr. 19 označují následující součásti: 1 - disk, 2 - čelní ozubená kola, 3 - bezpečnostní spojka pohonu disku, 4 - ovládání aretace, 5 - elektromotor pro otáčení vřetena, 6 - koncový spínač, 7 - Hirthovo ozubení, 8 - ventil pro přívod procesní kapaliny. [27]

Elektromechanické řešení zobrazené na Obr. 20 se skládá z elektromotoru (pozice č. 1), který u tohoto uspořádání slouží k pohonu vřetena i aretace, a mechanického ústrojí pro ovládání aretace. Spojování a rozpojování Hirthova ozubení zajišťuje vačka (pozice č. 4), která se odvaluje po čelní ploše příruby (pozice č. 3). Na čele příruby jsou vytvořena zahloubení (pozice č. 5), do kterých může vačka zapadnout. Při zapadnutí vačky dojde prostřednictvím tlačných pružin k posunutí věnce s ozubením (vpravo od pozice č. 6) a rozpojení aretace. [29]

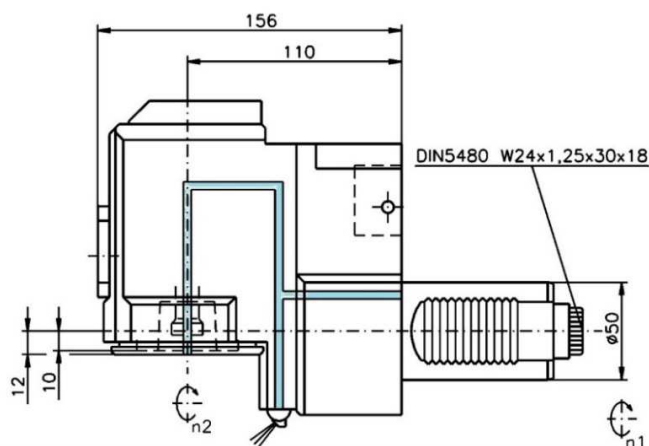
Na Obr. 20 jsou dále označeny tyto prvky: 2 - planetová převodovka, 6 - Hirthovo ozubení, 7 - zástrčka sloužící pro ověřování polohy, 8 - stejnosměrný solenoid, 9 - přepínač ověřování polohy, 10 - prvky pro ochranu mechanismu před přetížením od kroutícího momentu motoru, 11 - kruhový kanálek pro přívod procesní kapaliny, 12 - příruba pro uchycení disku, 13 - enkodér, 14 - ventil pro přívod procesní kapaliny, 15 - kruhová T drážka. [29]



Obr. 20) Elektromechanické ovládání aretace hlavy (převzato a upraveno z [29])

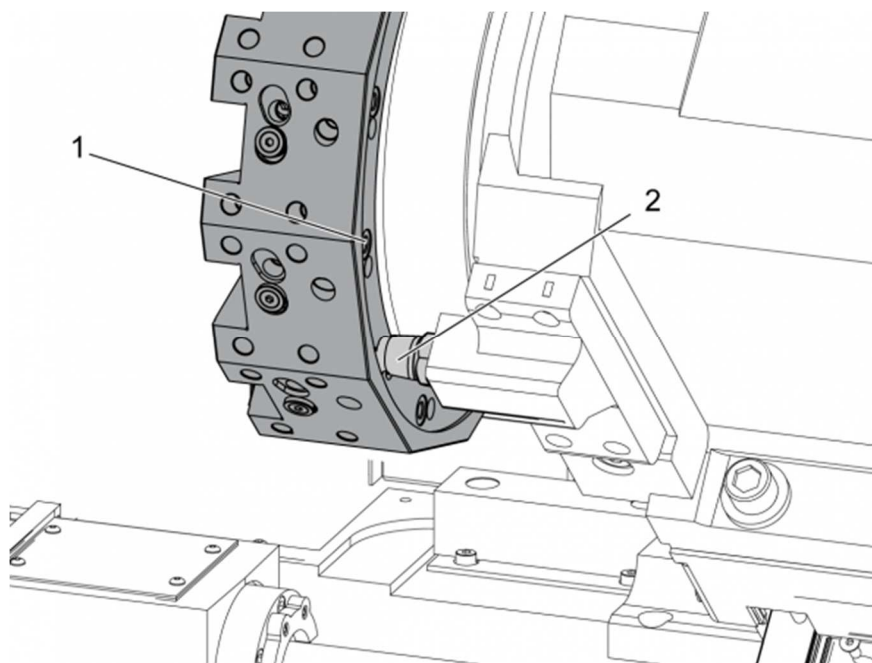
3.2.4 Přívod procesní kapaliny

Procesní kapalina je chladicí a mazací prostředek, pomocí kterého jsme schopni snižovat tření v řezu, čímž můžeme zvyšovat trvanlivost nástrojů a kvalitu obrobeného povrchu. Pomocí procesní kapaliny také dokážeme z místa řezu odvádět teplo a odplavovat třísky. U revolverových hlav je přívod procesní kapaliny k řezu obvykle realizován pomocí kanálků vytvořených v tělesech hlavy a daného nástrojového adaptéru (Obr. 21) a pomocí různých propojovacích prvků.



Obr. 21) Kanálky pro přívod procesní kapaliny v nástrojovém adaptéru [30]

K propojení přívodu mezi pevným tělesem revolverové hlavy a otočným diskem může sloužit například připojovací tryska a otvor (Obr. 22). Toto řešení používá firma Haas Automation. Pro každou nástrojovou pozici je na zadní straně disku vytvořen otvor (pozice č. 1), proti kterému se při přetočení dané nástrojové pozice do pracovní polohy vyrovná tryska (pozice č. 2), čímž se umožní přívod procesní kapaliny. Jak již bylo popsáno v kapitole věnované upínacím systémům, přívod procesní kapaliny do nástrojové jednotky je možné realizovat pomocí dutého válcového kolíku. [31]



Obr. 22) Přívod procesní kapaliny do otočného disku [31]

3.3 Průzkum nabídky na trhu

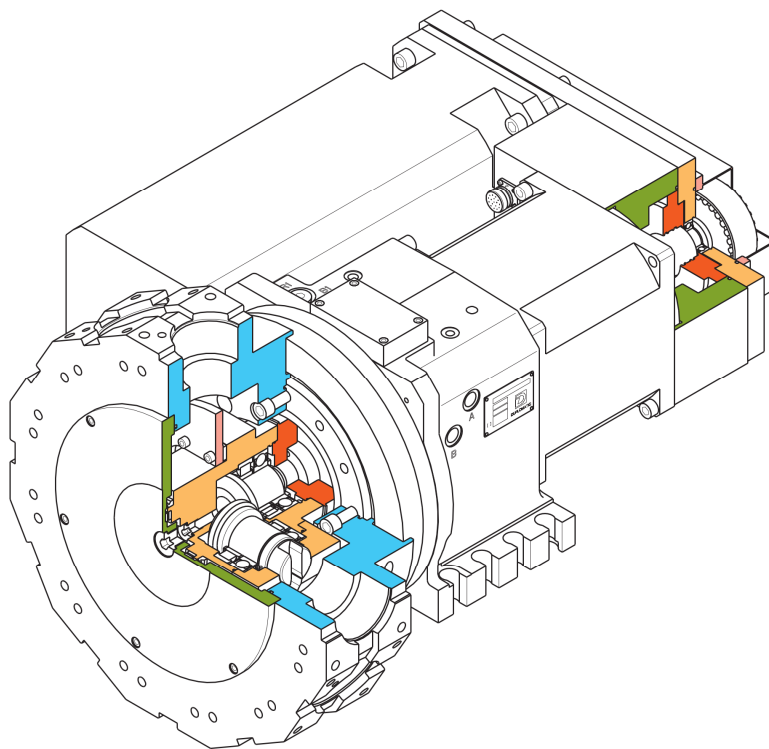
V rámci průzkumu trhu budou srovnány revolverové hlavy od výrobců Baruffaldi, Duplomatic Automation a Sauter Feinmechanik. Porovnávány budou výrobní řady podobné kategorie, které umožňují pohon rotačních nástrojů. Vzhledem k tématu práce je upřednostňován přímý pohon nástrojů pomocí motoru vestavěného v disku hlavy. Toto řešení ale nabízí pouze výrobce Sauter Feinmechanik. Dalším požadavkem, vycházejícím z předpokládaného umístění nástrojů u navrhované hlavy, je radiální umístění nástrojů. Porovnávány budou pouze technické parametry výrobků, proto nebude ve srovnání zahrnuta jejich cena.

3.3.1 Výrobní řada DM-TR (Duplomatic Automation)

Tab. 1) Parametry řady DM-TR [32]

Parametr	DM-TR 16	DM-TR 20	DM-TR 25
Počet nástrojových pozic	12		
Umístění nástrojových jednotek	Radiální		
Moment setrvačnosti disku hlavy s nástroji	3 kg · m ²	5 kg · m ²	9 kg · m ²
Otočení hlavy do následující pozice (30°)	0,31 s	0,31 s	0,40 s
Způsob aretace hlavy	Hydraulický		

Zajištění / odjištění aretace hlavy	0,14 s	0,18 s	0,22 s
Tlak v hydraulickém okruhu	40 ±5 barů		
Hmotnost (bez motoru pro pohon nástrojů)	~140 kg	~220 kg	~290 kg
Rozměry hlavy (průměr disku x š x h)	330 x 561 x 387 mm	380 x 628 x 447 mm	430 x 710 x 447 mm
Standard pro upínání nástrojového adaptéru	VDI 30 / BMT 55	VDI 40 / BMT 65	VDI 50 / BMT 75
Velikost otočného disku	SW 330	SW 380	SW 430
Standard pro přípojovací rozhraní náhonu	DIN 1809		
Převodový poměr náhonu	1:1		
Max. otáčky poháněných nástrojů	6000 ot/min	5000 ot/min	4000 ot/min
Max. kroutící moment poháněných nástrojů	30 Nm	50 Nm	70 Nm



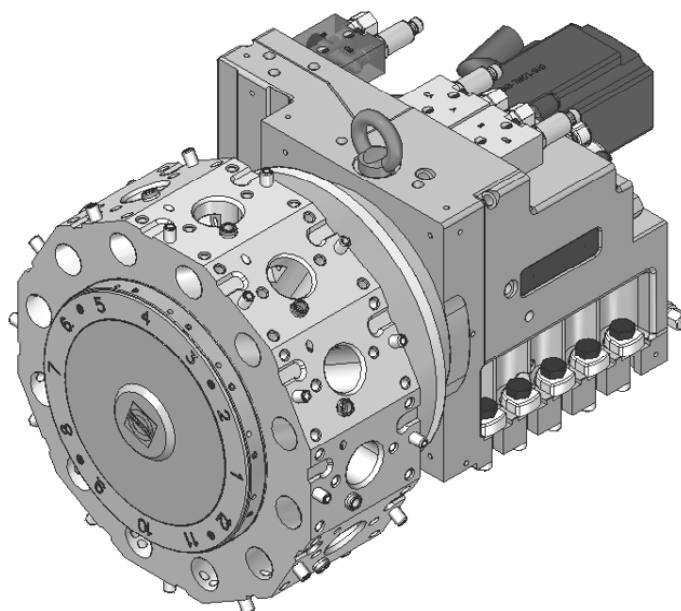
Obr. 23) Revolverová hlava řady DM-TR [32]

3.3.2 Výrobní řada 0.5.437.3xx (Sauter Feinmechanik)

Tab. 2) Parametry řady 0.5.437.3xx [33]

Parametr	0.5.437.312	0.5.437.316	0.5.437.320
Počet nástrojových pozic	8 / 12 / 16		
Umístění nástrojových jednotek	Radiální		
Moment setrvačnosti disku hlavy s nástroji	1,6 kg · m ²	4,0 kg · m ²	6,3 kg · m ²
Otočení hlavy do následující pozice (30°)	0,18 s	0,21 s	0,22 s
Způsob aretace hlavy	Hydraulický		

Zajištění / odjištění aretace hlavy	0,12 s	0,13 s	0,14 s
Tlak v hydraulickém okruhu	50 ±5 barů		
Celková hmotnost (včetně upnutých nástrojů)	~220 kg	~300 kg	~470 kg
Rozměry hlavy (průměr disku x š x h)	320 x 391x 200 mm	330 x 396 x 246 mm	380 x 410 x 302 mm
Standard pro upínání nástrojového adaptéru	VDI 25 / BMT 45	VDI 30 / BMT 55	VDI 40 / BMT 65
Velikost otočného disku	SW 320	SW 330	SW 380
Standard pro připojovací rozhraní náhonu	DIN 5480		
Převodový poměr náhonu	1:1		
Max. otáčky poháněných nástrojů	12000 ot/min		
Max. krouticí moment poháněných nástrojů	21 Nm	28 Nm	56 Nm
Jmenovitý výkon poháněných nástrojů	4,6 kW	6,7 kW	14,7 kW



Obr. 24) Revolverová hlava řady 0.5.437.3xx [33]

3.3.3 Výrobní řada TBMR (Baruffaldi)

Tab. 3) Parametry řady TBMR [28]

Parametr	TBMR 120	TBMR 160	TBMR 200	TBMR 250	TBMR 320
Počet nástrojových pozic	8 / 12 / 16 / 24				
Umístění nástrojových jednotek	Radiální				
Moment setrvačnosti disku hlavy s nástroji	1,8 kg · m ²		8 kg · m ²		40 kg · m ²
Otočení hlavy do následující pozice (30°)	0,24 s		0,34 s		0,64 s

Způsob aretace hlavy	Pneumatický / hydraulický				Hydr.
Celkový čas odjištění + zajištění aretace hlavy	0,43 s		0,53 s		1,2 s
Tlak v pneumatickém okruhu	5 ±1 barů				-
Tlak v hydraulickém okruhu	30 ±3 barů				
Hmotnost (blíže nespecifikovaná)	~95 kg	~115 kg	~192 kg	~285 kg	~595 kg
Standard pro upínání nástrojového adaptéru	VDI 25 / BMT 45	VDI 30 / BMT 55	VDI 40 / BMT 65	VDI 50 / BMT 75	VDI 60 / BMT 85
Velikost otočného disku	SW 290	SW 320	SW 365	SW 430	SW 530
Standard pro připojovací rozhraní náhonu	Baruffaldi / DIN 5480				
Převodový poměr náhonu	1:1				
Max. otáčky poháněných nástrojů	10000 ot/min			8000 ot/min	4000 ot/min
Max. krouticí moment poháněných nástrojů	20 Nm	28 Nm	70 Nm	78 Nm	140 Nm
Jmenovitý výkon poháněných nástrojů	5 kW	6 kW	9 kW	10 kW	15 kW



Obr. 25) Revolverová hlava řady TBMR [28]

3.3.4 Zhodnocení průzkumu trhu

Informace ohledně vybraných revolverových hlav byly získány z katalogů a produktových specifikací výrobců. V rámci jednotlivých velikostních tříd dosahují porovnávané výrobky u mnoha parametrů podobných hodnot. Výrobci u všech srovnávaných hlav umožňují zákazníkovi zvolit si způsob upínání pomocí systému VDI nebo BMT. Pro přenos náhonu jsou využívána rozhraní dle DIN 1809, DIN 5480 a v případě výrobce Baruffaldi také jeho speciální

rozhraní. Zajištění aretace hlavy je u všech vybraných revolverových hlav řešeno hydraulicky. Pouze firma Baruffaldi umožňuje také alternativní pneumatické řešení. V rámci série TMBR je tato volba možná u všech modelů s výjimkou největšího - TMBR 320, tento model firma Baruffaldi nabízí pouze v hydraulickém provedení.

Rozměrové a hmotnostní parametry získané z dostupných zdrojů nejsou kompletní a nedostačují pro vzájemné srovnání všech tří výrobků. Při porovnání rozměrů uvedených u hlav řady DM-TR a hlav řady 0.5.437.3xx, které využívají přímý pohon nástrojů, je ale možné si u výrobků od firmy Sauter Feinmechanik všimnout výrazně menších prostorových požadavků, což představuje jeden z přínosů při použití vestavěného motoru.

Na základě průzkumu byl určen běžný rozsah velikostí upínacích systémů s tím, že střední rozměry pro jednotlivé způsoby představují VDI 40 a BMT 65. V případě náhonu nástrojů výrobci standardně používají převodový poměr 1:1. Další poznatky získané v rámci průzkumu trhu budou využity při definování parametrů navrhované revolverové hlavy.

4 ROZBOR A VOLBA KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

4.1 Zadání

Požadované parametry navrhované revolverové hlavy byly stanoveny na základě průzkumu nabídky na trhu a dohody s vedoucím práce. Hodnoty těchto parametrů jsou uvedené v Tab. 4. Volba radiálního umístění nástrojových jednotek a upínacího standardu BMT vychází z požadavku na přímý pohon nástroje. V případě upínacího adaptéru a otočného disku byla zvolena obvyklá střední velikost. Rozměr SW u disku udává vzdálenost dvou protilehlých ploch na jeho obvodu.

Tab. 4) Parametry navrhované revolverové hlavy

Zadaný parametr	Hodnota	Jednotka
Počet indexovaných pozic	12	-
Umístění nástrojových jednotek	Radiální	-
Otočení revolverové hlavy o 30°	0,35	s
Moment setrvačnosti hlavy osazené nástroji	5	kg · m ²
Standard pro upínání nástrojového adaptéru	BMT	-
Velikost upínacího adaptéru	65	-
Velikost otočného disku	SW 380	mm
Standard pro připojovací rozhraní náhonu	DIN 5480	-

Při výpočtu řezných sil působících v průběhu obrábění je nutné vycházet z parametrů použitých nástrojů, řezných podmínek a obráběného materiálu. Nástroje a řezné podmínky zadané vedoucím práce jsou představeny v Tab. 5. Uvedené nástroje pro soustružení, vrtání a frézování byly vybrány z katalogu firmy Walter [34]. Uvažovaný obráběný materiál je automatová ocel, jejíž vlastnosti jsou také získány z uvedeného katalogu a jsou specifikovány v Tab. 6.

Tab. 5) Zadané nástroje a řezné podmínky

Soustružení		
Nástroj	Držák DCLNR/L2525X12-P + vyměnitelná břitová destička CCMT120408-MP4-WPP10S	
Průměr obrobku	200	mm
Posuv na otáčku	0,25	mm/ot
Hloubka třísky	3,5	mm
Vrtání		
Nástroj	A3399XPL-25	
Průměr nástroje	25	mm
Posuv na otáčku	0,35	mm/ot
Frézování		

Nástroj	MC326-16.0A4L-WK40TF/TAX	
Průměr nástroje	16	mm
Posuv na zub	0,1	mm/z
Hloubka třísky	14	mm
Šířka záběru	12	mm

Tab. 6) Parametry obráběného materiálu [34]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Pevnost v tahu	750	MPa
Specifická řezná síla pro 1 mm ² průřezu třísky	1500	N/mm ²
Hodnota vzestupu	0,21	-

4.2 Rozbor konstrukčních řešení

4.2.1 Vestavěný motor pro přímý pohon

Jelikož je cílem práce návrh revolverové hlavy s přímým pohonem, uvažuje se pohon rotačních nástrojů pouze motorem vestavěným v otočném disku. Zvolený motor musí svými parametry umožňovat frézování zadaným nástrojem při zadaných řezných podmínkách a musí mít dostatečně malé rozměry pro vestavění do otočného disku o velikosti SW 380. Umístění motoru uvnitř disku výrazně zhorší odvod tepla a je tedy nezbytné chladit motor kapalinou. Z pohledu možnosti chlazení jsou vestavné motory na trhu nabízeny ve dvou rozdílných variantách. Prvním typem jsou motory s přípravou pro chlazení, které mají plášť statoru opatřený drážkami pro rozvod vody. Tyto motory je nutné při instalaci vložit do pouzdra či nějakého jiného vhodného tělesa vybaveného otvory pro přívod a odvod chladiva. Druhou variantu představují vestavné motory s integrovaným chlazením, které mají kolem statoru vytvořený kompletní chladicí okruh. Přívod vody do okruhu je umožněn pomocí připravených přípojek (obvykle dvou).

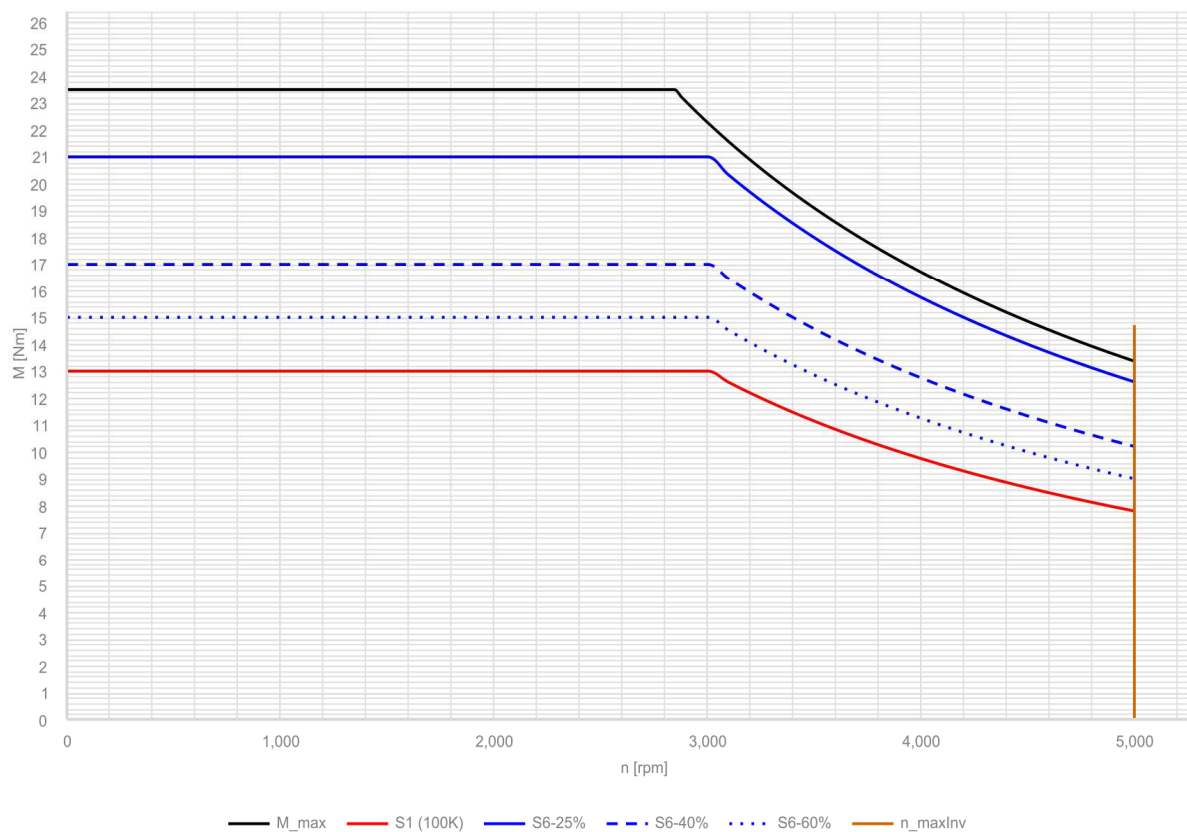
Dalším důležitým bodem tohoto rozboru je volba samotného motoru. Na trhu jsou k dispozici ve vestavném provedení synchronní motory, asynchronní motory a torzní motory. Asynchronní motor s rozměry dostatečně malými pro vestavění do revolverové hlavy se nepodařilo najít, proto budou v rámci multikriteriálního hodnocení porovnávány pouze dva synchronní motory a torzní motor. Nejprve budou představeny parametry jednotlivých motorů včetně momentových charakteristik, následně hodnotící kritéria a nakonec bude provedeno porovnání.

Synchronní motor 1FE1061-6WY10-1BA0

Tab. 7) Parametry synchronního motoru 1FE1061-6WY10-1BA0 [35]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výrobce	Siemens	-
Vnější průměr statoru	130	mm
Délka statoru	130	mm

Vnitřní průměr rotoru	58	mm
Chlazení motoru	Příprava pro chlazení na plášti statoru	-
Vývod elektrických kabelů	Axiální na čele statoru	-
Vývod přípojek chlazení	Radiální na vnější válcové ploše statoru	-
Vestavěný enkodér	Ne	-

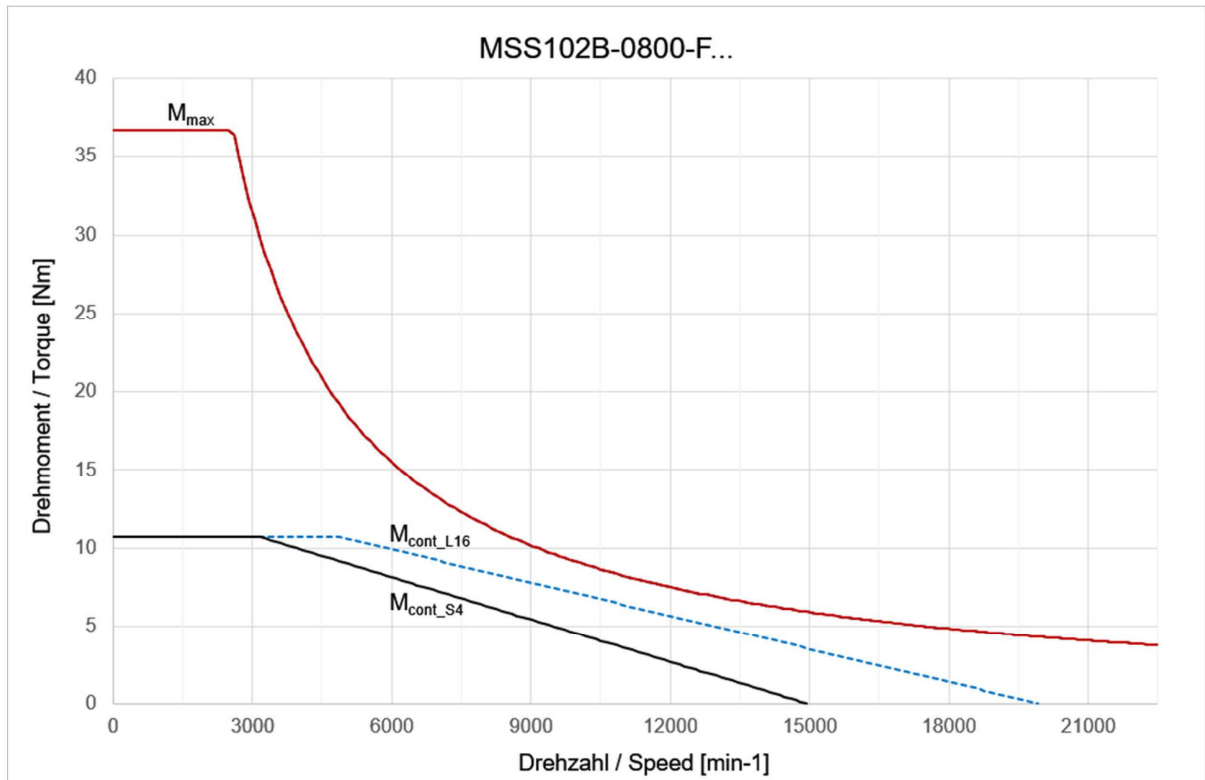


Obr. 26) Momentová charakteristika motoru 1FE1061-6WY10-1BA0 [35]

Synchronní motor MBS102B

Tab. 8) Parametry synchronního motoru MBS102B [36]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výrobce	Rexroth	-
Vnější průměr statoru	120	mm
Délka statoru	156	mm
Vnitřní průměr rotoru	46	mm
Chlazení motoru	Integrované chlazení	-
Vývod elektrických kabelů	Axiální na čele statoru	-
Vývod přípojek chlazení	Axiální na čele statoru	-
Vestavěný enkodér	ne	-

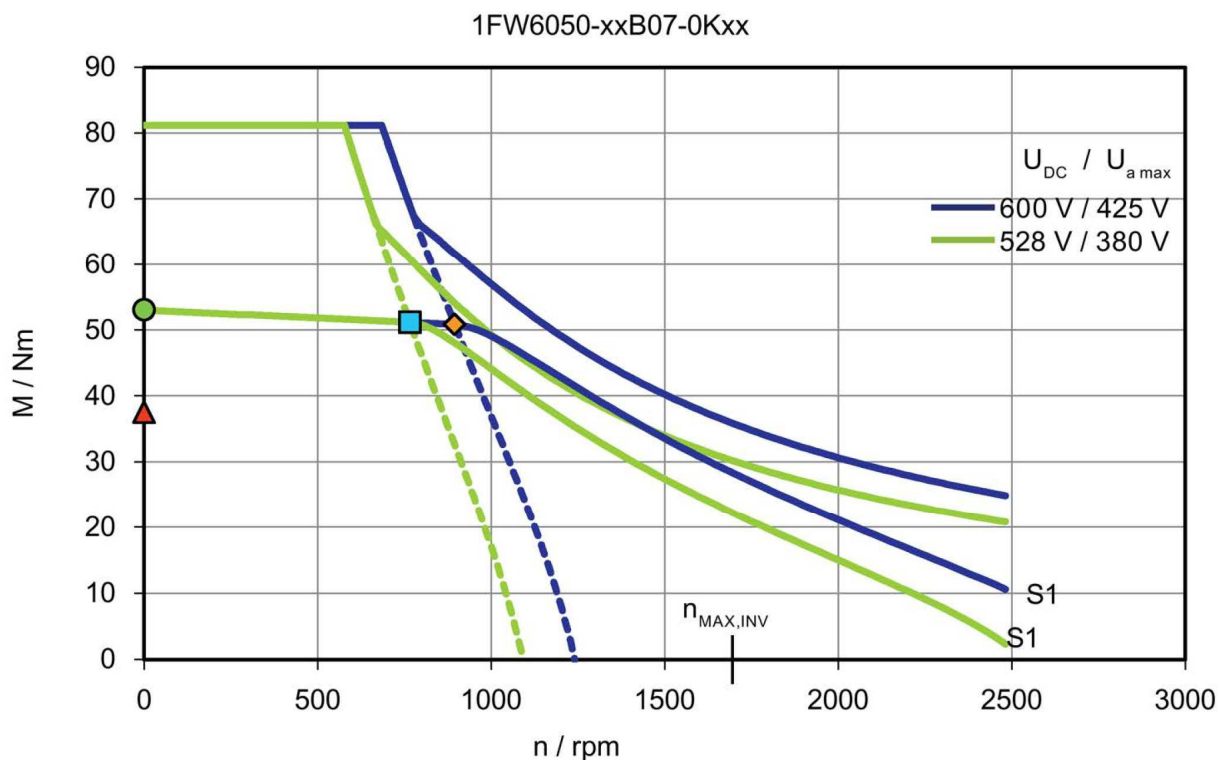


Obr. 27) Momentová charakteristika motoru MBS102B (MSS102B - stator) [36]

Torzní motor 1FW6050-0TB07-0KD3

Tab. 9) Parametry torzního motoru 1FW6050-0TB07-0KD3 [37]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Výrobce	Siemens	-
Vnější průměr statoru	159	mm
Délka statoru	129	mm
Vnitřní průměr rotoru	64	mm
Chlazení motoru	Integrované chlazení	-
Vývod elektrických kabelů	Radiální na čele statoru	-
Vývod přípojek chlazení	Axiální na čele statoru	-
Vestavěný enkodér	Ano	-



Obr. 28) Momentová charakteristika motoru 1FW6050-0TB07-0KD3 [37]

Představené motory mají rozměry vyhovující pro instalaci do revolverové hlavy, přesto jako jedno z hodnotících kritérií budou zvoleny vnější rozměry motoru. Mimo samotného motoru se musí do vnitřního prostoru disku vejít také uchycení motoru, mechanismus ovládacího připojení náhonu a v případě motoru bez vestavěného enkodéru také enkodér, proto budou lépe hodnoceny prostorově úsporné rozměry motoru. Velmi důležitými kritérii jsou otáčky a kroutící moment, které je motor schopen dodávat. Dle zadaných rezných podmínek je potřeba dodávat moment 26,6 Nm při 2787 ot/min. Z momentových charakteristik je patrné, že oba motory od výrobce Siemens toto nejsou schopny splnit. Dalším kritériem pro hodnocení je způsob, jakým je řešeno chlazení motoru. Pro zjednodušení návrhu hlavy je výhodné integrované provedení. Pátým kritériem je umístění vývodů pro kabely a hadice. Upřednostněno je radiální umístění vývodů. Poslední kritérium je zaměřeno na možnost odměřování polohy. Preferováno je vybavení motoru vestavěným enkodérem. Váha jednotlivých kritérií a rozsah hodnocení jsou uvedeny v Tab. 10.

Tab. 10) Kritéria pro hodnocení vestavných motorů

Kritérium	Označení	Váha	Hodnocení
Rozměry motoru	K1	4	5 - 0
Otáčky motoru	K2	10	0 - 5
Průběh kroutícího momentu	K3	10	0 - 5
Chlazení motoru	K4	7	0 - 5
Umístění vývodů pro kabely a chlazení	K5	6	0 - 5
Odměřování polohy	K6	5	0 nebo 5

Tab. 11) Multikriteriální hodnocení vestavných motorů

Kritérium	Váha	Motor 1FE1061-6WY10-1BA0		Motor MBS102B		Motor 1FW6050-0TB07-0KD3	
		Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
K1	4	5	20	2	8	3	12
K2	10	2	20	5	50	0	0
K3	10	0	0	5	50	1	10
K4	7	2	14	5	35	5	35
K5	6	4	24	0	0	3	18
K6	5	0	0	0	0	5	25
Výsledné hodnocení		78		143		100	

Na základě multikriteriálního hodnocení (Tab. 11) je pro konstrukční návrh revolverové hlavy zvolen vestavný motor MBS102B od výrobce Rexroth. Tento motor plně vyhovuje z hlediska potřebných otáček a kroutícího momentu. Absence vlastního enkodéru a především axiální umístění vývodů kabelů a chladicí kapaliny budou při vestavění motoru do revolverové hlavy představovat určité obtíže.

4.2.2 Mechanismus pro připojení náhonu

Připojovací mechanismus má za úkol pohybovat spojovací hřídeli opatřené na připojovací straně vnitřním drážkováním, které se při připojení náhonu nasune na drážkovaný konec hřídele nástrojové jednotky. Když má dojít k přetočení revolverové hlavy do jiné indexované pozice, musí ovládací mechanismus rozpojit náhon tím, že odtáhne spojovací hřídel. Jako možné řešení pohonu se u tohoto mechanismu jeví hydraulické, pneumatické nebo elektromagnetické (solenoid).

Jelikož tento mechanismus při posouvání překonává pouze třecí síly a odpor při najetí na konec drážkované hřídele, není u něj vyžadována příliš vysoká působící síla, proto bude mít toto kritérium nižší váhu. Významnějším kritériem bude rychlost mechanismu. Jako u všech prvků tvořících přímý pohon jsou i u připojovacího mechanismu vyžadovány prostorově úsporné rozměry. Dále bude hodnoceno, jak snadno lze realizovat odměřování koncových poloh, jaká je možnost dodavatelského řešení, a posledním kritériem bude cena. Váha jednotlivých kritérií a rozsah hodnocení jsou uvedeny v Tab. 12. Pro cenu a rozměry platí, že nižší hodnoty znamenají lepší hodnocení.

Tab. 12) Kritéria pro hodnocení pohonu připojovacího mechanismu

Kritérium	Označení	Váha	Hodnocení
Síla	K1	2	0 - 5
Rychlost	K2	6	0 - 5
Rozměry mechanismu	K3	10	5 - 0
Odměřování koncových poloh	K4	8	0 - 5
Dodavatelé	K5	8	0 - 5
Cena	K6	5	5 - 0

Tab. 13) Multikriteriální hodnocení způsobů pohonu připojovacího mechanismu

Kritérium	Váha	Hydraulický pohon		Pneumatický pohon		Elektromagnetický pohon	
		Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
K1	2	5	10	2	4	2	4
K2	6	3	18	4	24	5	30
K3	10	3	30	4	40	4	40
K4	8	3	24	5	40	1	8
K5	8	5	40	5	40	3	24
K6	5	2	10	3	15	4	20
Výsledné hodnocení		132		163		126	

Na základě výsledků multikriteriálního hodnocení (Tab. 13) volíme pneumatický způsob pohonu připojovacího mechanismu.

4.2.3 Aretace revolverové hlavy

V případě aretace revolverové hlavy je nutné zvolit jakým způsobem bude docházet k jejímu rozpojení. Přítlačnou sílu, kterou je posuvný věnec tlačěn do ozubení zajišťují pružiny. Pro odjištění aretace je nutné z druhé strany věnce vyvinout silové působení, které bude dostatečně velké, aby přetlačilo pružiny a odsunulo věnec ven z ozubení. Předpokládáme, že bude vyžadován pohon, který bude schopný dodávat velmi vysokou pracovní sílu, proto budeme vybírat pouze mezi hydraulickou a elektromechanickou variantou.

Na základě předchozí úvahy tedy bude jedním z důležitých kritérií síla pohonu. V rámci úspory vedlejších časů při obrábění požadujeme, aby automatická výměna nástrojů probíhala co nejrychleji. Odjištění aretace hlavy je jedním z časů, který se na celém procesu výměny podílí, proto jako druhé kritérium stanovíme rychlost pohonu. Další kritéria jsou složitost konstrukce, spolehlivost, prostorová náročnost mechanismu uvnitř hlavy a cena. Váha jednotlivých kritérií a rozsah hodnocení jsou uvedeny v Tab. 14. V případě ceny, složitosti konstrukce a prostorové náročnosti uvažujeme, že nižší parametry znamenají lepší hodnocení.

Tab. 14) Kritéria pro hodnocení pohonu aretace

Kritérium	Označení	Váha	Hodnocení
Síla	K1	10	0 - 5
Rychlost	K2	8	0 - 5
Složitost konstrukce	K3	7	5 - 0
Spolehlivost	K4	10	0 - 5
Prostorová náročnost	K5	6	5 - 0
Cena	K6	3	5 - 0

Tab. 15) Multikriteriální hodnocení způsobů pohonu aretace

Kritérium	Váha	Hydraulický pohon		Elektromechanický pohon	
		Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
K1	10	5	50	5	50
K2	8	3	24	3	24
K3	7	5	35	1	7
K4	10	4	40	4	40
K5	6	5	30	2	12
K6	3	4	12	3	9
Výsledné hodnocení		191		142	

Na základě výsledků multikriteriálního hodnocení (Tab. 15) volíme hydraulický způsob pohonu aretace revolverové hlavy.

4.3 Dodavatelské řešení komponent

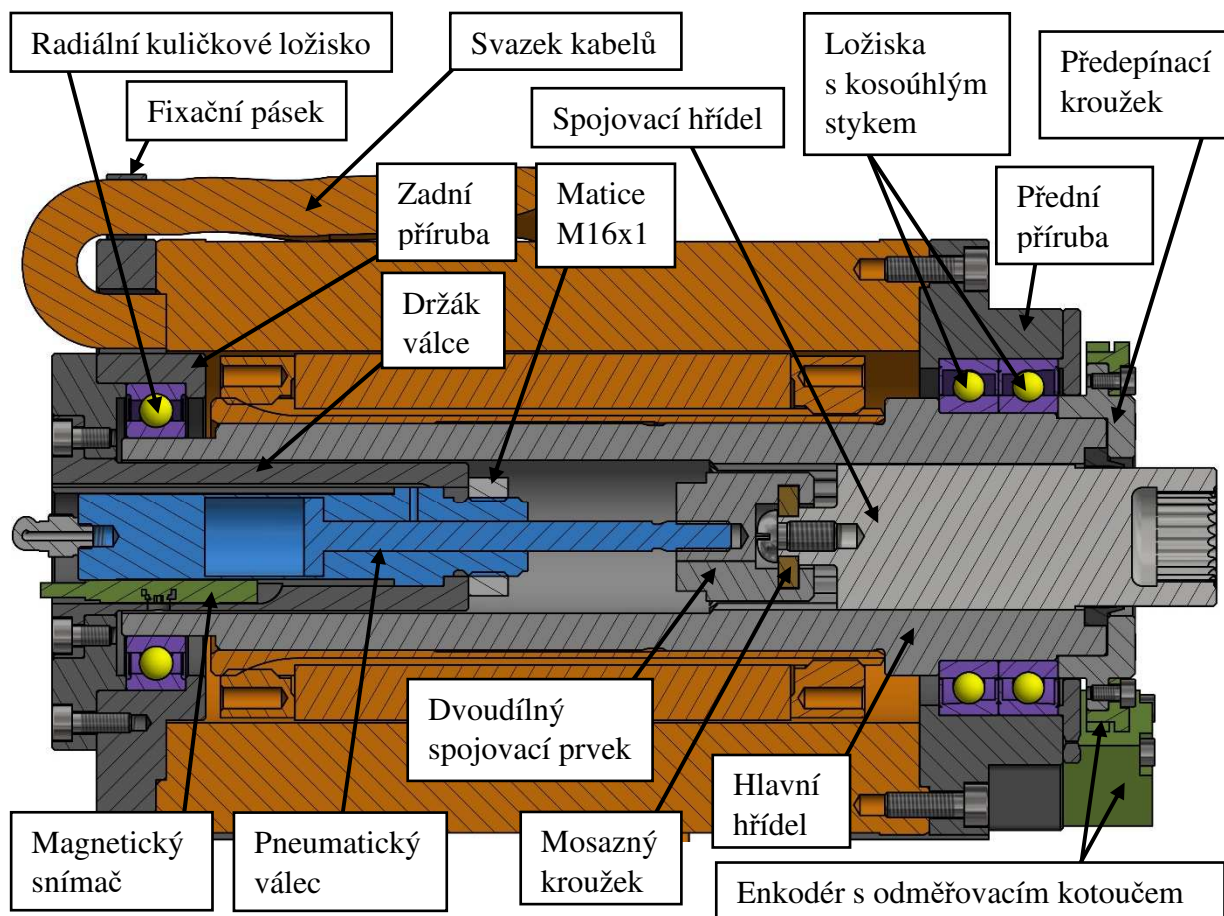
V rámci návrhu budou některé součásti uvažovány jako dodávané od specializovaných výrobců. U složitých komponent, jako jsou pneumatické válce, ložiska nebo snímače, se předpokládá, že bude ekonomicky výhodnější tyto položky nakoupit. Jako externě vyráběné budou uvažovány také věnce s ozubením určené pro aretaci revolverové hlavy. Dodavatelské řešení je v tomto případě zvoleno z důvodu složité geometrie Hirthova ozubení a z toho vyplývající vyšší náročnosti jejich výroby.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

5.1 Přímý pohon

Přímý pohon tvoří podsestavu, která se po smontování vkládá jako celek do hlavní sestavy revolverové hlavy. Ústředním prvkem této podsestavu je synchronní motor MBS102B. Rotor motoru se spojí s dutou hlavní hřídelí nalisováním za tepla. Vzniklé spojení je nerozebíratelné. Po nalisování je nutné rotor s hřídelí vyvážit, proto je rotor na obou čelních stranách vybaven otvory se závity, do kterých je možné šroubovat vyvažovací kolíky. Otvory pro vyvažování jsou vytvořeny v axiálním i radiálním směru. Hlavní hřídel má na vnitřní válcové ploše vytvořené evolventní drážkování, které zajišťuje přenos kroutícího momentu na výsuvnou spojovací hřídel umístěnou uvnitř hlavní hřídele. Řez podsestavou v horizontální směru (při vestavění do revolverové hlavy) je možné vidět na Obr. 29.

Vysouvání spojovací hřídele ovládá pneumatický válec uchycený pomocí matice M16x1 v držáku. Pneumatický válec má na konci pístnice dvoudílný spojovací prvek válcového tvaru. Při sešroubování je mezi obě části do připravené vnitřní drážky vložen mosazný kroužek, který je uchycen na konci spojovací hřídele. Kroužek je uchycen volně a slouží jen pro přenos axiální síly. Při pohonu rotačního nástroje se kroužek uvnitř spojovacího prvku protáčí. Při montáži je nutné vsouvat ze zadní strany do duté hlavní hřídele již spojenou sestavu držáku s pneumatickým válcem a spojovací hřídelí.

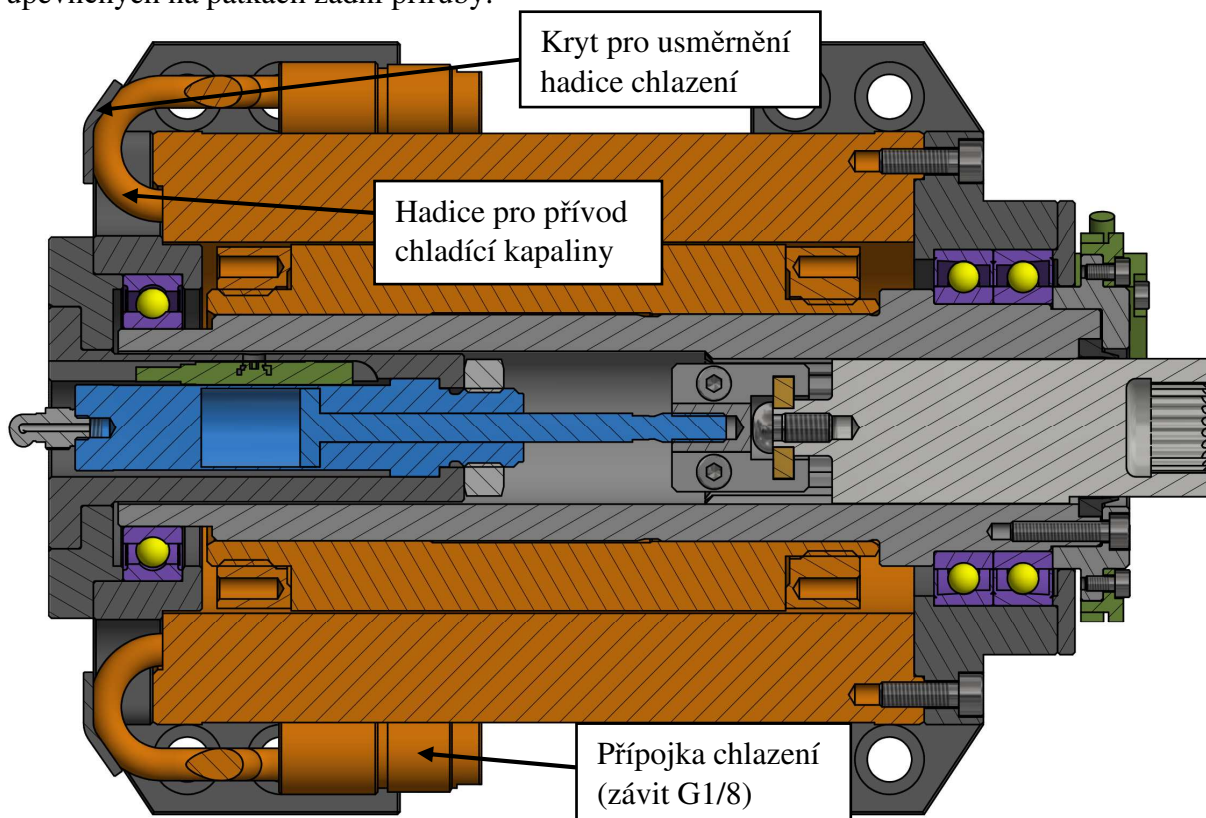


Obr. 29) Řez podsestavou přímého pohonu v horizontálním směru

Stator motoru je na obou čelních stranách přichycen k přírubám, které jsou na své spodní straně opatřeny patkami pro uchycení motoru k revolverové hlavě. V přírubě umístěné na přední straně, kde dochází k připojení náhonu, se nachází dvě ložiska s kosouhlým stykem uspořádaná do „O“, v kterých je uložena hlavní hřídel. Předepnutí ložisek se provádí pomocí speciálního kroužku, který je 5 šrouby přitahován na čelo hlavní hřídele. Vnější obvod kroužku slouží pro upevnění odměřovacího kotouče enkodéru. Zvolený enkodér bude představen v samostatné kapitole. Výkres přední příruby je přílohou práce.

Na zadní straně motoru, kde jsou umístěny vývody z motoru, je k přírubě připevněn držák, v kterém je upevněn pneumatický válec pro ovládání připojovací hřídele náhonu. V rozestupu 90° jsou po obvodu válce do držáku zasunuty dva magnetické snímače, pomocí kterých jsou měřeny koncové polohy pístu. Správná poloha každého snímače je určena kruhovým otvorem v držáku, vůči kterému je nutné zarovnat rotační rozpěru na snímači. Přes otvor v držáku je pak možné rozpěru otočit pomocí šestihřanného klíče a zajistit tak snímač v drážce. V zadní přírubě je hlavní hřídel uložena v radiálním kuličkovém ložisku.

Motor MBS102B byl zvolen i přes své méně vhodné axiální umístění vývodů pro kabely a chladicí kapalinu, protože jako jediný dokázal splnit kritické otáčkové a momentové hodnotící kritérium. Abychom mohli motor úspěšně namontovat a připojit, bude potřeba u něj prodloužit délku vývodů pro chladivo. Vhodná délka až po konec přípojky je 120 mm. Řešením je buď tuto modifikaci objednat u výrobce, nebo provést vlastní úpravu. Kolem motoru se bude otáčet disk s nástroji, proto je nutné provést organizaci a fixaci vývodů. Fixaci kabelů zajišťuje plechový pásek upevněný na zadní přírubu (Obr. 29). Hadice pro chladivo jsou usměrněny pomocí jednoduchých krytů, které jsou přišroubovány k zadní přírubě (Obr. 30). Po vestavění přímého pohonu jsou přípojky na konci hadic uchyceny pomocí matek M16x1 do držáků upevněných na patkách zadní příruby.



Obr. 30) Řez podsestavou přímého pohonu ve vertikálním směru

5.1.1 Hřídele a ložiska

Předpokládáme, že hlavní hřídel bude zatížena především kroutícím momentem od motoru, je ale pravděpodobné, že u ní dojde také k zatížení malou axiální silou od pneumatického připojovacího mechanismu, proto je navrženo její uložení ve dvou předeprnutých ložiskách s kosoúhlým stykem a v radiálním kuličkovém ložisku. V obou případech byla zvolena zapouzdřená ložiska mazaná tukem. Parametry použitých ložisek jsou uvedeny v Tab. 16.

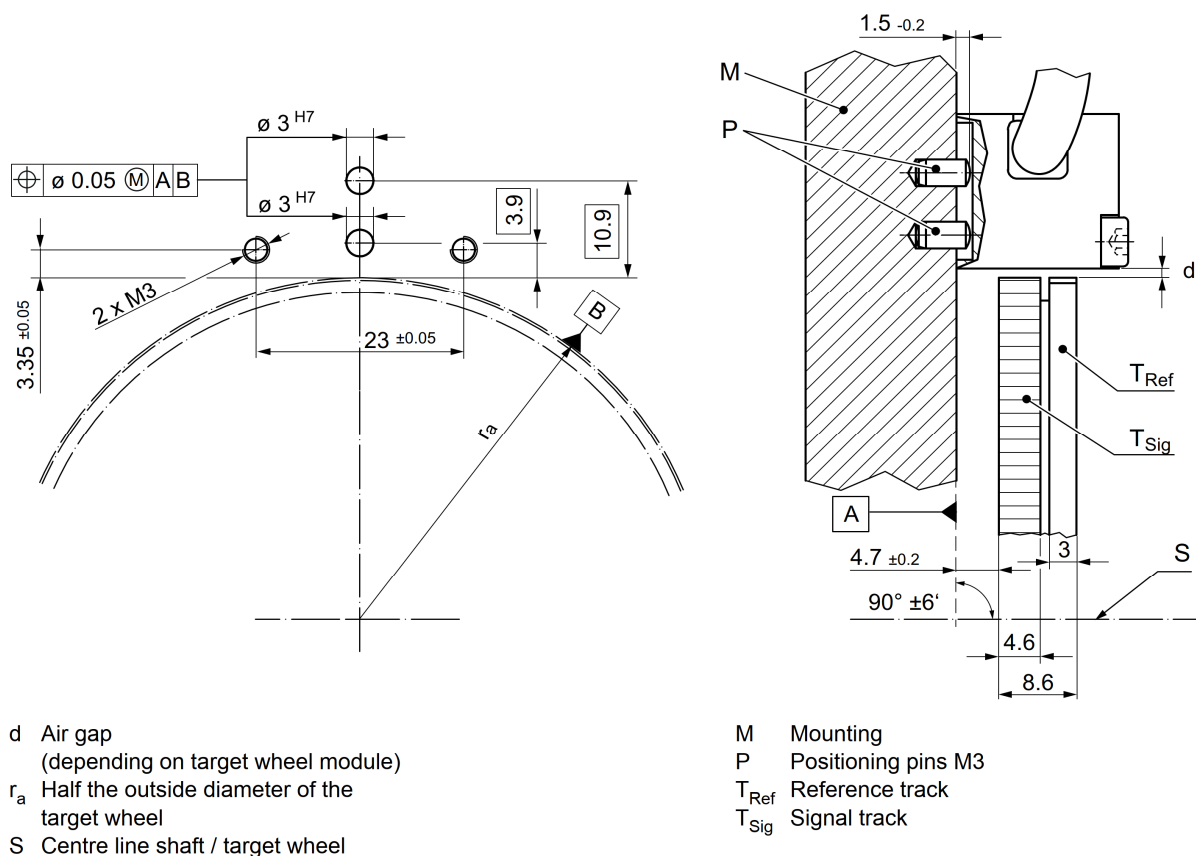
Tab. 16) Parametry použitých ložisek [38; 39]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem S71910 ACD/P4A		
Výrobce	SKF	-
Vnitřní průměr	50	mm
Vnější průměr	72	mm
Šířka	12	mm
Kontaktní úhel	25	°
Maximální otáčky při mazání tukem	16000	ot/min
Dynamická únosnost	12,7	kN
Statická únosnost	9,8	kN
Radiální kuličkové ložisko 61908-2RZ		
Výrobce	SKF	-
Vnitřní průměr	40	mm
Vnější průměr	62	mm
Šířka	12	mm
Maximální otáčky při mazání tukem	12000	ot/min
Dynamická únosnost	13,8	kN
Statická únosnost	10	kN

Hlavní hřídel je spojena se spojovací hřídelí pomocí evolventního drážkování dle DIN 5480 o rozměrech 31x1,5x30x19 7H 9h. Drážkování ve spojovací hřídeli, které představuje rozhraní pro připojení náhonu a přenos kroutícího momentu, je také dle DIN 5480 a má rozměry 20x0,8x30x24 7H 9h. Aby vznikl co nejmenší odpor při najetí spojovací hřídele na drážkovaný konec hřídele nástrojového adaptéru, jsou na čele spojovací hřídele pomocí vrtáku s vrcholovým úhlem 60° vytvořeny náběhy do drážkování.

5.1.2 Enkodér

Pro odměřování rotační polohy přímého pohonu byl zvolen magnetorezistivní enkodér GEL 2449 od firmy Lenord + Bauer. Zvolený enkodér je vhodný pro přímý pohon především z důvodu velmi malého rozměru v axiálním směru a odolné konstrukce. Velkou výhodou je také možnost zvolit si rozměry odměřovacího kotouče. Konstrukční požadavky pro montáž enkodéru GEL 2449 jsou zobrazeny na Obr. 31.



Obr. 31) Konstrukční požadavky pro montáž enkodéru GEL 2449 [40]

5.1.3 Pneumatický válec

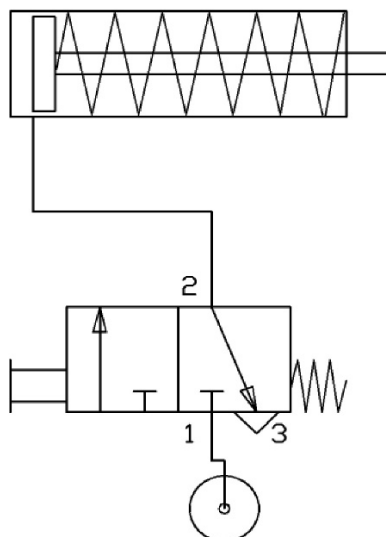
Pro pneumatický pohon připojovacího mechanismu byl zvolen jednočinný tlačný pneumatický válec kruhového tvaru dle normy ISO 6432 s označením ESNU-16-20-P-A-MA. Pneumatický válec byl na základě konstrukčních požadavků nakonfigurován v online katalogu výrobce FESTO (https://www.festo.com/cat/cs_cz/products). Jednočinné tlačné provedení bylo zvoleno z bezpečnostních důvodů. Při odpojení energie se náhon rozpojí.

Válec má průměr pístu 16 mm a zdvih 20 mm. Protože bude celý vsazen do držáku, byl u něj zvolen axiálně umístěný přívod stlačeného vzduchu, do kterého bude našroubována přípojka zahnutá pod úhlem 90° . Při tlaku vzduchu 0,6 MPa je pístnice schopna vyvinout sílu v rozmezí 94 - 97 N. Tato síla je považována za dostačující pro připojení náhonu. Další parametry pneumatického válce jsou uvedeny v Tab. 17. Měření koncových poloh pístu je řešeno pomocí dvou magnetických snímačů s jazýčkovým relé SME-8M, které také vyrábí firma FESTO. Schéma uspořádání pneumatického obvodu je zobrazeno na Obr. 32.

Tab. 17) Parametry pneumatického válce ESNU-16-20-P-A-MA

Parametr	Hodnota	Jednotka
Průměr pístu	16	mm
Zdvih	20	mm
Provozní tlak	1,2 - 10	bar
Provozní režim	Jednočinný, tlačný	-
Tlumení	Pružné tlumicí kroužky/desky	-

Teoretická síla (6 barů, dopředný chod)	94 - 97	N
Připojení pneumatiky	M5	-
Materiál krytu	Hliník legovaný pro tváření	-
Materiál pístnice	Vysoce legovaná nerezová ocel	-
Materiál trubky válce	Vysoce legovaná nerezová ocel	-

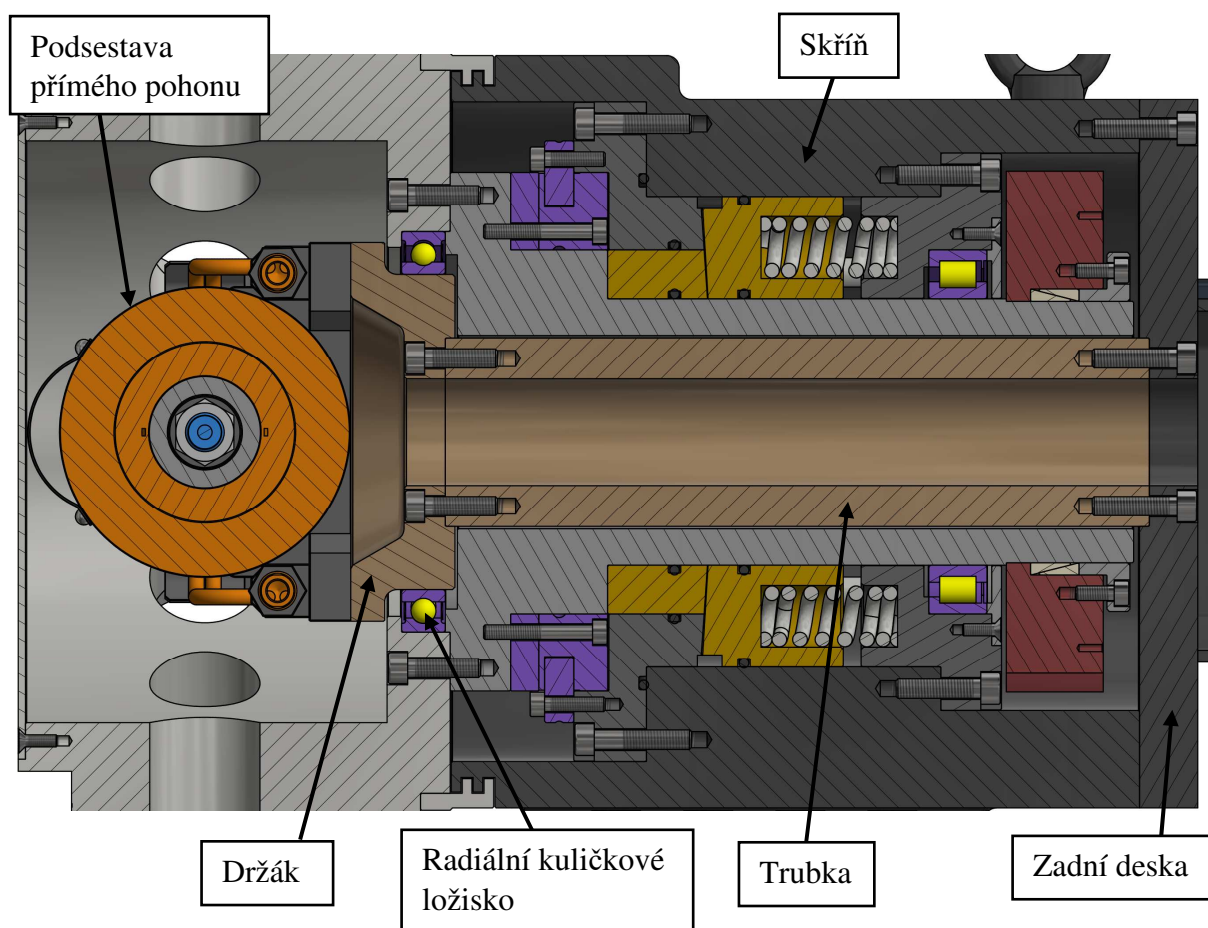


Obr. 32) Schéma pneumatického obvodu

5.1.4 Upevnění přímého pohonu k revolverové hlavě

Podsestava přímého pohonu je přes patky přírub přišroubována na držák, který je na straně motoru tvořen deskou obdélníkového tvaru s vyfrézovanými dosedacími plochami a na opačné straně válcovou plochou pro ložisko. Skrz držák je vytvořena kuželová dutina sloužící pro průchod kabelů a hadic do prostoru otočného disku. Rozměrové parametry držáku přímého pohonu jsou podrobně zachyceny na výkresu, který je přílohou této práce.

Montáž upevnění přímého pohonu probíhá až po sestavení aretace a otočného mechanismu hlavy včetně disku. Při montáži se nejprve pomocí šroubů a válcových kolíků na zadní desku připevní nosná trubka s vnějším průměrem 78 mm a vnitřním 44 mm. Deska se následně přišroubuje na zadní stranu skříně, přičemž dojde k zasunutí trubky do dutiny ve vřetenu. Na volný konec trubky uvnitř otočného disku se šrouby a kolíky upevní držák, který se při montáži zároveň vsune do radiálního kuličkového ložiska 61826-2RZ s vnitřním průměrem 130 mm. Ložisko slouží jako podpora z důvodu dlouhého vyložení celé konstrukce a nepředpokládá se u něj velké silové zatížení. K otáčení ložiska bude docházet pouze při otáčení disku hlavy. Jednotlivé komponenty tvořící upevnění jsou označeny na Obr. 33.

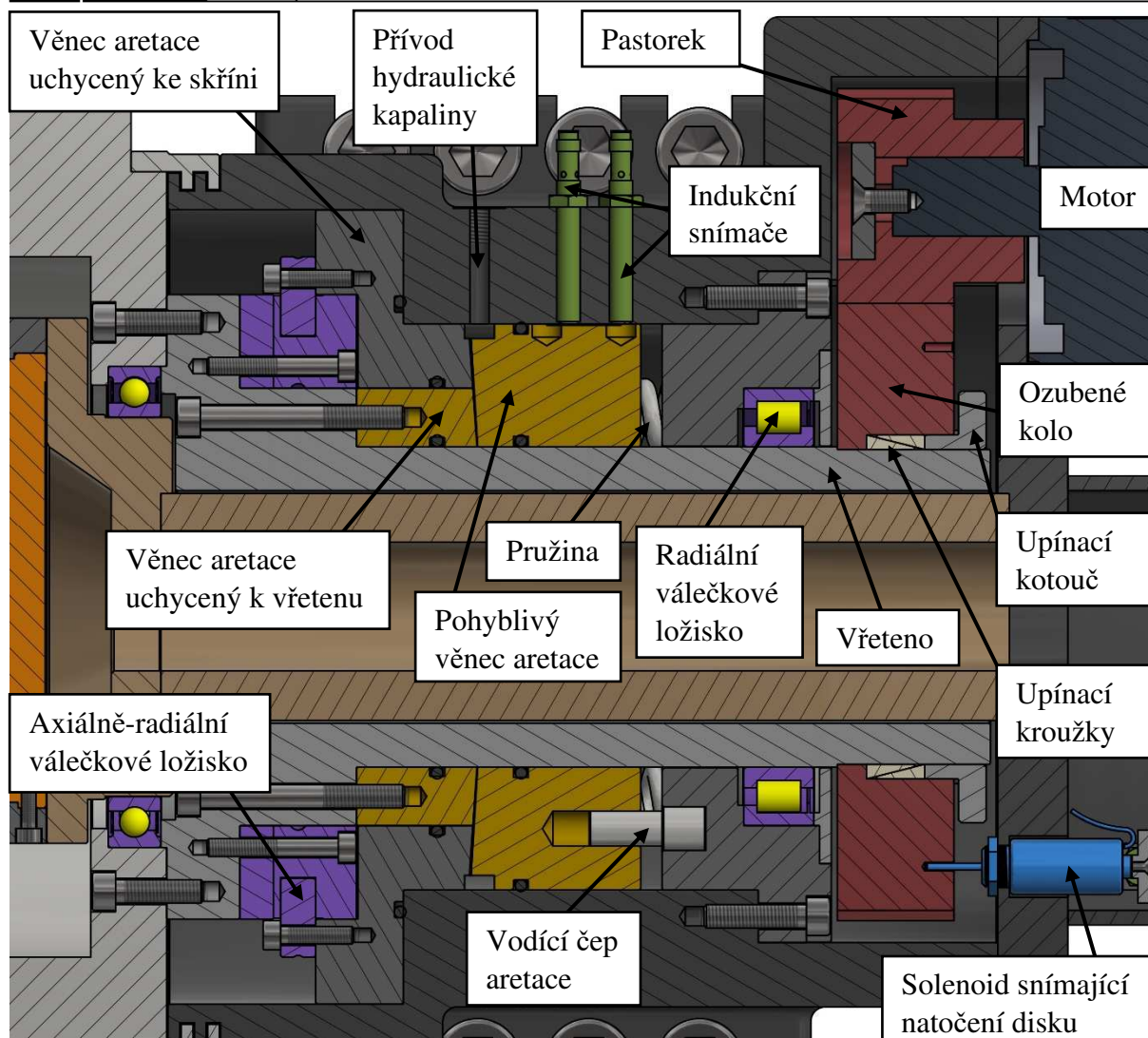


Obr. 33) Upevnění podsestavy přímého pohonu k revolverové hlavě

5.2 Pohon a aretace revolverové hlavy

Pohon revolverové hlavy zajišťuje servomotor 1FK7063-2AC71-1RB2-Z, který svou výstupní hřídelí přes pero a drážku otáčí pastorkem čelního ozubeného soukolí. Tímto dochází k roztočení i ozubeného kola soukolí. Jelikož je kolo uchyceno přímo na vřetenu, dojde k otočení celé revolverové hlavy. Ozubené kolo je na vřetenu upevněno pomocí dvou upínacích kroužků, které mají v řezu tvar klínu se vzájemně opačnou orientací. Kroužky se umístí mezi vřeteno a vnitřní válcovou plochu ozubeného kola a vzájemně se k sobě pomocí upínacího kotouče a šroubů přitlačí, což způsobí, že po sobě začnou klouzat a rozpínat se. Čelní ozubené soukolí je navrženo pro převodový poměr $i = 3$ a modul 3,5 mm. Rozměry ozubení jsou vypočítány v samostatné kapitole v rámci výpočtového návrhu. U soukolí se vzhledem k nízkým otáčkám a přerušovanému chodu předpokládá mazání tukem.

Vřeteno je uloženo ve dvou ložiscích vzájemně vzdálených 164,5 mm. Blíže k otočnému disku je umístěno axiálně-radiální válečkové ložisko NRT 150 B s vnitřním průměrem 150 mm. Druhé ložisko je radiální válečkové ložisko NCF 2922 CV s vnitřním průměrem 110 mm. Další parametry ložisek jsou uvedeny v Tab. 18. U obou ložisek se předpokládá mazání tukem. Návrh vřetena je podrobně popsán na výkrese, který je přílohou této práce. Komponenty zajišťující pohon hlavy jsou označeny na Obr. 34.



Obr. 34) Konstrukční návrh pohonu a aretace revolverové hlavy

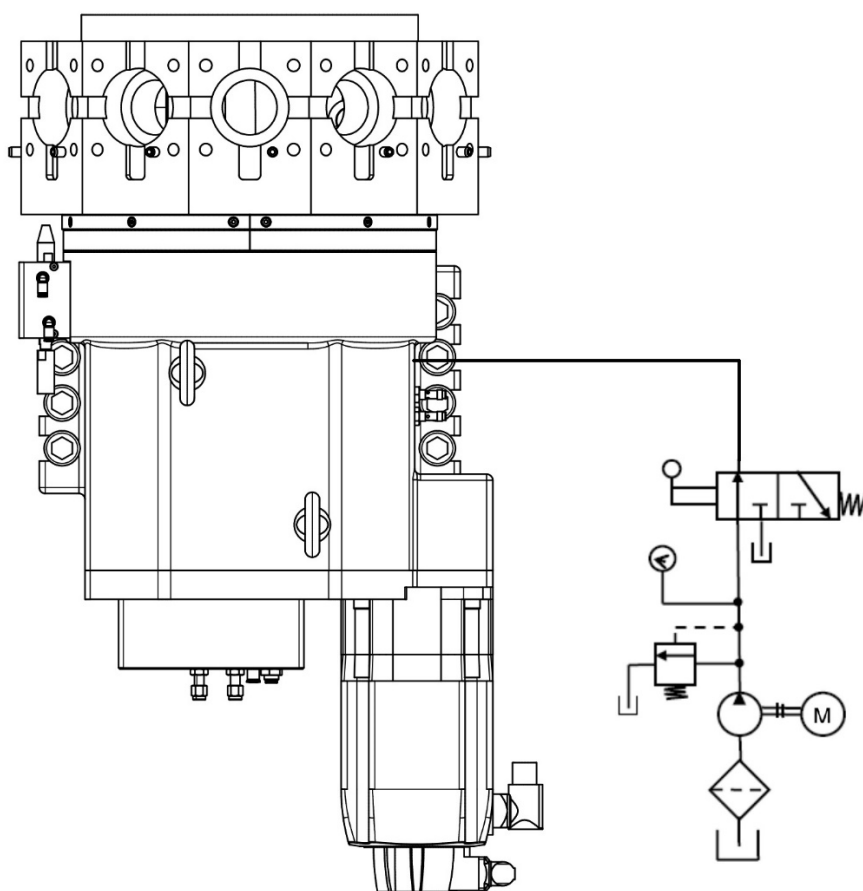
Tab. 18) Parametry použitých ložisek [41; 42]

Parametr	Hodnota	Jednotka
Axiálně-radiální válečkové ložisko NRT 150 B		
Výrobce	SKF	-
Vnitřní průměr	150	mm
Vnější průměr	240	mm
Šířka	40	mm
Maximální otáčky při mazání tukem	210	ot/min
Radiální dynamická únosnost	67,1	kN
Radiální statická únosnost	160	kN
Axiální dynamická únosnost	75	kN
Axiální statická únosnost	490	kN
Radiální válečkové ložisko NCF 2922 CV		
Výrobce	SKF	-

Vnitřní průměr	110	mm
Vnější průměr	150	mm
Šířka	24	mm
Maximální otáčky při mazání tukem	1900	ot/min
Dynamická únosnost	134	kN
Statická únosnost	220	kN

Aretaci revolverové hlavy v indexované poloze zajišťují tři věnce s Hirthovým ozubením. Jeden věnec je přišroubovaný ke skříni, druhý věnec se otáčí společně s vřetenem, na kterém je uchycený, a třetí věnec, který má ozubení orientované proti ozubení na zbývajících dvou věncích, je posuvný. Posuvný věnec je do záběru tlačen šesti pružinami a při posouvání je veden třemi vodícími čepy o průměru 12 mm. Rozpojení aretace je zajištěno pomocí tlaku hydraulické kapaliny, která přiteče otvorem ve skříni přímo do ozubení, přetlačí pružiny a odsune pohyblivý věnec. Princip funkce je velmi podobný jednočinnému hydraulickému válci. Schéma hydraulického obvodu aretace hlavy je zobrazeno na Obr. 35.

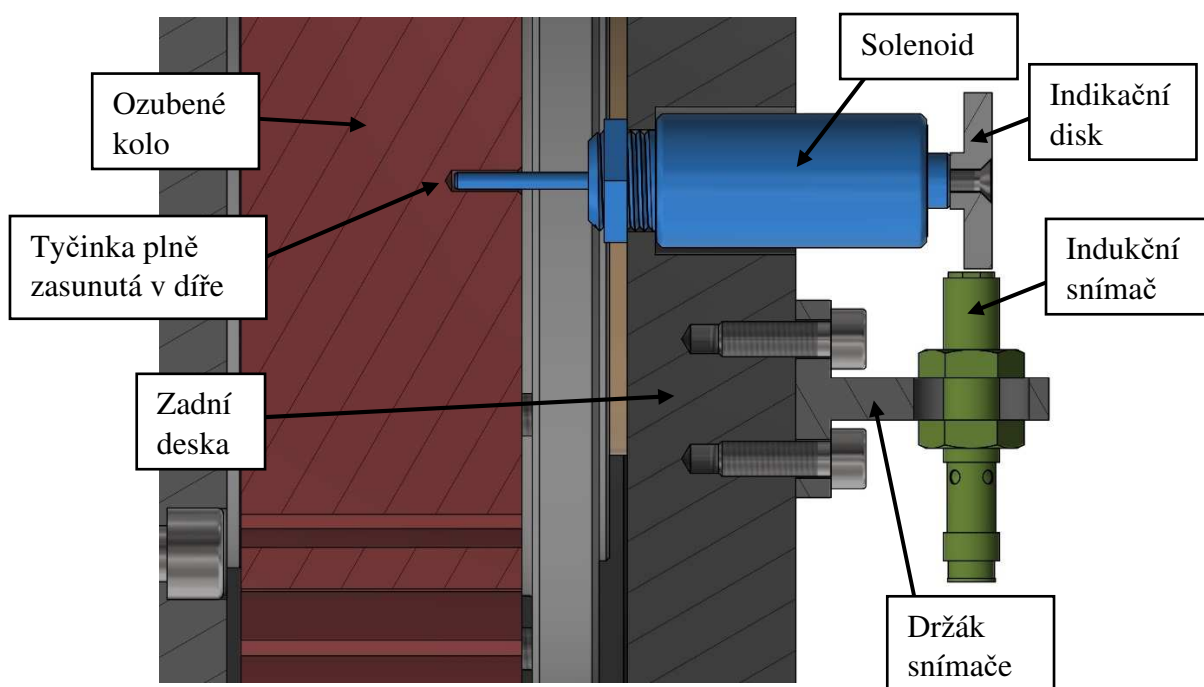
V rámci práce se uvažuje, že věnce s Hirthovým ozubením budou dodány specializovaným výrobcem, proto nejsou počítány parametry ozubení. Ozubení bude mít vnitřní průměr 110 mm a vnější průměr 184 mm. Bude tvořeno 48 zubů s výškou styku zubů na vnějším průměru 5,8 mm. Zdvih pohyblivého věnce je 7,4 mm, což zajišťuje rozpojení aretace a bezpečné vzdálení protilehlých zubů na 1,6 mm. Potřebné parametry pružin a hydraulického pohonu budou představeny v rámci výpočtového návrhu aretace.



Obr. 35) Schéma hydraulického obvodu aretace

Snímání koncových poloh pohyblivého věnce je zajištěno dvěma stíněnými indukčními snímači E2B-S08LS01-MC-B1 od firmy Omron s detekční vzdáleností 1,5 mm. Pro snímače je navržena instalace v zapaštěné poloze do boční stěny skříně. Na vnější válcové ploše posuvného věnce jsou v rovině, kde probíhá snímání, vyvrtány dvě díry, které svým umístěním vůči snímačům reprezentují koncové polohy posuvného věnce. Konstrukční návrh aretace revolverové hlavy včetně snímačů je zobrazen Obr. 34.

Ověření správného natočení vřetena probíhá pomocí solenoidu Ledex 195205-230 upevněného na zadní desce. Na ozubeném kole jsou dokola po 30° vyvrtány otvory, které odpovídají indexovaným pozicím revolverové hlavy. Po otočení hlavy do nové polohy se ze solenoidu vysune tyčinka, která musí zajet do otvoru na ozubeném kole. Zasunutí tyčinky je snímáno indukčním snímačem prostřednictvím indikačního disku přišroubovaného na její druhý konec. Průměr tyčinky je 2,39 mm a průměr otvoru na ozubeném kole je 3 mm. Solenoid má zdvih 19 mm. Snímání se provádí stíněným indukčním snímačem E2B-S08KS01-MC-B1 od výrobce Omron s detekční vzdáleností 1,5 mm. Konstrukční návrh tohoto uspořádání je možné vidět na Obr. 36.



Obr. 36) Ověření správné indexované polohy

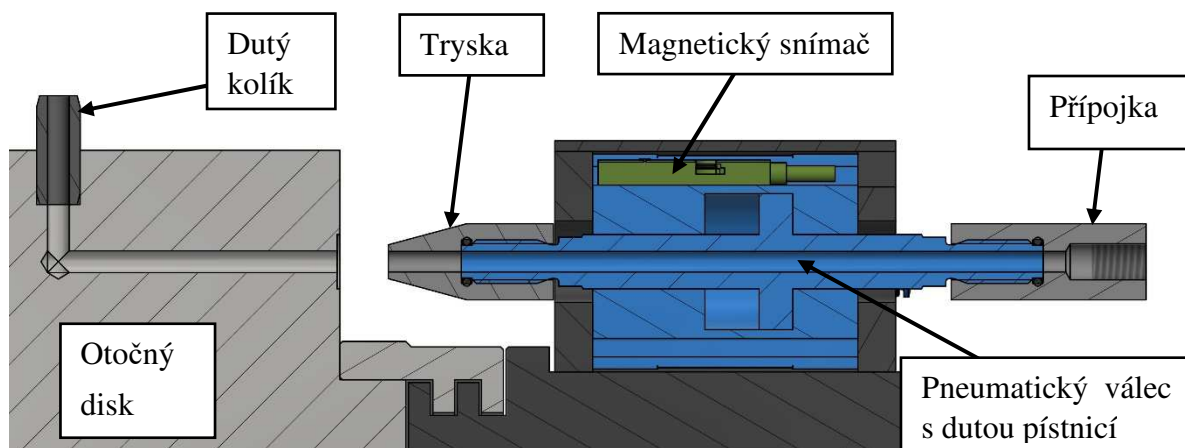
5.3 Přívod procesní kapaliny

Součástí konstrukčního návrhu je také mechanismus pro přívod procesní kapaliny, který je poháněn pneumatickým dvojčinným válcem. Pneumatický válec je umístěn na boční straně skříně na úrovni pracovní nástrojové pozice. Procesní kapalina je přiváděna skrz dutou pístnici do přípojovací trysky, která je tlakem stlačeného vzduchu přitisknuta k otvoru pro přívod kapaliny na otočném disku. Procesní kapalina protéká tímto otvorem do disku, v kterém tvoří přítokový kanálek dvě díry o průměru 4 mm vyvrtané kolmo na sebe. Na upínací ploše je přívod kapaliny do nástrojové jednotky proveden přes nalisovaný dutý válcový kolík. Navržený mechanismus je určen pro přívod nízkotlaké procesní kapaliny s maximálním tlakem do 10 barů. Konstrukční návrh mechanismu je zobrazen na Obr. 37.

Pneumatický válec má označení ADN-25-10-A-P-A-S20. Válec má provedení dle normy ISO 21287 a byl nakonfigurován na základě konstrukčních požadavků v online katalogu firmy FESTO (https://www.festo.com/cat/cs_cz/products). Píst válce má průměr 25 mm a vykonává zdvih 10 mm. Více parametrů pneumatického válce je uvedeno v Tab. 19. Snímána je pouze koncová poloha, kdy dochází k připojení přívodu kapaliny. Do drážky na vnějším krytu válce je za tímto účelem upnut magnetický snímač s jazýčkovým relé SME-8M.

Tab. 19) Parametry pneumatického válce ADN-25-10-A-P-A-S20

Parametr	Hodnota	Jednotka
Průměr pístu	25	mm
Zdvih	10	mm
Provozní tlak	0,6 - 10	bar
Provozní režim	dvojčinný	-
Tlumení	Pružné tlumicí kroužky/desky	-
Teoretická síla (6 barů, dopředný chod)	247 - 295	N
Teoretická síla (6 barů, zpětný chod)	247	N
Připojení pneumatiky	M5	-
Materiál krytu	Eloxovaný hliník	-
Materiál pístnice	Vysoce legovaná nerezová ocel	-
Materiál trubky válce	Hliník legovaný pro tvářeni	-

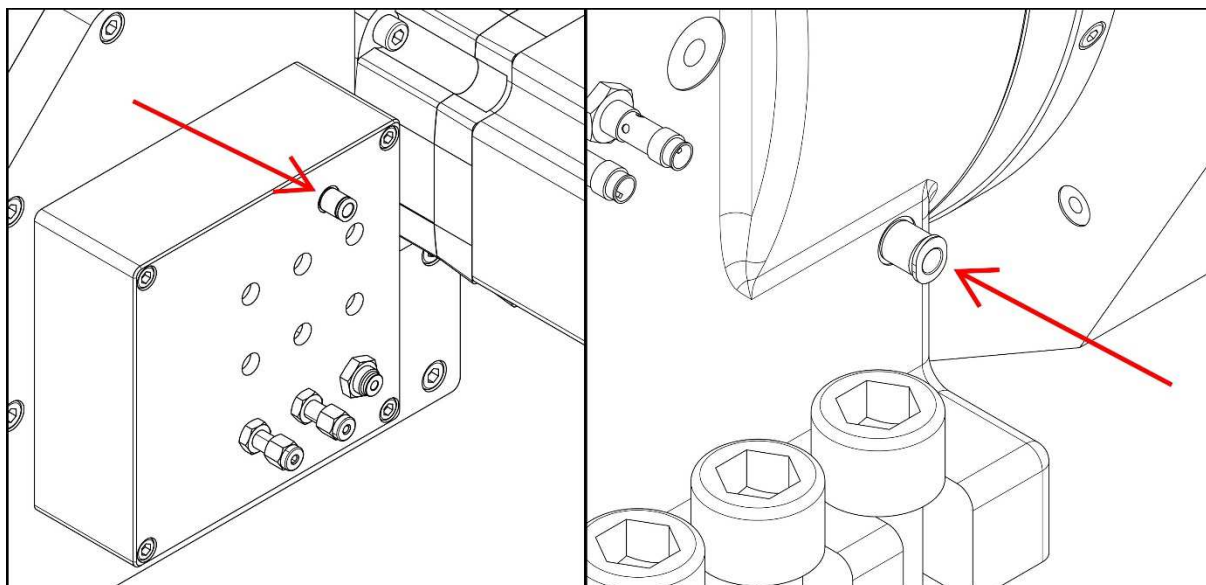


Obr. 37) Mechanismus pro přívod procesní kapaliny

5.4 Ochrana před nečistotami

Aby bylo zamezeno vnikání nečistot do revolverové hlavy, je uvnitř hlavy udržován přetlak. Stlačený vzduch je do vnitřních prostor přiváděn ve dvou místech. První přívod, zobrazený na Obr. 38 vpravo, ústí u axiálně-radiálního ložiska. Vzduch vyfukuje z tohoto prostoru ven přes labyrintové těsnění, které je vytvořeno mezi skříní a otočným diskem. Druhým přívodem, označeným na Obr. 38 vlevo, přichází stlačený vzduch pod zadní kryt, odkud proudí středovou trubkou kolem kabelů a hadic do otočného disku, ze kterého vyfukuje kolem upnutých nástrojů ven. Na obrázku nejsou zobrazeny konektory pro snímače, solenoid a kabely napájení

vestavného motoru, pro které jsou v krytu vytvořeny otvory. Ty musí být doplněny v rámci elektroinstalace.



Obr. 38) Přívod stlačeného vzduchu do vnitřních prostor hlavy

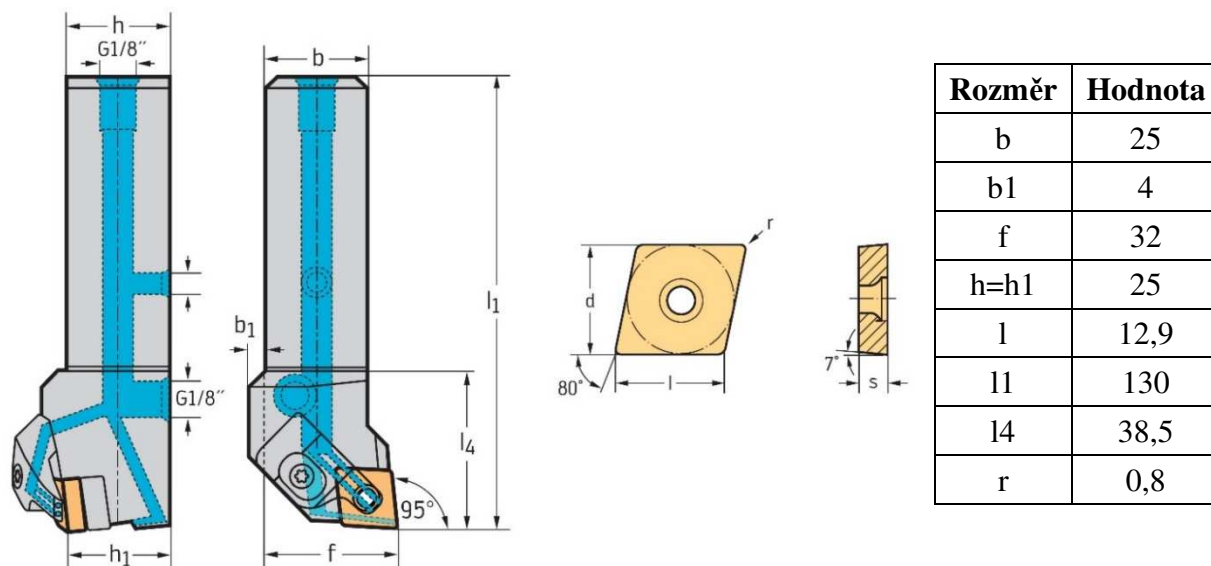
6 VÝPOČTOVÝ NÁVRH

6.1 Výpočet řezných sil

Řezné síly působící při obrábění představují hlavní zatížení revolverové hlavy. Vypočtené hodnoty tohoto zatížení budou proto dále využity při kontrolních výpočtech hlavního vřetena, náhonu, ložisek a aretačního mechanismu. Bude se z nich také vycházet při volbě motoru pro pohon rotačních nástrojů. Jak již bylo výše uvedeno, použité nástroje a uvažované řezné podmínky byly zadány vedoucím práce.

6.1.1 Výpočet zatížení od soustružení

Na následujícím obrázku je vlevo zobrazen zadaný soustružnický držák DCLNR/L2525X12-P a vpravo zadaná vyměnitelná břitová destička CCMT120408-MP4-WPP10S. Pomocí kanálků v tělese držáku je možné přivádět procesní kapalinu do místa řezu. Maximální doporučený tlak přiváděné kapaliny udává výrobce 150 barů. Připojení je řešeno pomocí závitů G1/8". Vyměnitelná břitová destička je vyráběna jako povlakovaný slinutý karbid. [34]



Obr. 39) Zadaný soustružnický držák a vyměnitelná břitová destička [34]

Tab. 20) Parametry potřebné pro výpočet zatížení od soustružení

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Řezná rychlost	v_{cs}	400	m/min
Posuv na otáčku	f_s	0,25	mm/ot
Průměr obrobku	D_{cs}	200	mm
Hloubka třísky	a_{ps}	3,5	mm
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{cs}	95	°
Specifická řezná síla pro 1 mm ² průřezu třísky	$k_{c1.1}$	1500	N/mm ²
Nárůst křivky k_c	m_c	0,21	-

Výpočet zatížení je proveden dle vzorců uvedených na straně A 466 v katalogu firmy Walter [34]. Velikost axiální a radiální řezné síly byla po dohodě s vedoucím práce stanovena jako 50 %, resp. 30 % hlavní řezné síly.

Otáčky obrobku:

$$n_s = \frac{v_{cs} \cdot 1000}{D_{cs} \cdot \pi} = \frac{400 \cdot 1000}{200 \cdot 3,14} = 637 \text{ ot/min} \quad (1)$$

Průřez třísky:

$$A_s = a_{ps} \cdot f_s = 3,5 \cdot 0,25 = 0,875 \text{ mm}^2 \quad (2)$$

Tloušťka třísky:

$$h_s = f_s \cdot \sin(\kappa_{cs}) = 0,25 \cdot \sin(95^\circ) = 0,249 \text{ mm} \quad (3)$$

Hlavní řezná síla:

$$F_{cs} = A_s \cdot k_{c1.1} \cdot h_s^{-m_c} = 0,875 \cdot 1500 \cdot 0,249^{-0,21} = 1758 \text{ N} \quad (4)$$

Axiální řezná síla:

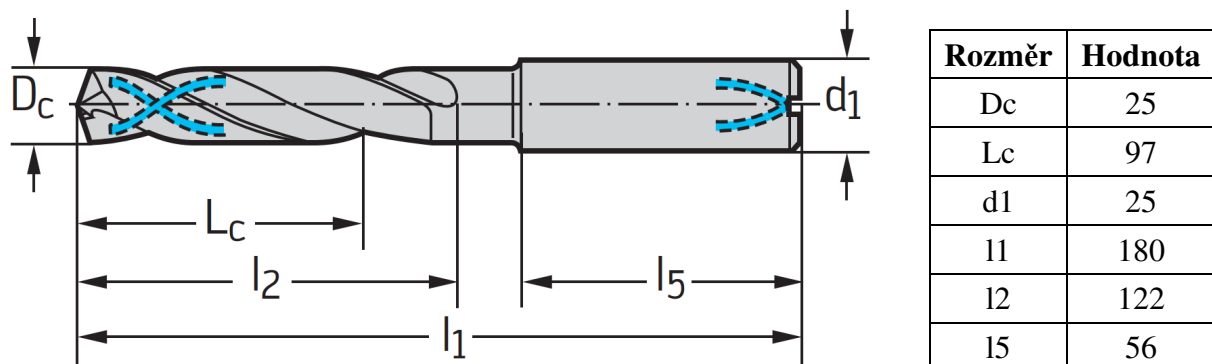
$$F_{fs} = 0,5 \cdot F_{cs} = 0,5 \cdot 1758 = 879 \text{ N} \quad (5)$$

Radiální řezná síla:

$$F_{ps} = 0,3 \cdot F_{cs} = 0,3 \cdot 1758 = 527 \text{ N} \quad (6)$$

6.1.2 Výpočet zatížení od vrtání

Zadaným nástrojem je vrták ze slinutého karbidu A3399XPL-25 (Obr. 40). Vrták má dvě hlavní ostří, která spolu svírají vrcholový úhel 140°. Nástroj je vybaven chladičnými kanálky. [34]



Obr. 40) Zadaný vrták ze slinutého karbidu A3399XPL-25 [34]

Tab. 21) Parametry potřebné pro výpočet zatížení od vrtání

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Řezná rychlost	v_{cv}	140	m/min
Posuv na otáčku	f_v	0,35	mm/ot
Průměr nástroje	D_{cv}	25	mm

Počet zubů	z_v	2	-
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{cv}	70	°
Specifická řezná síla pro 1 mm ² průřezu třísky	$k_{c1.1}$	1500	N/mm ²
Nárůst křivky k_c	m_c	0,21	-

Při výpočtu zatížení od vrtání se vychází ze vzorců uvedených na straně B 696 v katalogu firmy Walter [33].

Otáčky nástroje:

$$n_v = \frac{v_{cv} \cdot 1000}{D_{cv} \cdot \pi} = \frac{140 \cdot 1000}{25 \cdot 3,14} = 1783 \text{ ot/min} \quad (7)$$

Posuv na zub:

$$f_{zv} = \frac{f_v}{z_v} = \frac{0,35}{2} = 0,175 \text{ mm/zub} \quad (8)$$

Tloušťka třísky:

$$h_v = f_{zv} \cdot \sin(\kappa_{cv}) = 0,175 \cdot \sin(70^\circ) = 0,164 \text{ mm} \quad (9)$$

Specifická řezná síla:

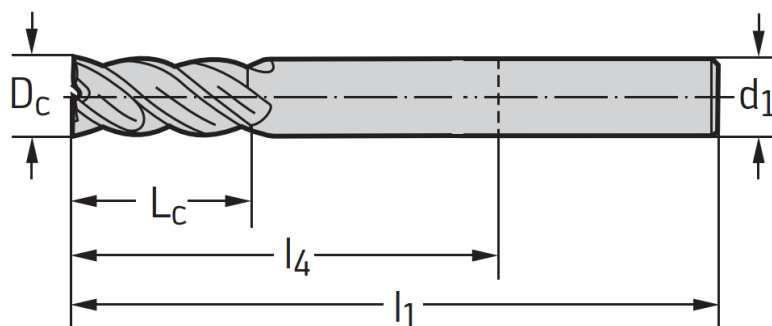
$$k_{cv} = \frac{k_{c1.1}}{h_v^{m_c}} = \frac{1500}{0,164^{0,21}} = 2193 \text{ MPa} \quad (10)$$

Posuvná síla:

$$F_{tv} = 0,63 \cdot \frac{f_v \cdot D_{cv} \cdot k_{cv}}{2} = 0,63 \cdot \frac{0,35 \cdot 25 \cdot 2193}{2} = 6044 \text{ N} \quad (11)$$

6.1.3 Výpočet zatížení od frézování

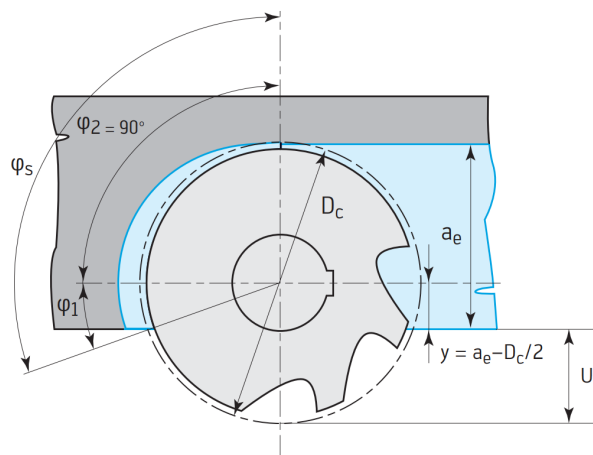
Na základě výpočtu zatížení od frézování budou určeny parametry přímého pohonu nástrojů. Zadaným nástrojem je čtyřzubá stopková fréza ze slinutého karbidu MC326-16.0A4L-WK40TF/TAX, která je znázorněna na Obr. 41. [34]



Rozměr	Hodnota
Dc	16
Lc	32
d1	16
l1	115
l5	67

Obr. 41) Zadaná stopková fréza MC326-16.0A4L-WK40TF/TAX [34]

Výpočet zatížení od frézování je proveden dle vzorců uvedených na straně C 668 v katalogu firmy Walter. V případě výpočtu úhlu záběru se uvažuje mimostředné postavení frézy (viz Obr. 42). [33]



Obr. 42) Mimostředné postavení frézy [34]

Tab. 22) Parametry potřebné pro výpočet zatížení od frézování

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Řezná rychlost	v_{cf}	140	m/min
Posuv na zub	f_z	0,1	mm/zub
Průměr nástroje	D_{cf}	16	mm
Počet zubů	z_f	4	-
Hloubka třísky	a_{pf}	12	mm
Šířka záběru	a_{ef}	12	mm
Úhel nastavení hlavního ostří	κ_{cf}	90	°
Specifická řezná síla pro 1 mm ² průřezu třísky	$k_{c1.1}$	1500	N/mm ²
Nárůst křivky k_c	m_c	0,21	-
Uvažovaná účinnost přímého pohonu	η_{pp}	0,9	-

Otáčky frézy:

$$n_f = \frac{v_{cf} \cdot 1000}{D_{cf} \cdot \pi} = \frac{140 \cdot 1000}{16 \cdot 3,14} = 2787 \text{ ot/min} \quad (12)$$

Rychlost posuvu:

$$v_f = f_{zf} \cdot z_f \cdot n_f = 0,1 \cdot 4 \cdot 2787 = 1115 \text{ mm/min} \quad (13)$$

Úhel záběru:

$$\varphi_f = 90^\circ + \sin^{-1} \left(\frac{a_{ef} - \left(\frac{D_{cf}}{2}\right)}{\left(\frac{D_{cf}}{2}\right)} \right) = 90^\circ + \sin^{-1} \left(\frac{12 - \left(\frac{16}{2}\right)}{\left(\frac{16}{2}\right)} \right) = 120^\circ \quad (14)$$

Střední hloubka třísky:

$$h_{mf} = \frac{\left(114,7 \cdot f_{zf} \cdot \sin(\kappa_{cv}) \cdot \left(\frac{a_{ef}}{D_{cf}}\right)\right)}{\varphi_f} \quad (15)$$

$$= \frac{\left(114,7 \cdot 0,1 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \left(\frac{12}{16}\right)\right)}{120} = 0,072 \text{ mm}$$

Specifická řezná síla:

$$k_{cf} = \frac{k_{c1.1}}{h_{mf}^{m_c}} = \frac{1500}{0,072^{0,21}} = 2607 \text{ MPa} \quad (16)$$

Příkon motoru:

$$P_f = \frac{a_{pf} \cdot a_{ef} \cdot v_f \cdot k_{cf}}{6 \cdot 10^7 \cdot \eta_{pp}} = \frac{12 \cdot 12 \cdot 1115 \cdot 2607}{6 \cdot 10^7 \cdot 0,9} = 7,75 \text{ kW} \quad (17)$$

Potřebný kroutící moment:

$$M_{kf} = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P_f}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot 7,75}{2 \cdot 3,14 \cdot 2787} = 26,6 \text{ Nm} \quad (18)$$

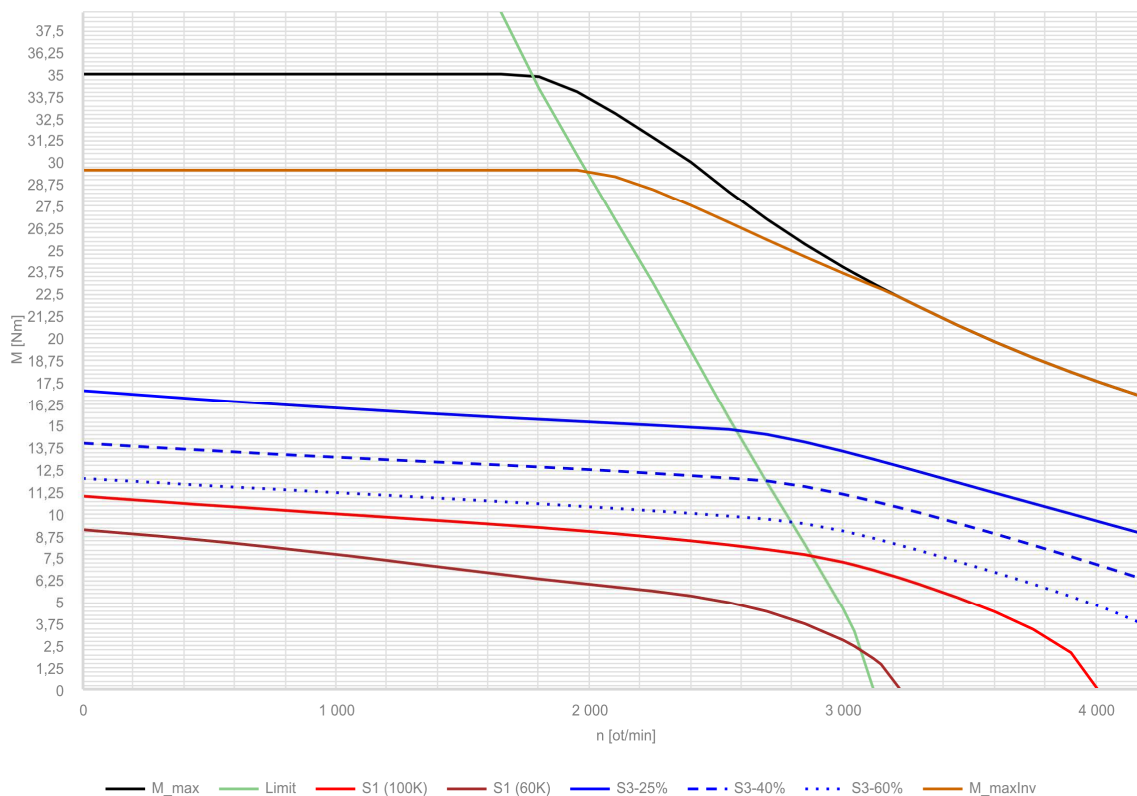
6.2 Pohon revolverové hlavy

Otáčení disku revolverové hlavy je zajištěno pomocí servomotoru, který pohání pastorek čelního ozubeného soukolí a tím otáčí ozubeným kolem uchyceným na vřetenu. V rámci výpočtového návrhu je nutné ověřit, že navržený motor je schopen dodat kroutící moment nutný pro otočení hlavy požadovanou rychlostí. Důležité parametry potřebné k výpočtu jsou uvedeny v Tab. 23.

Tab. 23) Parametry pro výpočtový návrh pohonu hlavy

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Otočení revolverové hlavy o 30°	t_{30}	0,35	s
Moment setrvačnosti hlavy osazené nástroji	I_{RH}	5	kg · m ²
Třecí moment od axiálně-radiálního ložiska A	C_{RLA}	12	Nm
Převodový poměr ozubeného soukolí	i	3	-

Pro pohon byl zvolen motor od výrobce Siemens s označením 1FK7063-2AC71-1RB2-Z. Výběr motoru proběhl prostřednictvím konfiguratoru na internetových stránkách firmy Siemens - Industry Mall (<https://mall.industry.siemens.com/>). Pro vybranou konfiguraci uvádí výrobce momentovou charakteristiku zobrazenou na Obr. 43. Z grafu vyplývá, že motor je schopen v nízkých otáčkách krátkodobě dodávat kroutící moment až 35 Nm.

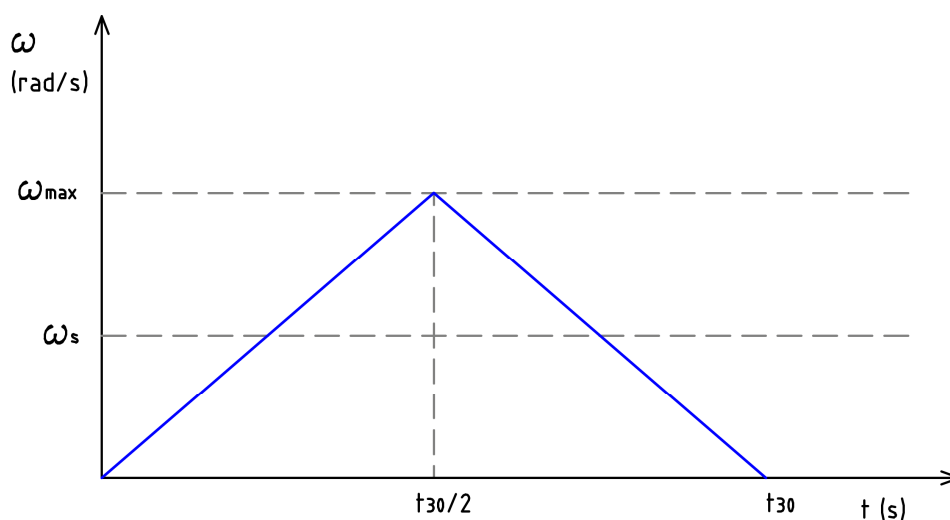


Obr. 43) Momentová charakteristika motoru 1FK7063-2AC71-1RB2-Z

Nejprve vypočítáme úhlovou rychlost při uvažování konstantního průběhu rychlosti:

$$\omega_s = \frac{\theta}{t_{30}} = \frac{\frac{\pi}{6}}{0,35} = 1,5 \text{ rad/s} \quad (19)$$

U skutečné úhlové rychlosti předpokládáme průběh dle Obr. 44, kdy dochází nejprve k lineárnímu nárůstu rychlosti a pak zpomalení. Vypočtená úhlová rychlost bude dále představovat střední hodnotu rychlosti. Z obrázku je patrné, že maximální hodnota úhlové rychlosti v čase $t_{30}/2$ je rovna dvojnásobku této střední hodnoty.



Obr. 44) Průběh úhlové rychlosti

Úhlové zrychlení v intervalu $(0, t_{30}/2)$:

$$\varepsilon = \frac{\omega_{max}}{\frac{t_{30}}{2}} = \frac{3}{\frac{0,35}{2}} = 17,14 \text{ rad/s}^2 \quad (20)$$

Požadovaný kroutící moment dle druhé impulsové věty:

$$M_{kpož} = I_{RH} \cdot \varepsilon = 5 \cdot 17,14 = 85,7 \text{ Nm} \quad (21)$$

Koeficient bezpečnosti pro pohon revolverové hlavy:

$$k_p = \frac{M_{kMmax} \cdot i}{M_{kpož} + C_{RLA}} = \frac{35 \cdot 3}{85,7 + 12} = 1,08 \quad (22)$$

Koeficient bezpečnosti považuji za dostatečný. Zvolená výpočtová hodnota momentu setrvačnosti pro revolverovou hlavu s upnutými nástroji (I_{RH}) představuje krajní případ zatížení, který může nastat v případě velmi asymetrického rozmístění nástrojových jednotek.

6.3 Čelní soukolí s přímými zuby

6.3.1 Navržené parametry soukolí

Požadované parametry čelního soukolí jsou uvedeny v Tab. 24. Převodový poměr byl pro zajištění dostatečného kroutícího momentu potřebného k pootočení disku v zadaném časovém intervalu zvolen $i = 3$.

Tab. 24) Navržené parametry pro čelní soukolí s přímými zuby

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Osová vzdálenost ozubených kol	a_{ok}	139	mm
Převodový poměr	i	3	-
Modul	m	3,5	mm
Sklon záběrové přímky	α	20	°
Šířka ozubení	b_{ok}	40	mm

6.3.2 Stanovení základních rozměrů ozubení

Výpočet rozměrů čelního ozubení je proveden dle [43]. Nejprve z navrhované osové vzdálenosti kol, převodového poměru a modulu určíme počet zubů na kolech:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 3z_1 \quad (23)$$

$$a_{ok} = m \cdot \frac{z_1 + 3z_1}{2} \Rightarrow z_1 = \frac{2 \cdot a_{ok}}{4 \cdot m} = \frac{2 \cdot 139}{4 \cdot 3,5} = 19,86 \Rightarrow 20 \text{ zubů}$$

Na větším kole vychází 60 zubů. Při sudém počtu zubů na obou kolech dochází k častému záběru stejných zubů, což může zvýšit jejich opotřebení, proto volíme $z_2 = 59$. [43]

Průměr roztečné kružnice:

$$d_{m1} = m \cdot z_1 = 20 \cdot 3,5 = 70 \text{ mm} \quad (24)$$

$$d_{m2} = m \cdot z_2 = 59 \cdot 3,5 = 206,5 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu:

$$h_a = m = 3,5 \text{ mm} \quad (25)$$

Výška paty zubu:

$$h_f = 1,25 \cdot m = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm} \quad (26)$$

Výška zubu:

$$h = 2,25 \cdot m = 2,25 \cdot 3,5 = 7,875 \text{ mm} \quad (27)$$

Průměr hlavové kružnice:

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \cdot h_a = 70 + 2 \cdot 3,5 = 77 \text{ mm} \quad (28)$$

$$d_{a2} = d_{m2} + 2 \cdot h_a = 206,5 + 2 \cdot 3,5 = 213,5 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice:

$$d_{f1} = d_{m1} - 2 \cdot h_f = 70 - 2 \cdot 4,375 = 61,25 \text{ mm} \quad (29)$$

$$d_{f2} = d_{m2} - 2 \cdot h_f = 206,5 - 2 \cdot 4,375 = 197,75 \text{ mm}$$

Poloměr kružnice zaoblení přechodové křivky:

$$\rho_f = 0,38 \cdot m = 0,38 \cdot 3,5 = 1,33 \text{ mm} \quad (30)$$

Hlavová vůle:

$$c = 0,25 \cdot m = 0,25 \cdot 3,5 = 0,875 \text{ mm} \quad (31)$$

Tloušťka zubu:

$$s = \frac{\pi \cdot m}{2} = \frac{3,14 \cdot 3,5}{2} = 5,495 \text{ mm} \quad (32)$$

Šířka zubové mezery:

$$e = \frac{\pi \cdot m}{3} = \frac{3,14 \cdot 3,5}{3} = 3,663 \text{ mm} \quad (33)$$

6.3.3 Výpočet sil v ozubení

Soukolí bude přenášet na vřeteno kroutící moment nutný pro otočení hlavy o 30° za 0,35 s. Pro výpočtový návrh čelního ozubení budeme uvažovat nejvyšší možný moment, který je motor schopen dodávat. Z tohoto momentu a průměru roztečné kružnice pastorku jsme schopni určit velikosti sil působících v ozubení.

Tangenciální síla:

$$F_t = \frac{M_{kMmax}}{\frac{d_{m1}}{2}} = \frac{35000}{\frac{70}{2}} = 1000 \text{ N} \quad (34)$$

Radiální síla:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 1000 \cdot \tan 20^\circ = 364 \text{ N} \quad (35)$$

6.3.4 Kontrola napětí v patě zubu

Soukolí bude pracovat přerušovaně v krátkých časových intervalech při nízkých otáčkách, proto provedeme kontrolu pouze pro případ namáhání ohybem. Namáhání dosahuje největších hodnot v patě zubu, a je tedy nutné v tomto místě provést pevnostní kontrolu. Předpokládáme, že ozubená kola jsou vyrobena z oceli ČSN 12 020 (značka EN C16E, číslo EN 1.1148), a uvažujeme je cementovaná. Dle zvoleného materiálu stanovíme hodnotu meze únavy v ohybu σ_{Flim} , kterou použijeme k určení součinitele bezpečnosti. [43]

Výpočet ohybového napětí provedeme pomocí Lewisovy rovnice. Pro pastorek s 20 zuby určíme hodnotu upraveného Lewisova součinitele tvaru $Y_1 = 0,322$ a pro kolo s 59 zuby stanovíme hodnotu tohoto součinitele $Y_2 = 0,422$. [43]

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_{ok} \cdot m \cdot Y_1} = \frac{1000}{40 \cdot 3,5 \cdot 0,322} = 22,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_{ok} \cdot m \cdot Y_2} = \frac{1000}{40 \cdot 3,5 \cdot 0,422} = 16,9 \text{ MPa} \quad (36)$$

Koeficienty bezpečnosti pro napětí v ohybu:

$$k_{F1} = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_{F1}} = \frac{312}{22,2} = 14,1$$

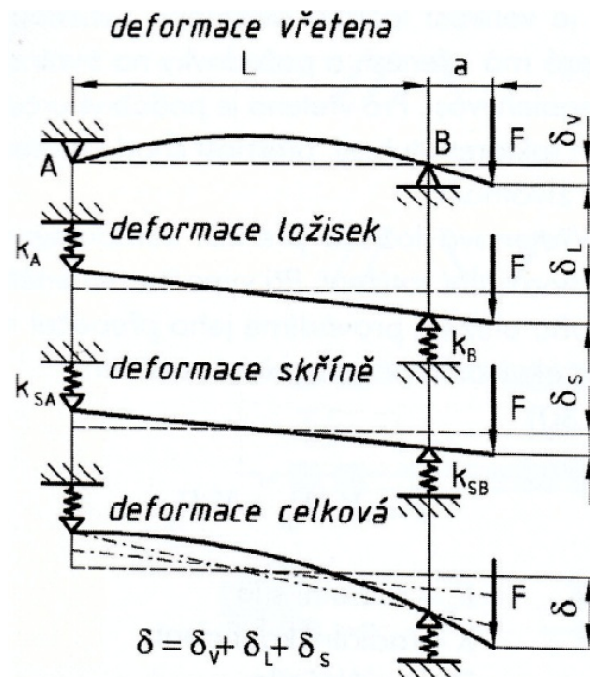
$$k_{F2} = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_{F2}} = \frac{312}{16,9} = 18,5 \quad (37)$$

Koeficient bezpečnosti pro napětí v ohybu v případě kola i pastorku vyhovuje, a to se značnou rezervou.

6.4 Kontrolní výpočet vřetena

Při obrábění se zatížení přenáší od řezného nástroje přes otočný disk na vřeteno. Vlivem tohoto zatížení dochází k deformaci vřetena, ložisek, v kterých je vřeteno uloženo, a skříně. Výsledná deformace způsobí průhyb vřetena, což má negativní vliv na přesnost vyráběných součástí. Vliv jednotlivých složek deformace je znázorněn na Obr. 45. K významnému zatížení dochází především při soustružení a vrtání, proto bude kontrolní výpočet proveden pro tyto dva případy.

Při výpočtu nebude zohledněno zpevnění revolverové hlavy pomocí Hirthova ozubení. Jelikož situace bez vlivu tohoto zpevnění představuje horší variantu, lze předpokládat, že vyhovující výsledek bude platný pro oba případy. Výpočet bude proveden pouze pro deformaci vřetena a ložisek. Vliv skříně, která je v našem návrhu reprezentována dvěma přírubami a vlastním tělem, nebude zahrnut a všechna tři tělesa budou uvažována jako dokonale tuhá.



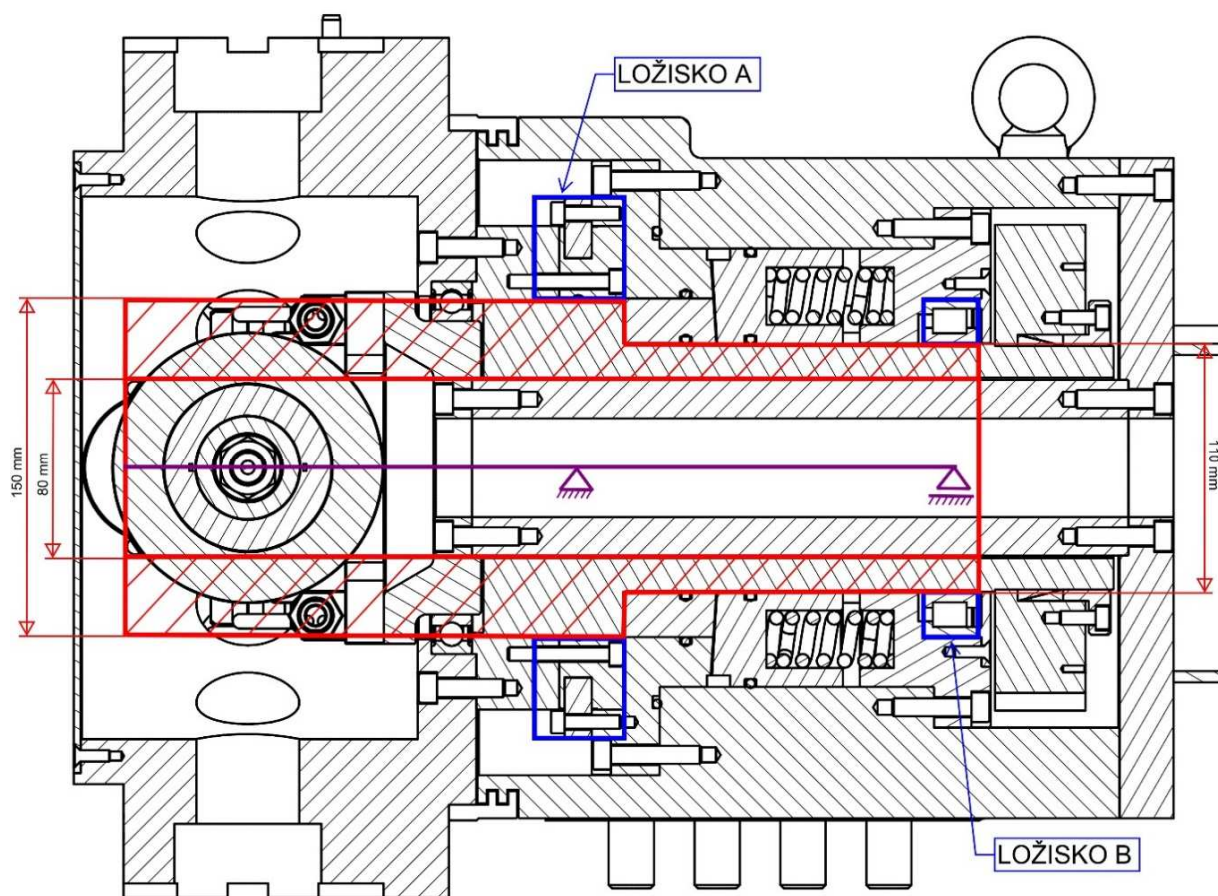
Obr. 45) Vliv tuhosti na deformaci vřetena [44]

6.4.1 Výpočtový model

Při výpočtu bude uvažován zjednodušený model situace zobrazený na Obr. 46 s parametry dle Tab. 25, u kterého jsou reálná tělesa vřetena a otočného disku nahrazena jedním prutovým tělesem s dvěma různými průřezy. Prutové těleso bude dále v této kapitole pro zjednodušení označováno jako vřeteno. Axiálně-radiální ložisko (ložisko A) bude nahrazeno pevnou vazbou a radiální válečkové ložisko (ložisko B) vazbou posuvnou. Pomocné radiální kuličkové ložisko v tomto modelu neuvažujeme, protože slouží pouze jako podpora pro konstrukci, na které je upevněn vestavěný motor. Jelikož se jedná o hlavu s radiálním upnutím nástrojů, předpokládáme, že se působí síly bude nacházet nad upínací plochou. Při soustružení budeme počítat s odsazením 130 mm od plochy disku (délka soustružnického nástroje) a při vrtání se vzdáleností 80 mm (odměřená vzdálenost na reálném nástrojovém adaptéru).

Tab. 25) Parametry výpočtového modelu

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr vřetena v ložisku A	D_A	150	mm
Vnější průměr vřetena v ložisku B	D_B	110	mm
Vnitřní průměr vřetena	D_C	80	mm
Délka vyložení	a	201,2	mm
Vzdálenost mezi ložisky	b	164,5	mm
Velikost otočného disku	SW	380	mm
Vzdálenost působí síly při soustružení od upínací plochy	l_{sou}	130	mm
Vzdálenost působí síly při vrtání od upínací plochy	l_{vrt}	80	mm
Modul pružnosti v tahu pro ocel	E	210	GPa



Obr. 46) Zjednodušený výpočtový model vřetena

Průměry působíště sil při soustružení a vrtání:

$$D_{sou} = SW + 2 \cdot l_{sou} = 380 + 2 \cdot 130 = 640 \text{ mm} \quad (38)$$

$$D_{vrt} = SW + 2 \cdot l_{vrt} = 380 + 2 \cdot 80 = 540 \text{ mm}$$

Kvadratické momenty průřezu vřetena:

$$J_A = \frac{\pi \cdot (D_A^4 - D_C^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (150^4 - 80^4)}{64} = 22839870 \text{ mm}^4$$

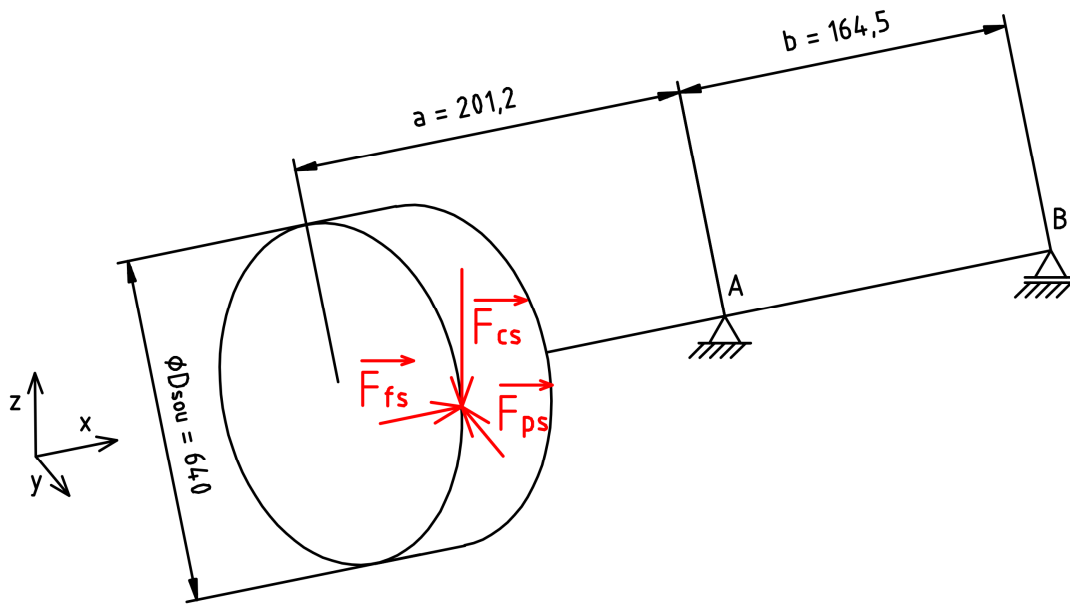
$$J_A = 2,284 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$J_B = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - D_C^4)}{64} = \frac{\pi \cdot (110^4 - 80^4)}{64} = 5176265 \text{ mm}^4$$

$$J_B = 5,176 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4 \quad (39)$$

6.4.2 Deformace vřetena při soustružení

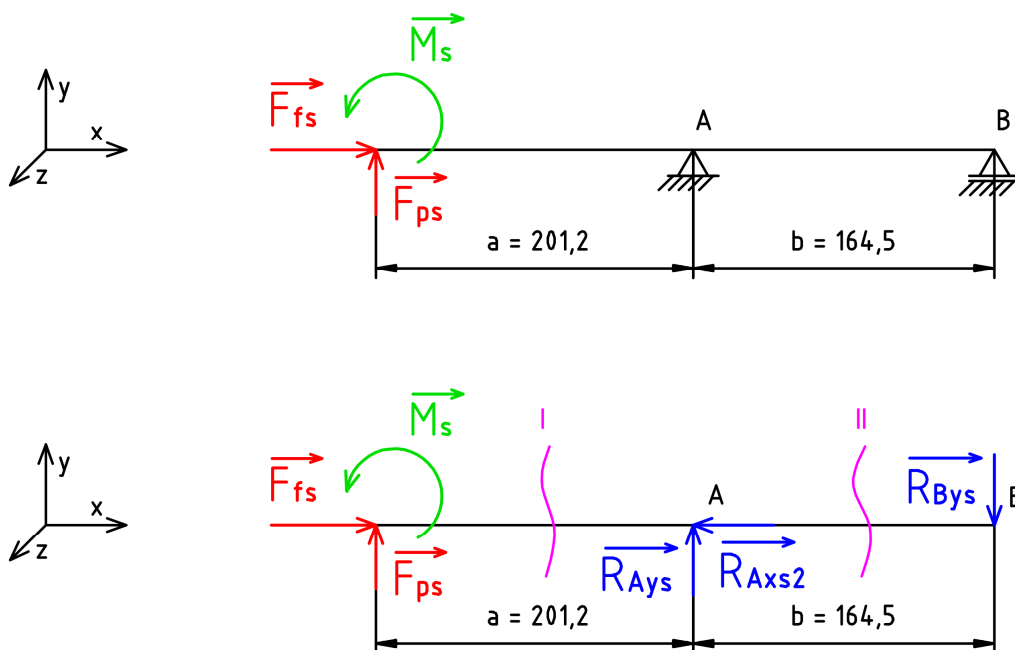
Při soustružení je vřeteno zatěžováno hlavní řeznou silou, axiální řeznou silou a radiální řeznou silou (Obr. 47). Zatížení působí ve dvou různých rovinách XY a XZ, proto bude pro každou rovinu deformace počítána zvlášť. Výsledná deformace bude získána součtem obou složek.



Obr. 47) Zatížení vřetena při soustružení

Deformace vřetena v rovině XY

Vřeteno je zatíženo silami F_{fs} a F_{ps} . Pro zjednodušení výpočtu přesuneme tyto síly do osy prutu. Abychom zajistili, že zatížení zůstane ekvivalentní, musíme doplnit zatížení klopným momentem M_s , který působení axiální řezné síly vytváří. Úprava zatížení a následné uvolnění prutu je znázorněno na Obr. 48.



Obr. 48) Úprava zatížení od soustružení v rovině XY a uvolnění prutu

Klopný moment od axiální řezné síly:

$$M_s = F_{fs} \cdot \frac{D_{sou}}{2} = 879 \cdot \frac{640}{2} = 281280 \text{ Nmm} = 281,3 \text{ Nm} \quad (40)$$

Rovnice statické rovnováhy:

$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0: F_{fs} - R_{Axs2} &= 0 \\
 \sum F_y = 0: F_{ps} + R_{Ays} - R_{Bys} &= 0 \\
 \sum M_{Az} = 0: M_s - F_{ps} \cdot a - R_{Bys} \cdot b &= 0
 \end{aligned} \tag{41}$$

Z rovnic statické rovnováhy vypočítáme reakce v podporách:

$$\begin{aligned}
 R_{Axs2} &= F_{fs} = 879 \text{ N} \\
 R_{Bys} &= \frac{M_s - F_{ps} \cdot a}{b} = \frac{281280 - 527 \cdot 201,2}{164,5} = 1065 \text{ N} \\
 R_{Ays} &= R_{Bys} - F_{ps} = 1065 - 527 = 538 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{42}$$

Funkce pro průběh ohybového momentu získáme z VVÚ (Výsledných vnitřních účinků) na intervalech I a II (Obr. 48):

$$\begin{aligned}
 M_{ozI} &= F_{ps} \cdot x_I - M_s; \quad x_I \in \langle 0, a \rangle \\
 M_{ozI}(F_{ps}, x_I) &= F_{ps} \cdot x_I - M_s \\
 M_{ozII} &= R_{Bys} \cdot x_{II} = \frac{M_s - F_{ps} \cdot a}{b} \cdot x_{II}; \quad x_{II} \in \langle 0, b \rangle \\
 M_{ozII}(F_{ps}, x_{II}) &= \frac{M_s - F_{ps} \cdot a}{b} \cdot x_{II}
 \end{aligned} \tag{43}$$

Odvození vztahu pro deformaci na základě Castiglianovy věty pro posuv ve směru působení síly F_{ps} :

$$\begin{aligned}
 w_{Vys} &= \int_0^a \frac{M_{ozI}(F_{ps}, x_I)}{E \cdot J_A} \cdot \frac{\delta M_{ozI}(F_{ps}, x_I)}{\delta F_{ps}} \cdot dx_I \\
 &\quad + \int_0^b \frac{M_{ozII}(F_{ps}, x_{II})}{E \cdot J_B} \cdot \frac{\delta M_{ozII}(F_{ps}, x_{II})}{\delta F_{ps}} \cdot dx_{II} \\
 w_{Vys} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \int_0^a (F_{ps} \cdot x_I - M_s) \cdot x_I \cdot dx_I \\
 &\quad + \frac{1}{E \cdot J_B} \int_0^b \left(\frac{M_s - F_{ps} \cdot a}{b} \cdot x_{II} \right) \cdot \left(-\frac{a \cdot x_{II}}{b} \right) \cdot dx_{II} \\
 w_{Vys} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \int_0^a (F_{ps} \cdot x_I^2 - M_s \cdot x_I) \cdot dx_I \\
 &\quad + \frac{1}{E \cdot J_B} \int_0^b \left(\frac{-M_s \cdot a + F_{ps} \cdot a^2}{b^2} \cdot x_{II}^2 \right) \cdot dx_{II} \\
 w_{Vys} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \left[F_{ps} \cdot \frac{x_I^3}{3} - M_s \cdot \frac{x_I^2}{2} \right]_0^a + \frac{1}{E \cdot J_B} \left[\frac{-M_s \cdot a + F_{ps} \cdot a^2}{b^2} \cdot \frac{x_{II}^3}{3} \right]_0^b
 \end{aligned} \tag{44}$$

$$w_{Vys} = \frac{1}{E \cdot J_A} \cdot \left[\left(F_{ps} \cdot \frac{a^3}{3} - M_s \cdot \frac{a^2}{2} \right) - \left(F_{ps} \cdot \frac{0}{3} - M_s \cdot \frac{0}{2} \right) \right] + \frac{1}{E \cdot J_B} \cdot \left[\left(\frac{-M_s \cdot a + F_{ps} \cdot a^2}{b^2} \cdot \frac{b^3}{3} \right) - \left(\frac{-M_s \cdot a + F_{ps} \cdot a^2}{b^2} \cdot \frac{0}{3} \right) \right]$$

$$w_{Vys} = \frac{a^2}{E \cdot J_A} \left(F_{ps} \cdot \frac{a}{3} - \frac{M_s}{2} \right) + \frac{a \cdot b}{E \cdot J_B \cdot 3} (-M_s + F_{ps} \cdot a)$$

Pomocí výsledného vztahu (44) vypočítáme deformaci vřetena v působišti síly F_{ps} ve směru osy y:

$$w_{Vys} = \frac{0,2012^2}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,284 \cdot 10^{-5}} \left(527 \cdot \frac{0,2012}{3} - \frac{281,3}{2} \right) + \frac{0,2012 \cdot 0,1645}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 5,176 \cdot 10^{-6} \cdot 3} (-281,3 + 527 \cdot 0,2012) \quad (45)$$

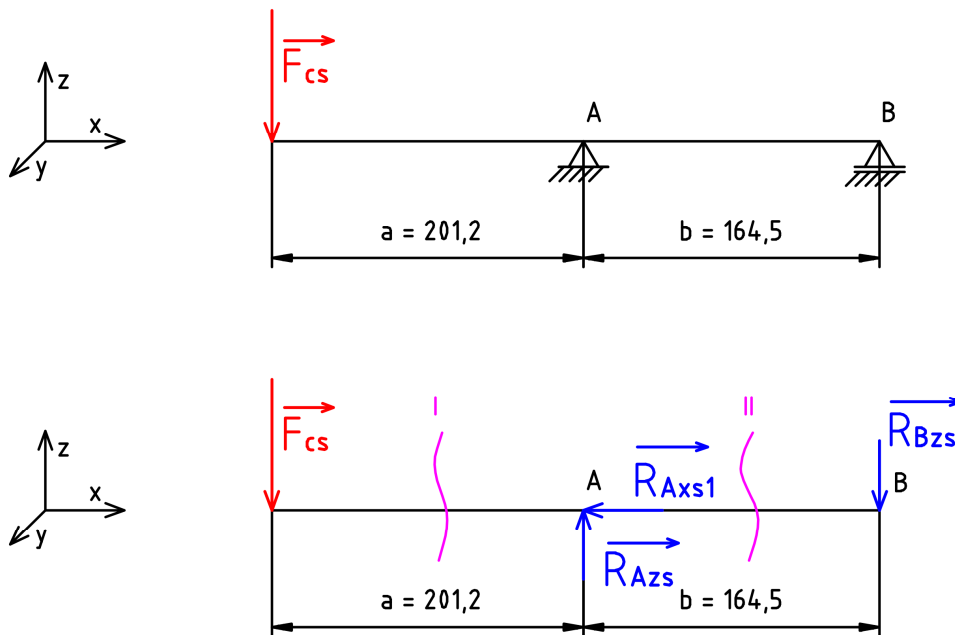
$$w_{Vys} = 2,67 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 2,67 \text{ } \mu\text{m}$$

Deformace vřetena v rovině XY

V této rovině zajistíme ekvivalentní zatížení při přesunutí síly F_{cs} do osy prutu doplněním kroučícího momentu od soustružení M_{ks} . Kroučící moment neovlivňuje deformaci vřetena a je možné jej v rámci tohoto výpočtu zanedbat. Využijeme jej v případě kontrolního výpočtu aretace. Úprava zatížení a následné uvolnění prutu je znázorněno na Obr. 49.

Kroučící moment od soustružení:

$$M_{ks} = F_{cs} \cdot \frac{D_{sou}}{2} = 1758 \cdot \frac{640}{2} = 562560 \text{ Nmm} = 562,6 \text{ Nm} \quad (46)$$



Obr. 49) Úprava zatížení od soustružení v rovině XZ a uvolnění prutu

Rovnice statické rovnováhy:

$$\begin{aligned}
 \sum F_x = 0: -R_{Axs1} &= 0 \\
 \sum F_z = 0: -F_{cs} + R_{Azs} - R_{Bzs} &= 0 \\
 \sum M_{Ay} = 0: F_{cs} \cdot a - R_{Bzs} \cdot b &= 0
 \end{aligned} \tag{47}$$

Z rovnic statické rovnováhy vypočítáme reakce v ložiskách:

$$\begin{aligned}
 R_{Axs1} &= 0 \\
 R_{Bzs} &= \frac{F_{cs} \cdot a}{b} = \frac{1758 \cdot 201,2}{164,5} = 2150 \text{ N} \\
 R_{Azs} &= R_{Bzs} + F_{cs} = 2150 + 1758 = 3908 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{48}$$

Pro výpočet průhybu na čele vřetena je nutné určit průběh ohybového momentu. Funkce popisující tento průběh opět získáme z VVÚ na intervalech I a II (Obr. 49):

$$\begin{aligned}
 M_{oyI} &= -F_{cs} \cdot x_I; x_I \in \langle 0, a \rangle \\
 M_{oyI}(F_{cs}, x_I) &= -F_{cs} \cdot x_I \\
 M_{oyII} &= -R_{Bzs} \cdot x_{II} = -\frac{F_{cs} \cdot a}{b} \cdot x_{II}; x_{II} \in \langle 0, b \rangle \\
 M_{oyII}(F_{cs}, x_{II}) &= -\frac{F_{cs} \cdot a}{b} \cdot x_{II}
 \end{aligned} \tag{49}$$

Odvození vztahu pro deformaci provedeme na základě Castiglianovy věty pro posuv ve směru působení síly F_{cs} :

$$\begin{aligned}
 w_{Vzs} &= \int_0^a \frac{M_{oyI}(F_{cs}, x_I)}{E \cdot J_A} \cdot \frac{\delta M_{oyI}(F_{cs}, x_I)}{\delta F_{cs}} \cdot dx_I \\
 &\quad + \int_0^b \frac{M_{oyII}(F_{cs}, x_{II})}{E \cdot J_B} \cdot \frac{\delta M_{oyII}(F_{cs}, x_{II})}{\delta F_{cs}} \cdot dx_{II} \\
 w_{Vzs} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \int_0^a (-F_{cs} \cdot x_I) \cdot (-x_I) dx_I \\
 &\quad + \frac{1}{E \cdot J_B} \int_0^b \left(-\frac{F_{cs} \cdot a}{b} \cdot x_{II}\right) \cdot \left(-\frac{a \cdot x_{II}}{b}\right) dx_{II} \\
 w_{Vzs} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \int_0^a (-F_{cs} \cdot x_I^2) dx_I + \frac{1}{E \cdot J_B} \int_0^b \left(\frac{F_{cs} \cdot a^2}{b^2} \cdot x_{II}^2\right) dx_{II} \\
 w_{Vzs} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \left[F_{cs} \cdot \frac{x_I^3}{3} \right]_0^a + \frac{1}{E \cdot J_B} \left[\frac{F_{cs} \cdot a^2}{b^2} \cdot \frac{x_{II}^3}{3} \right]_0^b \\
 w_{Vzs} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \left[\left(F_{cs} \cdot \frac{a^3}{3} \right) - \left(F_{cs} \cdot \frac{0}{3} \right) \right] \\
 &\quad + \frac{1}{E \cdot J_B} \left[\left(\frac{F_{cs} \cdot a^2}{b^2} \cdot \frac{b^3}{3} \right) - \left(\frac{F_{cs} \cdot a^2}{b^2} \cdot \frac{0}{3} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{50}$$

$$w_{Vzs} = \frac{1}{E \cdot J_A} \left(F_{cs} \cdot \frac{a^3}{3} \right) + \frac{1}{E \cdot J_B} \left(F_{cs} \cdot a^2 \cdot \frac{b}{3} \right)$$

Pomocí výsledného vztahu (50) vypočítáme deformaci vřetena v působišti F_{cs} v záporném směru osy z:

$$w_{Vzs} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,284 \cdot 10^{-5}} \left(1758 \cdot \frac{0,2012^3}{3} \right) + \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 5,176 \cdot 10^{-6}} \left(1758 \cdot 0,2012^2 \cdot \frac{0,1645}{3} \right) \quad (51)$$

$$w_{Vzs} = 4,59 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 4,59 \text{ } \mu\text{m}$$

6.4.3 Deformace ložisek při soustružení

Dle Obr. 45 je pro celkový průhyb vřetena nutné určit deformaci ložisek v radiálním směru. Pro válečkové ložisko NCF 2922 CV (ložisko B) neuvádí výrobce SKF v technickém listu hodnotu tuhosti. Ve výpočtu bude použita hodnota radiální tuhosti, kterou výrobce udává pro přesné válečkové ložisko stejného průměru N 1022 KTN9. Vůči tomuto ložisku se ložisko NCF 2922 CV vyznačuje mnohem vyšší radiální a axiální únosností, a proto je použití této hodnoty považováno za bezpečné. Parametry ložisek potřebné k výpočtu jsou uvedeny v Tab. 26.

Tab. 26) Radiální tuhosti použitých ložisek

Tuhost	Označení	Hodnota	Jednotka
Radiální tuhost ložiska A	c_{rA}	5500	N/ μm
Radiální tuhost ložiska B	c_{rB}	1210	N/ μm

Deformace ložisek v rovině XY:

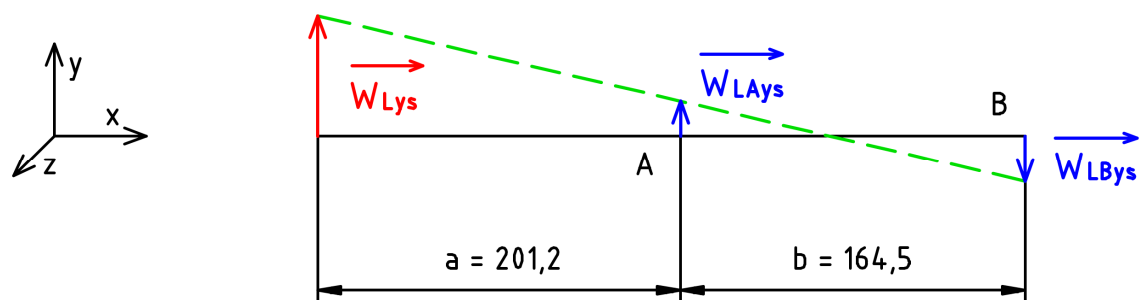
$$w_{LAys} = \frac{R_{Ays}}{c_{rA}} = \frac{537}{5500} = 0,10 \text{ } \mu\text{m}$$

$$w_{LBys} = \frac{R_{Bys}}{c_{rB}} = \frac{1065}{1210} = 0,88 \text{ } \mu\text{m} \quad (52)$$

Deformace ložisek v rovině XZ:

$$w_{LAzs} = \frac{R_{Azs}}{c_{rA}} = \frac{3908}{5500} = 0,71 \text{ } \mu\text{m}$$

$$w_{LBzs} = \frac{R_{Bzs}}{c_{rB}} = \frac{2150}{1210} = 1,78 \text{ } \mu\text{m} \quad (53)$$

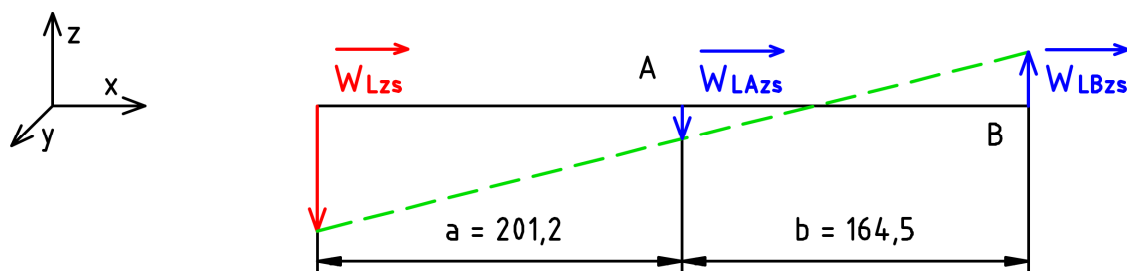


Obr. 50) Průběh deformace v ložiskách v rovině XY při soustružení

Posunutí na čele vřetena v rovině XY způsobené deformací ložisek (Obr. 50):

$$\begin{aligned}
 w_{Lys} &= \frac{(w_{LAys} + w_{LBys}) \cdot a}{b} + w_{LAys} \\
 &= \frac{(1 \cdot 10^{-7} + 8,8 \cdot 10^{-7}) \cdot 0,2012}{0,1645} + 1 \cdot 10^{-7} \quad (54)
 \end{aligned}$$

$$w_{Lys} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 1,3 \text{ } \mu\text{m}$$



Obr. 51) Průběh deformace v ložiskách v rovině XZ při soustružení

Posunutí na čele vřetena v rovině XZ způsobené deformací ložisek (Obr. 51):

$$\begin{aligned}
 w_{Lzs} &= \frac{(w_{LAzs} + w_{LBzs}) \cdot a}{b} + w_{LAzs} \\
 &= \frac{(7,1 \cdot 10^{-7} + 1,78 \cdot 10^{-6}) \cdot 0,2012}{0,1645} + 7,1 \cdot 10^{-7} \quad (55)
 \end{aligned}$$

$$w_{Lzs} = 3,75 \cdot 10^{-6} \text{ m} = 3,75 \text{ } \mu\text{m}$$

6.4.4 Celková deformace vřetena při soustružení

Celková deformace vřetena v jednotlivých rovinách je dána součtem deformace vlastního vřetena a posunutí na čele vřetena způsobeného deformací ložisek. Výslednou celkovou deformaci pak zjistíme součtem obou složek.

Celková deformace na čele vřetena v rovině XY:

$$w_{ys} = w_{Vys} + w_{Lys} = 2,67 + 1,30 = 3,97 \text{ } \mu\text{m} \quad (56)$$

Celková deformace na čele vřetena v rovině XZ:

$$w_{zs} = w_{Vzs} + w_{Lzs} = 4,59 + 3,75 = 8,34 \text{ } \mu\text{m} \quad (57)$$

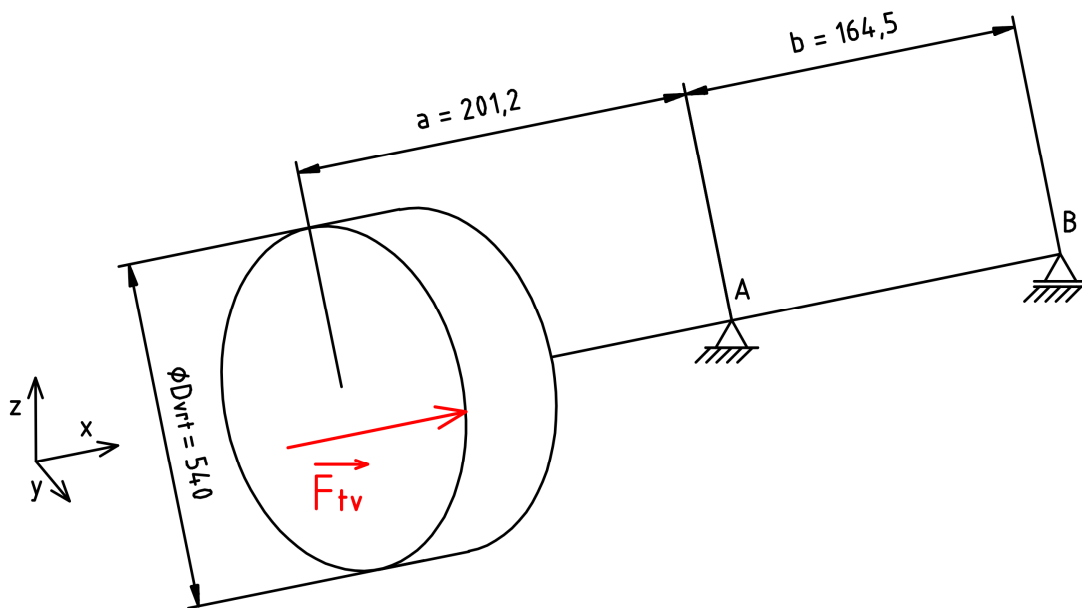
Výsledná celková deformace na čele vřetena při soustružení:

$$w_s = \sqrt{w_{ys}^2 + w_{zs}^2} = \sqrt{3,97^2 + 8,34^2} = 9,24 \mu\text{m} \quad (58)$$

Výsledná celková deformace na čele výpočtového modelu vřetena je při zatížení revolverové hlavy soustružením 9,24 μm . Tato hodnota je považována za vyhovující. Nejvyšší deformace byla zjištěna u průhybu vřetena v rovině XZ. Vyložení vřetena uvažované ve zjednodušeném výpočtovém modelu je v reálném konstrukčním modelu tvořeno z velké části otočným diskem, u kterého lze předpokládat vyšší tuhost, a tudíž nižší deformaci.

6.4.5 Deformace vřetena při vrtání

Situace při zatížení od vrtání je znázorněna na Obr. 52. Vřeteno je zatěžováno velmi vysokou posuvnou silou F_{tv} . Posuvná síla vytváří také zatížení klopným momentem M_v , který musíme při přesunutí síly do osy vřetena doplnit.



Obr. 52) Zatížení vřetena při vrtání

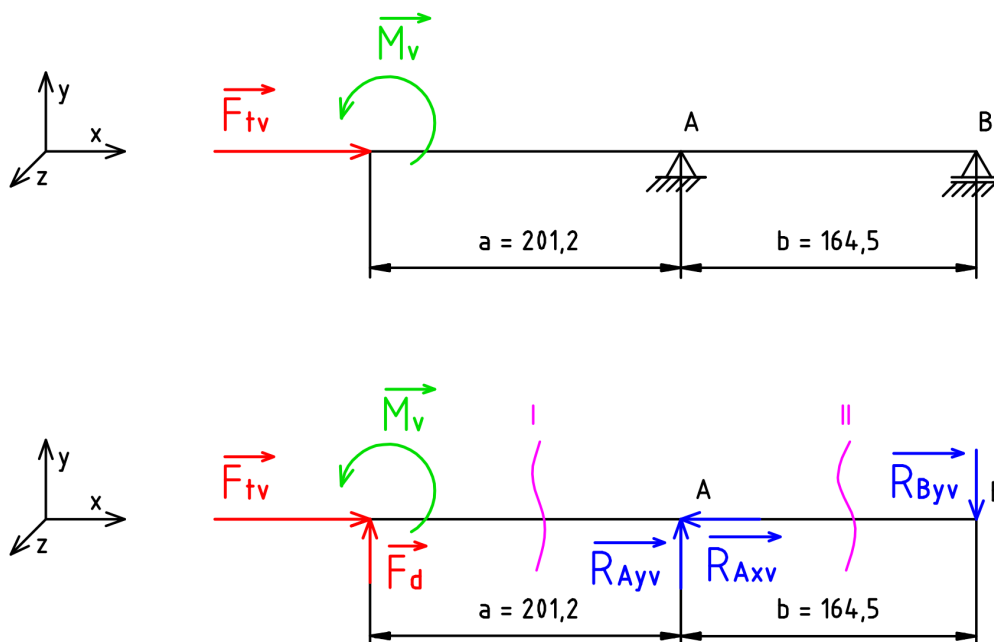
Klopný moment od posuvné síly:

$$M_v = F_{tv} \cdot \frac{D_{vrt}}{2} = 6044 \cdot \frac{540}{2} = 1631880 \text{ Nmm} = 1632,9 \text{ Nm} \quad (59)$$

Na čele vřetena nepůsobí žádná síla ve směru osy y. Abychom mohli vypočítat průhyb v této ose, byla zavedena doplňková síla F_d , která má velikost 0 N. Úprava zatížení a následné uvolnění prutu je znázorněno na Obr. 53.

Rovnice statické rovnováhy:

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0: F_{tv} - R_{Axv} &= 0 \\ \sum F_y = 0: F_d + R_{Ayv} - R_{Byv} &= 0 \\ \sum M_{Az} = 0: M_v - R_{Byv} \cdot b - F_d \cdot a &= 0 \end{aligned} \quad (60)$$



Obr. 53) Úprava zatížení od vrtání a uvolnění prutu

Z rovnic statické rovnováhy vypočítáme reakce v ložiskách:

$$\begin{aligned}
 R_{Axv} &= F_{tv} = 6044 \text{ N} \\
 R_{Byv} &= \frac{M_v - F_d \cdot a}{b} = \frac{M_v}{b} = \frac{1631880}{164,5} = 9920 \text{ N} \\
 R_{Ayv} &= R_{Byv} + F_d = R_{Byv} = 9920 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{61}$$

Funkce pro průběh ohybového momentu opět získáme z VVÚ na intervalech I a II (Obr. 53):

$$\begin{aligned}
 M_{ozI} &= F_d \cdot x_I - M_v; \quad x_I \in \langle 0, a \rangle \\
 M_{ozI}(F_d, x_I) &= F_d \cdot x_I - M_v \\
 M_{ozII} &= -R_{Byv} \cdot x_{II} = \frac{-M_v - F_d \cdot a}{b} \cdot x_{II}; \quad x_{II} \in \langle 0, b \rangle \\
 M_{ozII}(F_d, x_{II}) &= \frac{-M_v - F_d \cdot a}{b} \cdot x_{II}
 \end{aligned} \tag{62}$$

Odvození vztahu pro deformaci na základě Castiglianovy věty pro posuv ve směru působení síly F_d (jelikož $F_d = 0$, můžeme po parciální derivaci odstranit všechny členy s F_d):

$$\begin{aligned}
 w_{Vyv} &= \int_0^a \frac{M_{ozI}(F_d, x_I)}{E \cdot J_A} \cdot \frac{\delta M_{ozI}(F_d, x_I)}{\delta F_d} \cdot dx_I \\
 &\quad + \int_0^b \frac{M_{ozII}(F_d, x_{II})}{E \cdot J_B} \cdot \frac{\delta M_{ozII}(F_d, x_{II})}{\delta F_d} \cdot dx_{II} \\
 w_{Vyv} &= \frac{1}{E \cdot J_A} \int_0^a (F_d \cdot x_I - M_v) \cdot x_I \cdot dx_I \\
 &\quad + \frac{1}{E \cdot J_B} \int_0^b \left(\frac{-M_v - F_d \cdot a}{b} \cdot x_{II} \right) \cdot \left(\frac{a \cdot x_{II}}{b} \right) \cdot dx_{II}
 \end{aligned} \tag{63}$$

$$w_{V_{yv}} = \frac{1}{E \cdot J_A} \int_0^a (-M_v \cdot x_I) \cdot dx_I + \frac{1}{E \cdot J_B} \int_0^b \left(-\frac{M_v \cdot a}{b^2} \cdot x_{II}^2 \right) \cdot dx_{II}$$

$$w_{V_{yv}} = -\frac{1}{E \cdot J_A} \left[M_v \cdot \frac{x_I^2}{2} \right]_0^a - \frac{1}{E \cdot J_B} \left[\frac{M_v \cdot a}{b^2} \cdot \frac{x_{II}^3}{3} \right]_0^b$$

$$w_{V_{yv}} = -\frac{1}{E \cdot J_A} \left[\left(M_v \cdot \frac{a^2}{2} \right) - \left(M_v \cdot \frac{0}{2} \right) \right] - \frac{1}{E \cdot J_B} \left[\left(\frac{M_v \cdot a}{b^2} \cdot \frac{b^3}{3} \right) - \left(\frac{M_v \cdot a}{b^2} \cdot \frac{0}{3} \right) \right]$$

$$w_{V_{ys}} = -\frac{1}{E \cdot J_A} \left(\frac{M_v}{2} \cdot a^2 \right) - \frac{1}{E \cdot J_B} \left(\frac{M_v}{3} \cdot a \cdot b \right)$$

Pomocí výsledného vztahu (63) vypočítáme deformaci vřetena v působišti síly F_d ve směru osy y (deformace má opačný smysl než síla F_d):

$$w_{V_{ys}} = -\frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,284 \cdot 10^{-5}} \left(\frac{1632,9}{2} \cdot 0,2012^2 \right) - \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 5,176 \cdot 10^{-6}} \left(\frac{1632,9}{3} \cdot 0,2012 \cdot 0,1645 \right) \quad (64)$$

$$w_{V_{ys}} = -2,345 \cdot 10^{-5} \text{ m} = -23,45 \text{ } \mu\text{m}$$

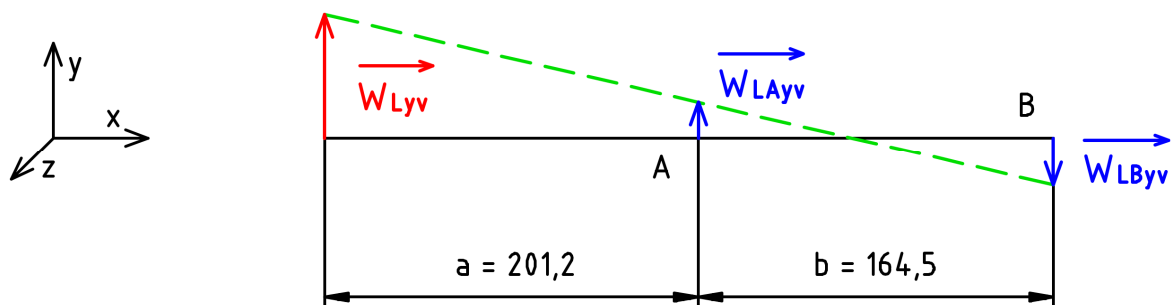
6.4.6 Deformace ložisek při vrtání

Dle Obr. 45 je pro zjištění celkového průhybu vřetena nutné určit deformaci ložisek v radiálním směru. Radiální tuhosti ložisek potřebné k výpočtu jsou uvedeny v Tab. 26.

Deformace ložisek:

$$w_{L_{Ayv}} = \frac{R_{Ayv}}{c_{rA}} = \frac{9920}{5500} = 1,8 \text{ } \mu\text{m}$$

$$w_{L_{Byv}} = \frac{R_{Byv}}{c_{rB}} = \frac{9920}{1210} = 8,2 \text{ } \mu\text{m} \quad (65)$$



Obr. 54) Průběh deformace v ložiskách při vrtání

Posunutí na čele vřetena v rovině XY způsobené deformací ložisek:

$$w_{Lyv} = \frac{(w_{LAyv} + w_{LByv}) \cdot a}{b} + w_{LAyv} = \frac{(1,8 \cdot 10^{-6} + 8,2 \cdot 10^{-6}) \cdot 0,2012}{0,1645} + 1,8 \cdot 10^{-6} \quad (66)$$

$$w_{Lyv} = 1,403 \cdot 10^{-5} \text{ m} = 14,03 \text{ } \mu\text{m}$$

6.4.7 Celková deformace vřetena při vrtání

Celková deformace vřetena v jednotlivých rovinách je dána součtem deformace vlastního vřetena a posunutí na čele vřetena způsobené deformací ložisek. Předpokládáme, že obě deformace mají v ose y stejný smysl, proto sčítáme absolutní hodnoty deformací.

Celková deformace na čele vřetena:

$$w_v = |w_{Vyv}| + |w_{Lyv}| = |-23,45| + |14,03| = 37,48 \text{ } \mu\text{m} \quad (67)$$

Zatížení od vrtání způsobuje významnou deformaci na čele výpočtového modelu vřetena. I v tomto případě platí předpoklad, že reálný model revolverové hlavy s otočným diskem namísto vyložení vřetena bude dosahovat vyšší tuhosti.

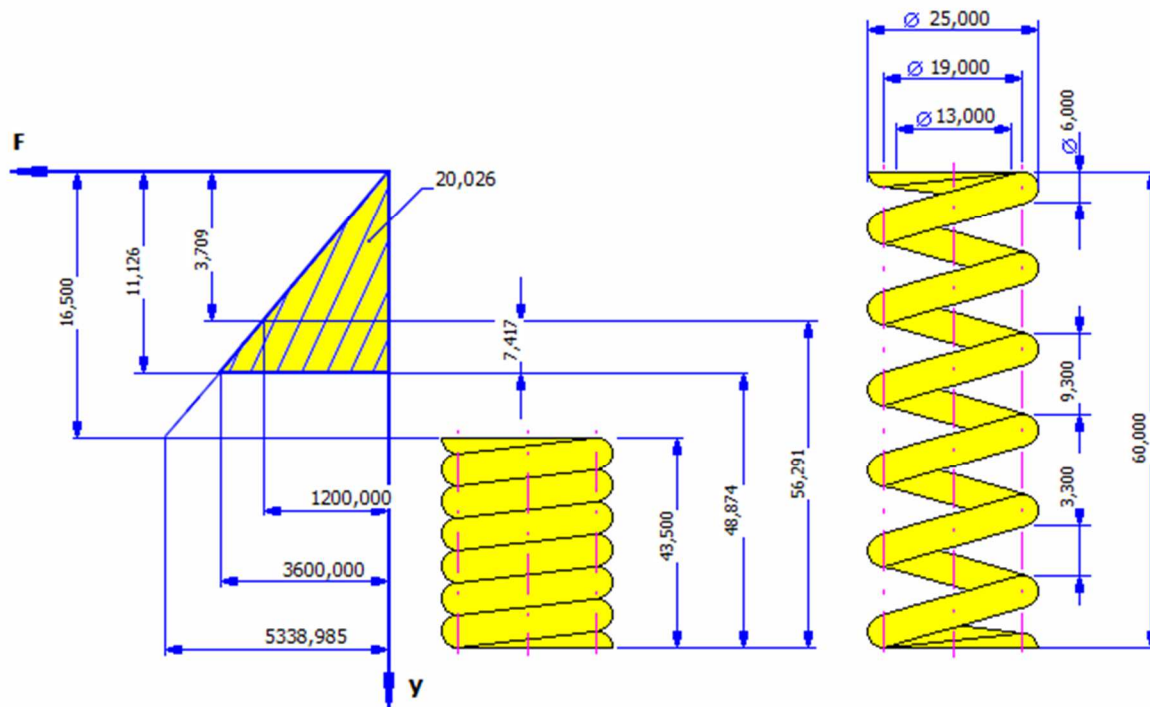
Při výpočtu bylo uvažováno s relativně velkým odsazením nástroje od upínací plochy disku, které činilo 80 mm. Jednou z možností, jak snížit průhyb vřetena při takto těžkém obrábění, je použití nástrojové jednotky, která umožňuje upevnit nástroj co nejbližší upínací ploše. Například při umístění nástroje ve vzdálenosti 40 mm od upínací plochy ($D_{vrt} = 460 \text{ mm}$) dochází ke snížení celkové deformace na 31,93 μm . Na základě této úvahy označíme vypočítanou deformaci za přijatelnou.

6.5 Kontrolní výpočet aretace hlavy

Aretace revolverové hlavy se provádí pomocí tří věnců, které jsou opatřeny Hirthovým ozubením. Jeden z věnců je pohyblivý a funguje jako píst, který je z jedné strany přitlačován do ozubení pomocí šesti pružin a z druhé strany, když je nutné aretaci rozpojit pro otočení disku, je odsouván tlakem hydraulické kapaliny. V rámci kontrolních výpočtů je nutné ověřit, že přitlačná síla dostahuje pro zajištění aretace a nemůže tedy dojít vlivem zatížení v ozubení k jejímu rozpojení. Zatížení představuje kroutící moment od hlavní řezné síly. Je také nutné stanovit potřebný tlak v hydraulickém okruhu.

6.5.1 Tlačná pružina

Návrh tlačné pružiny byl proveden pomocí generátoru komponent v programu Autodesk Inventor 2021. Pracovní zatížení pružiny při zatlačení posuvného věnce do ozubení je 1200 N. Maximální zatížení pružiny při jejím stlačení hydraulikou je 3600 N. Pružina vykonává zdvih 7,4 mm. Další parametry navržené pružiny jsou zobrazeny na Obr. 55.



Obr. 55) Tlačná pružina aretace

Pro navrženou pružinu byl také v programu Autodesk Inventor 2021 proveden pevnostní výpočet. Výsledky pevnostního výpočtu jsou zobrazeny na Obr. 56 vpravo. Vlevo jsou uvedeny použité vstupní parametry.

Materiál pružiny

User material		
Mez pevnosti v tahu	σ_{ult}	1860,000 MPa
Dovolené napětí v krutu	τ_A	930,000 MPa
Modul pružnosti ve smyku	G	68500,000 MPa
Hustota	ρ	7850 kg/m ³
Součinitel využití materiálu pružiny	u_s	0,900 ul

Výsledky

Vůle mezi závity volné pružiny	a	3,300 mm
Stoupání volné pružiny	t	9,300 mm
Součinitel koncentrace napětí	K_w	1,000 ul
Tuhost pružiny	k	323,575 N/MPa
Deformace pružiny při minimálním zatížení	s_1	3,709 mm
Deformace v plně zatíženém stavu	s_8	11,126 mm
Deformace pružiny při mezním zatížení	s_9	16,500 mm
Mezní zkušební délka pružiny	L_{minf}	48,000 mm
Teoretická mezní délka pružiny	L_9	43,500 mm
Síla pružiny v mezním stavu	F_9	5338,985 N
Napětí při minimálním zatížení	τ_1	268,795 MPa
Napětí při maximálním zatížení	τ_8	806,385 MPa
Dosedací napětí	τ_9	1195,911 MPa
Kritická rychlost pružiny	v	11,878 mps
Vlastní kmitočet pružiny	f	1105,070 Hz
Deformační energie	W_8	20,026 J
Délka drátu	l	456,000 mm
Hmotnost pružiny	m	0,101 kg
Výsledek kontroly pružiny		Kladný

Obr. 56) Výsledky pevnostního výpočtu tlačné pružiny

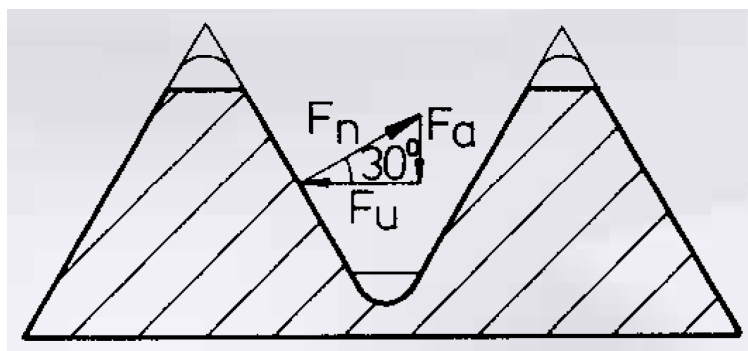
6.5.2 Kontrola přítláčné síly

Hirthovo ozubení uvažované v návrhu revolverové hlavy je tvořeno 48 zuby s úhlem sklonu 30°. Kontrola přítláčné síly od pružin bude provedena vůči zatížení kroutícím momentem od soustružení, který je do ozubení přenášen přes věnec B připevněný k vřetenu. Parametry potřebné k výpočtu jsou uvedeny v Tab. 27.

Tab. 27) Parametry potřebné pro kontrolní výpočet přítláčné síly

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Pohyblivý věnec A - vnější průměr	D_{HA1}	194	mm
Pohyblivý věnec A - vnitřní průměr	D_{HA2}	110	mm
Věnec B uchycený ke vřetenu - vnější průměr	D_{HB1}	150	mm
Věnec B uchycený ke vřetenu - vnitřní průměr	D_{HB2}	110	mm
Věnec C uchycený ke skříni - vnější průměr	D_{HC1}	194	mm
Věnec C uchycený ke skříni - vnitřní průměr	D_{HC2}	150	mm
Kroutící moment od soustružení	M_{ks}	562560	Nmm
Pracovní síla od pružiny	F_{pp}	1200	N
Síla od pružiny při jejím maximálním stlačení	F_{pm}	3600	N
Počet pružin	η_P	6	-

Schéma silového působení v ozubení je zobrazeno na Obr. 57. V rámci kontrolního výpočtu je nejprve nutné určit obvodovou sílu F_{Hu} , která je v ozubení vyvolána kroutícím momentem od soustružení. Výpočet obvodové síly bude proveden pro střední průměr věnce B. V dalším kroku se na základě síly F_{Hu} stanoví odpovídající axiální síla F_{Ha} , která bude porovnána s pracovní silou od pružin.



Obr. 57) Schéma zatížení v Hirthově ozubení [45]

Střední průměr věnce B:

$$D_{HBS} = \frac{D_{HB1} + D_{HB2}}{2} = \frac{150 + 110}{2} = 130 \text{ mm} \quad (68)$$

Obvodová síla v ozubení věnce B:

$$F_{Hu} = \frac{2 \cdot M_{ks}}{D_{HBS}} = \frac{2 \cdot 562560}{130} = 8655 \text{ N} \quad (69)$$

Axiální síla působící na věnec A:

$$F_{Ha} = F_{Hu} \cdot \tan(30^\circ) = 8655 \cdot \tan(30^\circ) = 4997 \text{ N} \quad (70)$$

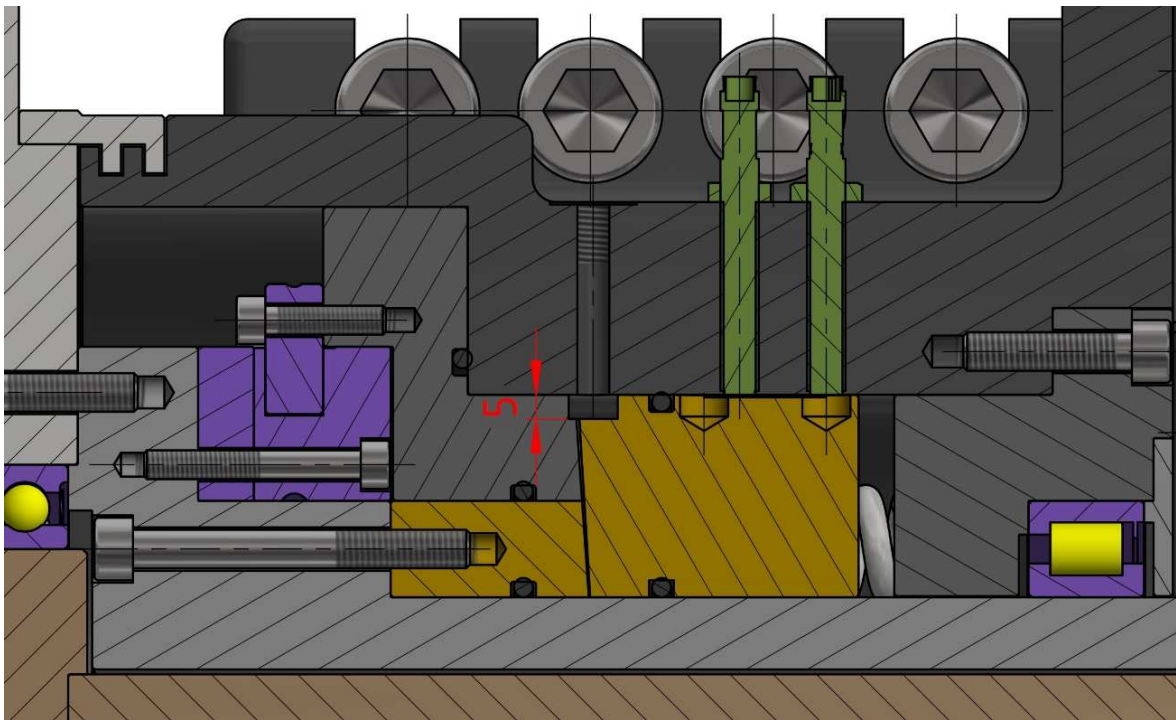
Koeficient bezpečnosti aretace revolverové hlavy:

$$k_H = \frac{n_p \cdot F_{pp}}{F_{Ha}} = \frac{6 \cdot 1200}{4997} = 1,44 \quad (71)$$

Vypočtený koeficient bezpečnosti 1,44 považují za dostatečný. Na základě uvedených vztahů je možné stanovit maximální kroutící moment, který je možné při uvedených parametrech aretace přenášet. Velikost maximálního momentu je 1621 Nm.

6.5.3 Tlak v hydraulickém okruhu

Velikost hydraulického tlaku pro ovládání posuvného věnce bude kontrolována pro dva případy. V prvním případě bude počítán tlak, který musí působit na celou plochu pohyblivého věnce A pro maximální stlačení pružin, a tedy zaručení zdvihu 7,4 mm. V druhém případě bude při výpočtu uvažována plocha odpovídající boku drážky na vnějším obvodu Hirthova ozubení pro rozvod hydraulické kapaliny (Obr. 58) a u pružin budeme předpokládat zatížení pracovní silou. Výpočtem zjistíme tlak potřebný pro počáteční rozpojení ozubení.



Obr. 58) Šířka boku drážky na vnějším obvodu Hirthova ozubení

Plocha věnce A:

$$S_{HA} = \frac{\pi \cdot (D_{HA1}^2 - D_{HA2}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (194^2 - 110^2)}{4} = 20056 \text{ mm}^2 \quad (72)$$

Potřebný tlak v hydraulickém okruhu:

$$p_{h1} = \frac{n_p \cdot F_{pm}}{S_{HA}} = \frac{6 \cdot 3600}{20056} = 1,08 \text{ MPa} \quad (73)$$

Plocha boku drážky:

$$S_{bd} = \frac{\pi \cdot [D_{HA1}^2 - (D_{HA1} - 10)^2]}{4} = \frac{\pi \cdot [194^2 - (194 - 10)^2]}{4} \quad (74)$$

$$S_{bd} = 2969 \text{ mm}^2$$

Potřebný tlak v hydraulickém okruhu:

$$p_{h2} = \frac{n_p \cdot F_{pp}}{S_{bd}} = \frac{6 \cdot 1200}{2969} = 2,43 \text{ MPa} \quad (75)$$

Pro správnou funkci mechanismu aretace je nutné, aby byla revolverová hlava připojena k hydraulickému okruhu s tlakem kapaliny minimálně 2,43 MPa (24,3 barů).

6.6 Kontrolní výpočet ložisek

Ložiska přímého pohonu nejsou zatížena radiálními ani axiálními silami. Hřídel přenáší pouze kroučící moment od motoru. Třecí sílu od axiální síly, kterou působí pneumatický válec při pohybu spojovací hřídelí, zanedbáme. Není tedy nutná kontrola životnosti ani únosnosti ložisek.

U ložisek, v kterých je uloženo vřeteno, není nutné provádět kontrolu životnosti, protože jsou zatěžovány, když se neotáčí. Tato ložiska budou kontrolována z pohledu statické únosnosti. U ložiska A bude také zkontrolována axiální únosnost při zatížení od hydraulického tlaku, ke kterému dochází při rozpojení aretace hlavy. Vyhodnocení vypočtených součinitelů bezpečnosti bude provedeno v samostatné kapitole. Parametry potřebné k výpočtu jsou uvedeny v Tab. 28.

Tab. 28) Parametry potřebné pro kontrolní výpočet únosnosti ložisek

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Ložisko A (Axiálně-radiální válečkové ložisko NRT 150 B)			
Radiální statická únosnost	C_{0rA}	160	kN
Axiální statická únosnost	C_{0aA}	490	kN
Vnější průměr rotující části ložiska	d_I	214	mm
Ložisko B (Válečkové ložisko NCF 2922 CV)			
Radiální statická únosnost	C_{0rB}	220	kN

6.6.1 Kontrola únosnosti ložisek při soustružení

Při soustružení je ložisko A zatěžováno radiálními reakčními silami, axiální řeznou silou a klopným momentem. Ložisko B je zatíženo pouze reakcemi v radiálním směru. Pro kontrolu únosnosti je nutné nejprve spočítat výsledné radiální reakční síly v ložiskách.

$$R_{As} = \sqrt{R_{Ays}^2 + R_{Azs}^2} = \sqrt{537^2 + 3908^2} = 3945 \text{ N} \quad (76)$$

$$R_{Bs} = \sqrt{R_{Bys}^2 + R_{Bzs}^2} = \sqrt{1065^2 + 2150^2} = 2399 \text{ N}$$

Pro kontrolní výpočet statického součinitele bezpečnosti je potřeba určit hodnotu statického radiálního a axiálního ekvivalentního zatížení. Pro radiální ekvivalentní zatížení uvádí SKF, že je u obou ložisek rovno přímo velikosti radiální síly. V případě axiálního zatížení ložiska A vypočítáme statické ekvivalentní zatížení dle následujícího vztahu. [46]

$$P_{0aAs} = F_{fs} + 4,4 \cdot \frac{M_s}{d_1} = 879 + 4,4 \cdot \frac{562560}{214} = 12446 \text{ N} \quad (77)$$

Kontrola statického součinitele bezpečnosti pro radiální a axiální zatížení u ložiska A [43]:

$$S_{0rAs} = \frac{c_{0rA}}{P_{0rAs}} = \frac{c_{0rA}}{R_{As}} = \frac{160000}{3945} = 40,6$$

$$S_{0aAs} = \frac{c_{0aA}}{P_{0aAs}} = \frac{490000}{12446} = 39,4 \quad (78)$$

Kontrola statického součinitele bezpečnosti pro radiální zatížení u ložiska B [43]:

$$S_{0rBs} = \frac{c_{0rB}}{P_{0rBs}} = \frac{c_{0rB}}{R_{Bs}} = \frac{220000}{2399} = 91,7 \quad (79)$$

6.6.2 Kontrola únosnosti ložisek při vrtání

Při vrtání je ložisko A zatěžováno radiální reakcí, axiální posuvnou silou a klopným momentem. Ložisko B je zatíženo pouze radiální reakční silou.

Statické axiální ekvivalentní zatížení ložiska A [46]:

$$P_{0aAv} = F_{tv} + 4,4 \cdot \frac{M_v}{d_1} = 6044 + 4,4 \cdot \frac{1631880}{214} = 39597 \text{ N} \quad (80)$$

Kontrola statického součinitele bezpečnosti pro radiální a axiální zatížení u ložiska A [43]:

$$S_{0rAv} = \frac{c_{0rA}}{P_{0rAv}} = \frac{c_{0rA}}{R_{Ayv}} = \frac{160000}{9920} = 16,1$$

$$S_{0aAv} = \frac{c_{0aA}}{P_{0aAv}} = \frac{490000}{39597} = 12,4 \quad (81)$$

Kontrola statického součinitele bezpečnosti pro radiální zatížení u ložiska B [43]:

$$S_{0rBv} = \frac{c_{0rB}}{P_{0rBv}} = \frac{c_{0rB}}{R_{Bys}} = \frac{220000}{9920} = 22,2 \quad (82)$$

6.6.3 Kontrola únosnosti ložiska A při zatížení od hydrauliky

Ložisko A je při rozpojení aretace zatěžováno axiální silou způsobenou tlakem hydraulické kapaliny na věnec B, který je upevněný na vřetenu. Minimální požadovaný tlak v hydraulickém okruhu pro správnou funkci aretace jsme stanovili jako 2,43 MPa. V rámci kontrolního výpočtu pro zjednodušení navýšíme tuto hodnotu na 2,5 MPa.

Plocha věnce B:

$$S_{HB} = \frac{\pi \cdot (D_{HB1}^2 - D_{HB2}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (150^2 - 110^2)}{4} = 8168 \text{ mm}^2 \quad (83)$$

Síla od tlaku hydraulické kapaliny na věnec B:

$$F_h = p_{hk} \cdot S_{HB} = 2,5 \cdot 8168 = 20420 \text{ N} \quad (84)$$

Statické axiální ekvivalentní zatížení ložiska A [46]:

$$P_{0aAh} = F_h + 4,4 \cdot \frac{M}{d_1} = 20420 + 4,4 \cdot \frac{0}{214} = 20420 \text{ N} \quad (85)$$

Kontrola statického součinitele bezpečnosti pro axiální zatížení u ložiska A [43]:

$$S_{0aAh} = \frac{c_{0aA}}{P_{0aAh}} = \frac{490000}{20420} = 24 \quad (86)$$

6.6.4 Vyhodnocení kontrolního výpočtu únosnosti ložisek

Výrobce SKF uvádí pro rozdílné způsoby zatížení ložisek doporučené hodnoty statického součinitele bezpečnosti. Při srovnání doporučených hodnot pro válečková ložiska, která jsou uvedena v Tab. 29, s vypočtenými součiniteli je patrné, že obě použitá ložiska svou statickou únosností s výraznou rezervou vyhovují.

Tab. 29) Hodnoty statického součinitele bezpečnosti [46]

Pravděpodobnost stálé výše zatížení	Stálý chod			Přerušovaný chod
	Stálá deformace přípustná	Stálá deformace částečně přípustná	Stálá deformace nepřípustná	Stálá deformace přípustná
Vysoká pravděpodobnost (např. zatížení pouze gravitační silou bez vibrací)	1	1,5	3	0,8
Nízká pravděpodobnost (např. při častých zátěžových špičkách)	≥2,5	≥3	≥4	≥2

6.7 Kontrolní výpočet drážkových spojů

Kontrolní výpočet drážkových spojů byl proveden pomocí programu Autodesk Inventor 2021 metrickou metodou. Drážkování DIN 5480 31x1,5x30x19 7H 9h spojuje dutou hlavní hřídel přímého pohonu s výsuvnou spojovací hřídelí. Drážkování DIN 5480 20x0,8x30x24 7H 9h představuje spojovací rozhraní náhonu. V obou případech jsou uvažovány materiálové vlastnosti uvedené v Tab. 30. Výpočet je proveden pro zatížení kroutícím momentem 26,6 Nm při 2787 ot/min.

Tab. 30) Materiálové vlastnosti hřídelí

Parametr	Hodnota	Jednotka
Dovolený tlak	246	MPa
Dovolené smykové napětí	344	MPa
Dovolené napětí v ohybu	246	MPa

Tab. 31) Pevnostní kontrola drážkového spoje DIN 5480 20x0,8x30x24 7H 9h

Deformace boků drážek		
Kontrolovaný parametr	Hodnota	Jednotka
Tlak na boky drážek	53	MPa
Součinitel bezpečnosti	4,6	-
Namáhání zubů na ohyb		
Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování	58,7	MPa
Součinitel bezpečnosti	4,2	-

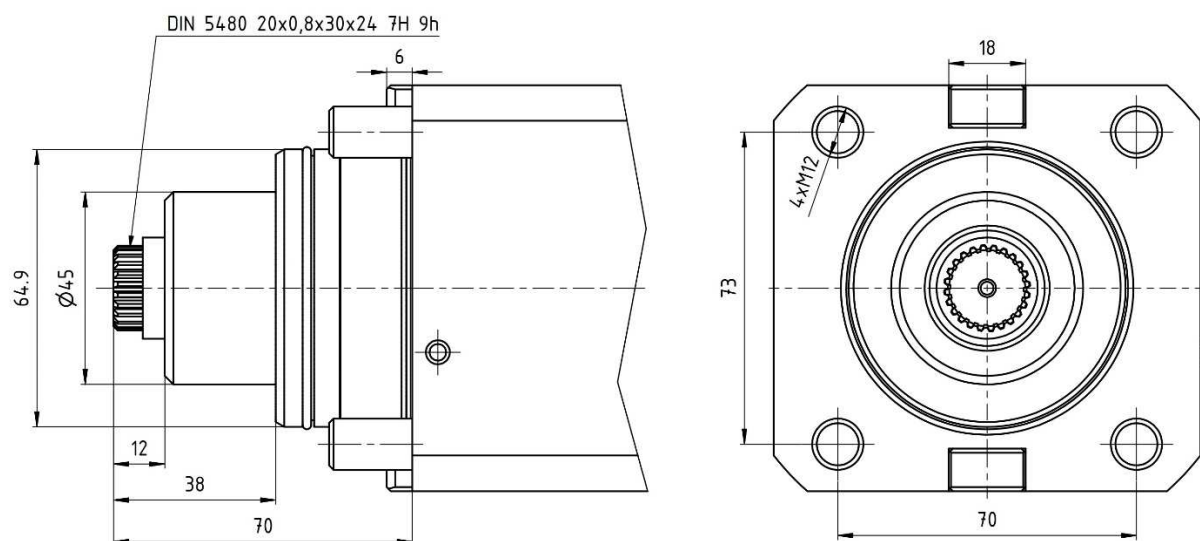
Tab. 32) Pevnostní kontrola drážkového spoje DIN 5480 31x1,5x30x19 7H 9h

Deformace boků drážek		
Kontrolovaný parametr	Hodnota	Jednotka
Tlak na boky drážek	3,2	MPa
Součinitel bezpečnosti	78,1	-
Namáhání zubů na ohyb		
Napětí v ohybu na bocích zubů drážkování	3,7	MPa
Součinitel bezpečnosti	66,3	-

Na základě výsledků uvedených v Tab. 31 a Tab. 32 oba drážkové spoje vyhovují.

7 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Navržená revolverová hlava odpovídá zadaným parametrům a řezným podmínkám. Hlava má 12 indexovaných pozic pro upnutí nástrojů. Otočný disk má rozměr SW 380, což představuje standardní velikost pro použitý upínací systém BMT 65. Nástrojové jednotky s poháněnými nástroji připevněné na hlavu musí mít připojovací rozhraní tvořené evolventním drážkováním dle DIN 5480 o rozměrech 20x0,8x30x24 7H 9h. Maximální otáčky nástrojů jsou omezeny možnostmi ložiska na 12000 ot/min. Požadované připojovací rozměry poháněných nástrojových jednotek jsou zobrazeny na Obr. 59. Tvarové zámky šířky 18 mm mohou být umístěny i na horizontální ose.



Obr. 59) Připojovací rozměry poháněných nástrojových jednotek

Revolverová hlava má délku od čelní strany disku po konec motoru 730 mm, šířku 435 mm a její výška odpovídá rozměru disku, který je 380 mm. Hmotnost celé sestavy je 275 kg. Pro lepší manipulaci s hlavou jsou na horní straně skříně umístěny dva šrouby s okem. Upevnění revolverové hlavy ke stroji je řešeno 8 šrouby o velikosti M20.

Konstrukční návrh byl do určité míry limitován omezenou nabídkou vestavných motorů v odpovídající rozměrové třídě. Motory s vestavným provedením jsou na trhu zastoupeny spíše modely o větších velikostech. Optimální řešení by představovalo navrhnutí motoru přímo pro použití v dané revolverové hlavě.

Přílohou této práce je CAD model celé sestavy revolverové hlavy ve formátu STP a čtyři výkresy. Příložené výkresy obsahují výkres hlavní sestavy s kusovníkem, držáku přímého pohonu, vřetena a přední příruby přímého pohonu. U vřetena se uvažuje o výrobě soustružením z polotovaru v podobě kruhové tyče o průměru 220 mm a v případě příruby přímého pohonu o výrobě pomocí frézování z polotovaru, který bude mít tvar čtvercové tyče s délkou strany 125 mm. Výrobu držáku je možné řešit odlitím a následným frézováním nebo přímo frézováním z tyčového polotovaru. Vzhledem k těsnému uspořádání součástí v hlavě je požadována relativně vysoká rozměrová přesnost i u nefunkčních ploch, a je tedy lepší zvolit frézování z polotovaru ploché broušené oceli dle DIN 59350, který je navíc k dispozici ve vhodném rozměru 180,4x50,4.

8 ZÁVĚR

V rámci této práce byla provedena rešerše v oblasti automatické výměny nástrojů s užším zaměřením na revolverové hlavy, jejich členění a jejich hlavní konstrukční uzly. Na úvodní rešerši navazuje hlavní část práce, která je věnována návrhu revolverové hlavy s přímým pohonem. Návrh začíná volbou vhodných konstrukčních řešení pomocí multikriteriální metody. Následuje představení navržené konstrukce, která byla vytvořena v CAD programu Autodesk Inventor 2021. Nakonec byly klíčové prvky v konstrukčním návrhu ověřeny pomocí výpočtů. Představený návrh revolverové hlavy splňuje všechny zadané parametry a uvažované řezné podmínky.

9 BIBLIOGRAFIE

- [1] Homepage. In: *Sauter Feinmechanik* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.sauter-feinmechanik.com/index.php?id=startseite>
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [3] Side-Mount Tool Changer Double Arm Troubleshooting - Haas Automation Service. *YouTube* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://youtu.be/TmjC7BDDag>
- [4] Servo-Driven SMTC - Grid Offset and Tool Changer Offset - VMC - CHC. In: *Haas Automation Inc. - CNC Machine Tools* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/service/troubleshooting-and-how-to/how-to/classic-haas-control---vmc---servo-driven-smtc---grid-offset-and.html>
- [5] Výrobní linka 6x MCV. *Automatizace a robotizace výroby | MAS Automation* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <http://www.masautomation.cz/reference/vyrobni-linka-6x-mcv-2.html>
- [6] Side Mount (SMTC) - VF/VM/UMC/EC - Carousel and Pocket - How it Works and Troubleshooting Guide. *DIY - Haas Customer Resource Center* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://staging-diy.haascnc.com/reference-docs/side-mount-smtc-vfvmumcec-carousel-and-pocket-how-it-works-and-troubleshooting-guide>
- [7] 120-Pocket Tool Changer: Chain-style tool changer for the EC-1600ZT. In: *Haas Automation Inc. - CNC Machine Tools* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/productivity/tool-changer/smtc-120-50t.html>
- [8] Turrets & Live Tooling: Solid Engineering, Reliable Operation. *Haas Automation Inc. - CNC Machine Tools* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/productivity/turret.html>
- [9] Multiple Toolholders. *WTO Tools* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.wto-tools.com/en-en/products/turning-centers/multiple-toolholders/>
- [10] Soustružnické centrum SP 280: Základní koncepce. In: *Obráběcí stroje, CNC stroje, CNC soustruhy | KOVOSVIT MAS* [online]. [cit. 2020-11-20]. Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/sp-280-p6.html>
- [11] SAUTER FEINMECHANIK. *Product information PI 25.3: Crown-type tool turret*. 2015. Dostupné také z: https://www.sauter-feinmechanik.com/fileadmin/templates/downloads/kataloge/PI-25.3_e_view.pdf
- [12] BARUFFALDI. *TAB Vertical Axis Servo Turrets guide*. 2019. Dostupné také z: <https://www.baruffaldi.it/cataloghi/catalogo%20TAB.pdf>
- [13] HANSON, Kip. *THINKING ABOUT GETTING INTO LIVE TOOLING? HERE'S WHAT YOU NEED TO KNOW* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z:

<https://www.mscdirect.com/betterMRO/metalworking/thinking-about-getting-live-tooling-here%E2%80%99s-what-you-need-know>

- [14] Locking Clamp (VDI Clamp). In: *Sphoorti Machine Tools* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <http://www.sphoorti.com/locking-clamp/>
- [15] HAAS AUTOMATION. Set Up Live Tools Properly on Your Haas Lathe – Haas Automation Tip of the Day. *YouTube* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://youtu.be/Yo1J5XWy78Y>
- [16] HAAS AUTOMATION. The BMT65 Turret and Live Tooling for Haas Lathes. *YouTube* [online]. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://youtu.be/x-l2lmJhifM>
- [17] BARUFFALDI. *Baruffaldi General Quick guide*. 2018. Dostupné také z: <https://www.baruffaldi.it/wp-content/uploads/2018/09/catalogo-GENERALE-sintetico-2018.pdf>
- [18] SAUTER FEINMECHANIK. *Product information PI 43.2: Disk-type tool turret*. 2014. Dostupné také z: https://www.sauter-feinmechanik.com/fileadmin/templates/downloads/kataloge/PI-43.2_e_view.pdf
- [19] SIEMENS. *Drive technology SIMOTICS M-1FE1 synchronous built-in motors: Configuration Manual*. 2019. Dostupné také z: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/109771294/simotics-m-1fe1-synchronous-built-in-motors?dti=0&lc=en-IT>
- [20] Compact Built-in asynchronous motors for lathe and grinding-wheel spindles: SIMOTICS M-1PH2 built-in motors. *Siemens* [online]. [cit. 2020-12-06]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/products/drives/electric-motors/motion-control-motors/simotics-m/1ph2-built-in-motors.html>
- [21] RAVEO - *Momentové motory* [online]. [cit. 2021-05-17]. Dostupné z: <http://www.momentove-motory.cz/>
- [22] *Development of turrets with built-in milling motors for NC lathes* [online]. [cit. 2020-12-01]. Dostupné z: <https://dbnst.nii.ac.jp/english/detail/1873>
- [23] VERTEX. *E Series - Lathe machine accessories*. Dostupné také z: <https://m-ser.ru/upload/iblock/e5e/Vertex%20%D1%81%D0%B5%D1%80%D0%B8%D1%8F%20E.pdf>
- [24] Live Tooling FOR CNC LATHES. In: *Platinum Tooling | Superior Quality and Performance Live Tools and Angle Heads* [online]. [cit. 2020-11-28]. Dostupné z: <https://platinumtooling.com/live-tooling/>
- [25] CROCCOLO, Dario, Massimiliano DE AGOSTINIS, Stefano FINI, Giorgio OLMI, Francesco ROBUSTO a Nicolo VINCENZI. On Hirth Ring Couplings: Design Principles Including the Effect of Friction. *Actuators* [online]. MDPI AG, 2018, 7(4) [cit. 2020-11-28]. ISSN 2076-0825. Dostupné z: doi:10.3390/act7040079
- [26] Hirth Coupling. *Meccanica Scotti* [online]. [cit. 2020-12-04]. Dostupné z: <http://www.meccanicascotti.com/en/hirth-coupling/>

- [27] SAUTER FEINMECHANIK. *Product Information PI 21.3: Disk-type tool turret*. 2017. Dostupné také z: https://www.sauter-feinmechanik.com/fileadmin/templates/downloads/kataloge/PI-21_3_d_view.pdf
- [28] BARUFFALDI. *TBMR Radial Driven Tool Turrets guide*. 2020. Dostupné také z: <https://www.baruffaldi.it/cataloghi/catalogo%20TBMR.pdf>
- [29] SAUTER FEINMECHANIK. *Product Information PI 49: Disk-type tool turret*. 2011. Dostupné také z: https://www.sauter-feinmechanik.com/fileadmin/templates/downloads/kataloge/PI-49_e_view.pdf
- [30] *Product details: Right angle back set drill/milling unit - 410504000-50* [online]. [cit. 2020-12-05]. Dostupné z: [https://www.ecat.wto-tools.com/web/wto/en_EN/all/all/410504000-50/\\$catalogue/WTOData/PR/410504000-50/public/index.xhtml?username=Sandvik343&password=Sandvik343](https://www.ecat.wto-tools.com/web/wto/en_EN/all/all/410504000-50/$catalogue/WTOData/PR/410504000-50/public/index.xhtml?username=Sandvik343&password=Sandvik343)
- [31] ST-20/25/30/35/Y, DS-30/Y/SS/SSY – Turret Indexer Assembly - Clamp Switch/Unclamp Switch - Adjustment. *DIY - Haas Customer Resource Center* [online]. [cit. 2020-12-04]. Dostupné z: <https://staging-diy.haascnc.com/procedures/st-20-25-30-35-y-ds-30-y-ss-ssy-%E2%80%93-turret-indexer-assembly-clamp-switch-unclamp-switch>
- [32] DUPLOMATIC AUTOMATION. *DM-TR* series 10: Radial driven tool system with direct motor turrets*. Dostupné také z: <https://www.fdm24.com/machines/1124/200616/1124-200616-1-dm-tr-it6468-0911gb-2.pdf>
- [33] SAUTER FEINMECHANIK. *Produktinformation PI 63: Werkzeug-Scheibenrevolver*. 2018. Dostupné také z: https://www.sauter-feinmechanik.com/fileadmin/templates/downloads/kataloge/PI-63_de.pdf
- [34] WALTER. *Kompletní katalog 2017: Soustružení, Vrtání, Závítování, Frézování, Upínače*. 2017. Dostupné také z: <https://www.walter-tools.com/cs-cz/press/news/Pages/2017-new-catalogue.aspx>
- [35] *Product Details - Industry Mall - 1FE1061-6WY10-1BA0* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/uk/Catalog/Product/1FE1061-6WY10-1BA0>
- [36] *High-speed synchronous motor MBS102* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/produkty/skupiny-produktu/elektricke-pohony-a-ridici-systemy/motors-and-gearboxes/high-speed-motors/mbs/mbs102>
- [37] *SIMOTICS T-1FW6 built-in torque motors for SINAMICS S120* [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/103909320/simotics-t-1fw6-built-in-torque-motors-for-sinamics-s120?dti=0&lc=en-WW>
- [38] *S71910 ACD/P4A: Angular contact ball bearings, super-precision* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/uk/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-S71910%20ACD%20P4A>

- [39] *61908-2RZ: Deep groove ball bearings* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61908-2RZ>
- [40] LENORD + BAUER. *Configurable rotary encoder GEL 2449* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.lenord.de/en/products/minicoder/gel-2449>
- [41] *NRT 150 B: Axial-radial cylindrical roller bearings, super-precision* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings/axial-radial-crb/productid-NRT%20150%20B>
- [42] *NCF 2922 CV: Cylindrical roller bearings, single row, full complement* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-full-complement-cylindrical-roller-bearings/productid-NCF%202922%20CV>
- [43] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE, Richard BUDYNAS, Martin HARTL a Miloš VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. : il. ; 26 cm. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [44] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM Publishing, 2006, 282 s. + 2 CD-ROM.
- [45] RÖHM. *Hirth crown gears* [online]. [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <https://us.roehm.biz/fileadmin/products/media/en/DC0000203.PDF>
- [46] *Size selection based on static load* [online]. [cit. 2021-05-14]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load>

10 SEZNAM SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

10.1 Seznam symbolů

Symbol	Jednotka	Označení
a	mm	délka vyložení vřetena
a _{ef}	mm	šířka záběru při frézování
a _{ok}	mm	osová vzdálenost ozubených kol
a _{pf}	mm	hloubka třísky při frézování
a _{ps}	mm	hloubka třísky při soustružení
A _s	mm	průřez třísky při soustružení
b	mm	vzdálenost mezi ložisky
b _{ok}	mm	šířka ozubení
c	mm	hlavová vůle
C _{0aA}	kN	axiální statická únosnost ložiska A
C _{0rA}	kN	radiální statická únosnost ložiska A
C _{0rB}	kN	radiální statická únosnost ložiska B
C _{rA}	N/μm	radiální tuhost ložiska A
C _{rB}	N/μm	radiální tuhost ložiska B
C _{RLA}	Nm	třecí moment od axiálně-radiálního ložiska A
d ₁	mm	vnější průměr rotující části ložiska A
D _A	mm	vnější průměr vřetena v ložisku A
d _{a1}	mm	průměr hlavové kružnice pastorku
d _{a2}	mm	průměr hlavové kružnice ozubeného kola
D _B	mm	vnější průměr vřetena v ložisku B
D _C	mm	vnitřní průměr vřetena
D _{cf}	mm	průměr nástroje při frézování
D _{cs}	mm	průměr obrobku při soustružení
D _{cv}	mm	průměr nástroje při vrtání
d _{f1}	mm	průměr patní kružnice pastorku
d _{f2}	mm	průměr patní kružnice ozubeného kola
D _{HA1}	mm	pohyblivý věnec A - vnější průměr
D _{HA2}	mm	pohyblivý věnec A - vnitřní průměr
D _{HB1}	mm	věnec B uchycený ke vřetenu - vnější průměr
D _{HB2}	mm	věnec B uchycený ke vřetenu - vnitřní průměr
D _{HBs}	mm	střední průměr věnce B
D _{HC1}	mm	věnec C uchycený ke skříni - vnější průměr
D _{HC2}	mm	věnec C uchycený ke skříni - vnitřní průměr

d_{m1}	mm	průměr roztečné kružnice pastorku
d_{m2}	mm	průměr roztečné kružnice ozubeného kola
D_{sou}	mm	průměry působíště sil při soustružení
D_{vrt}	mm	průměry působíště sil při vrtání
e	mm	šířka zubové mezery
E	GPa	modul pružnosti v tahu pro ocel
F_{cs}	N	hlavní řezná síla
F_d	N	doplňková síla
F_{fs}	N	axiální řezná síla
F_h	N	síla od tlaku hydraulické kapaliny na věnec B
F_{Ha}	N	axiální síla působící na věnec A
F_{Hu}	N	obvodová síla v ozubení věnce B
F_{Pm}	N	síla od pružiny při jejím maximálním stlačení
F_{Pp}	N	pracovní síla od pružiny
F_r	N	radiální síla v čelním ozubení
F_{rs}	N	radiální řezná síla
f_s	mm/ot	posuv na otáčku při soustružení
F_t	N	tangenciální síla v čelním ozubení
F_{tv}	N	posuvná síla
f_v	mm/ot	posuv na otáčku při vrtání
f_{zf}	mm/zub	posuv na zub při frézování
f_{zv}	mm/zub	posuv na zub při vrtání
h	mm	výška zubu
h_a	mm	výška hlavy zubu
h_f	mm	výška paty zubu
h_{mf}	mm	střední hloubka třísky při frézování
h_s	mm	tloušťka třísky při soustružení
h_v	mm	tloušťka třísky při vrtání
i	-	převodový poměr ozubeného soukolí
I_{RH}	kg·m ²	moment setrvačnosti hlavy osazené nástroji
J_A	mm ⁴	kvadratický moment průřezu vřetena v ložisku A
J_B	mm ⁴	kvadratický moment průřezu vřetena v ložisku B
$k_{c1.1}$	MPa	specifická řezná síla pro průřez třísky 1 mm ²
k_{cf}	MPa	specifická řezná síla při frézování
k_{cv}	MPa	specifická řezná síla při vrtání
k_{F1}	-	koeficient bezpečnosti pro napětí v ohybu pro pastorek
k_{F2}	-	koeficient bezpečnosti pro napětí v ohybu pro ozubené kolo
k_H	-	koeficient bezpečnosti aretace revolverové hlavy

k_p	-	koeficient bezpečnosti pro pohon revolverové hlavy
l_{sou}	mm	vzdálenost působiště sil při soustružení od upínací plochy
l_{vrt}	mm	vzdálenost působiště sil při vrtání od upínací plochy
m	mm	modul ozubení
m_c	-	nárůst křivky k_c
M_{kf}	Nm	kroučící moment při frézování
$M_{kpož}$	Nm	požadovaný kroučící moment při návrhu motoru
M_{ks}	Nm	kroučící moment od soustružení
M_{ozI}	Nm	ohybový moment VVÚ na intervalu I
M_{ozII}	Nm	ohybový moment VVÚ na intervalu II
M_s	Nm	klopný moment od axiální řezné síly
M_v	Nm	klopný moment od posuvné síly
n_f	ot/min	otáčky frézy
n_p	-	počet pružin
n_s	ot/min	otáčky obrobku při soustružení
n_v	ot/min	otáčky nástroje při soustružení
P_{0aAh}	N	statické axiální ekvivalentní zatížení ložiska A od tlaku aretace
P_{0aAs}	N	statické ekvivalentní zatížení v ložisku A od soustružení
P_{0aAv}	N	statické ekvivalentní zatížení v ložisku A od vrtání
P_f	kW	příkon motoru přímého pohonu při frézování
p_{h1}	MPa	potřebný tlak v hydraulickém okruhu (situace 1)
p_{h2}	MPa	potřebný tlak v hydraulickém okruhu (situace 2)
R_{As}	N	výsledná reakční síla v ložisku A od soustružení
R_{Axs1}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od soustružení
R_{Axs2}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od soustružení
R_{Axv}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od vrtání
R_{Ays}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od soustružení
R_{Ayv}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od vrtání
R_{Azs}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od soustružení
R_{Bs}	N	výsledná reakční síla v ložisku B od soustružení
R_{Bys}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od soustružení
R_{Byv}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od vrtání
R_{Bzs}	N	reakční síla v odpovídající ose a ložisku od soustružení
s	mm	tloušťka zubu
S_{0aAh}	-	axiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko A při tlaku aretace
S_{0aAs}	-	axiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko A při soustružení
S_{0aAv}	-	axiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko A při vrtání
S_{OrAs}	-	radiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko A při soustružení

S_{OrAv}	-	radiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko A při vrtání
S_{OrBs}	-	radiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko B při soustružení
S_{OrBv}	-	radiální statický součinitel bezpečnosti pro ložisko B při vrtání
S_{bd}	mm ²	plocha boku drážky pro rozvod hydraulické kapaliny
S_{HA}	mm ²	plocha věnce A
S_{HB}	mm ²	plocha věnce B
SW	mm	velikost otočného disku
t_{30}	s	čas otočení revolverové hlavy o 30°
V_{cf}	m/min	řezná rychlost při frézování
V_{cs}	m/min	řezná rychlost při soustružení
V_{cv}	m/min	řezná rychlost při vrtání
V_f	mm/min	rychlost posuvu při frézování
W_{LAys}	μm	deformace ložiska A v rovině XY při soustružení
W_{LAyv}	μm	deformace ložiska A v rovině XY při vrtání
W_{LAzs}	μm	deformace ložiska A v rovině XZ při soustružení
W_{LBys}	μm	deformace ložiska B v rovině XY při soustružení
W_{LByv}	μm	deformace ložiska B v rovině XY při vrtání
W_{LBzs}	μm	deformace ložiska B v rovině XZ při soustružení
W_{Lys}	μm	posunutí na čele vřetena v rovině XY způsobené deformací ložisek při soustružení
W_{Lyv}	μm	posunutí na čele vřetena v rovině XY způsobené deformací ložisek při vrtání
W_{Lzs}	μm	posunutí na čele vřetena v rovině XZ způsobené deformací ložisek při soustružení
w_s	μm	výsledná celková deformace na čele vřetena při soustružení
w_v	μm	celková deformace na čele vřetena při vrtání
w_{Vys}	μm	deformace vřetena ve směru působení síly F_{ps}
w_{Vyv}	μm	deformace vřetena ve směru působení síly F_d
w_{Vzs}	μm	deformace vřetena ve směru působení síly F_{cs}
w_{ys}	μm	celková deformace na čele vřetena v rovině XY při soustružení
w_{zs}	μm	celková deformace na čele vřetena v rovině XZ při soustružení
Y_1	-	Lewisův součinitel tvaru pro pastorek
Y_2	-	Lewisův součinitel tvaru pro ozubené kolo
Z_1	-	počet zubů na pastorku
Z_2	-	počet zubů na ozubeném kole
Z_f	-	počet zubů frézy
Z_v	-	počet zubů vrtáku
α	°	sklon záběrové přímky
ε	rad/s ²	úhlové zrychlení
η_{pp}	-	uvažovaná účinnost přímého pohonu

K_{cf}	°	úhel nastavení hlavního ostří při frézování
K_{cs}	°	úhel nastavení hlavního ostří při soustružení
K_{cv}	°	úhel nastavení hlavního ostří při vrtání
ρ_f	mm	poloměr kružnice zaoblení přechodové křivky
σ_{F1}	MPa	ohybového napětí v patě zubu pastorku
σ_{F2}	MPa	ohybového napětí v patě zubu ozubeného kola
σ_{Flim}	MPa	dovolené ohybové napětí v patě zubu
φ_f	°	úhel záběru při frézování
ω_{max}	rad/s	maximální úhlová rychlost
ω_s	rad/s	střední hodnota úhlové rychlosti

10.2 Seznam obrázků

Obr. 1) Revolverová hlava od výrobce Sauter Feinmechanik [1].....	15
Obr. 2) Morfologie automatické výměny nástrojů [2]	17
Obr. 3) Výměník - otočné rameno (vlevo klidová poloha, vpravo pracovní poloha) [4]	17
Obr. 4) Výměna nástroje pomocí robotického manipulátoru [5]	18
Obr. 5) Bubnový zásobník s vyklápěcími držáky [6].....	19
Obr. 6) Řetězový zásobník [7]	19
Obr. 7) Otočná tělesa pro axiální (vlevo) a radiální (vpravo) upínání [8]	21
Obr. 8) Speciální nástrojové jednotky od firmy WTO [9]	22
Obr. 9) Hlavní části CNC soustruhu [10].....	22
Obr. 10) Korunová revolverová hlava [11]	23
Obr. 11) Čtyřboká (vlevo) a šestiboká (vpravo) revolverová hlava [12]	24
Obr. 12) Princip VDI upínání [14]	24
Obr. 13) VDI upínání - vyrovnání v ose Y (převzato a upraveno z [15]).....	25
Obr. 14) Přesné zapolohování nástrojového adaptéru typu BMT [16]	25
Obr. 15) Náhon poháněných nástrojů přes tyče a převody (převzato a upraveno z [18]).....	26
Obr. 16) Přímý náhon rotačních nástrojů [22]	27
Obr. 17) Rozhraní pro připojení náhonu (převzato a upraveno z [23] a [24])	27
Obr. 18) Hirthovo ozubení ve třídlíném provedení [26]	28
Obr. 19) Hydraulické ovládání aretace hlavy (převzato a upraveno z [27])	29
Obr. 20) Elektromechanické ovládání aretace hlavy (převzato a upraveno z [29]).....	30
Obr. 21) Kanálky pro přívod procesní kapaliny v nástrojovém adaptéru [30].....	30
Obr. 22) Přívod procesní kapaliny do otočného disku [31]	31
Obr. 23) Revolverová hlava řady DM-TR [32].....	32
Obr. 24) Revolverová hlava řady 0.5.437.3xx [33]	33
Obr. 25) Revolverová hlava řady TBMR [28]	34
Obr. 26) Momentová charakteristika motoru 1FE1061-6WY10-1BA0 [35].....	39
Obr. 27) Momentová charakteristika motoru MBS102B (MSS102B - stator) [36].....	40
Obr. 28) Momentová charakteristika motoru 1FW6050-0TB07-0KD3 [37].....	41
Obr. 29) Řez podsestavou přímého pohonu v horizontálním směru	45
Obr. 30) Řez podsestavou přímého pohonu ve vertikálním směru	46
Obr. 31) Konstrukční požadavky pro montáž enkodéru GEL 2449 [40].....	48
Obr. 32) Schéma pneumatického obvodu	49

Obr. 33) Upevnění podsestavy přímého pohonu k revolverové hlavě	50
Obr. 34) Konstruktivní návrh pohonu a aretace revolverové hlavy	51
Obr. 35) Schéma hydraulického obvodu aretace.....	52
Obr. 36) Ověření správné indexované polohy	53
Obr. 37) Mechanismus pro přívod procesní kapaliny	54
Obr. 38) Přívod stlačeného vzduchu do vnitřních prostor hlavy.....	55
Obr. 39) Zadaný soustružnický držák a vyměnitelná břitová destička [34].....	57
Obr. 40) Zadaný vrták ze slinutého karbidu A3399XPL-25 [34]	58
Obr. 41) Zadaná stopková fréza MC326-16.0A4L-WK40TF/TAX [34].....	59
Obr. 42) Mimostředné postavení frézy [34].....	60
Obr. 43) Momentová charakteristika motoru 1FK7063-2AC71-1RB2-Z	62
Obr. 44) Průběh úhlové rychlosti	62
Obr. 45) Vliv tuhosti na deformaci vřetena [44]	66
Obr. 46) Zjednodušený výpočtový model vřetena	67
Obr. 47) Zatížení vřetena při soustružení.....	68
Obr. 48) Úprava zatížení od soustružení v rovině XY a uvolnění prutu.....	68
Obr. 49) Úprava zatížení od soustružení v rovině XZ a uvolnění prutu	70
Obr. 50) Průběh deformace v ložiskách v rovině XY při soustružení	73
Obr. 51) Průběh deformace v ložiskách v rovině XZ při soustružení.....	73
Obr. 52) Zatížení vřetena při vrtání.....	74
Obr. 53) Úprava zatížení od vrtání a uvolnění prutu.....	75
Obr. 54) Průběh deformace v ložiskách při vrtání	76
Obr. 55) Tlačná pružina aretace	78
Obr. 56) Výsledky pevnostního výpočtu tlačné pružiny	78
Obr. 57) Schéma zatížení v Hirthově ozubení [45].....	79
Obr. 58) Šířka boku drážky na vnějším obvodu Hirthova ozubení.....	80
Obr. 59) Připojovací rozměry poháněných nástrojových jednotek.....	85

10.3 Seznam tabulek

Tab. 1) Parametry řady DM-TR [32]	31
Tab. 2) Parametry řady 0.5.437.3xx [33]	32
Tab. 3) Parametry řady TBMR [28].....	33
Tab. 4) Parametry navrhované revolverové hlavy	37
Tab. 5) Zadané nástroje a rezní podmínky	37
Tab. 6) Parametry obráběného materiálu [34]	38
Tab. 7) Parametry synchronního motoru 1FE1061-6WY10-1BA0 [35]	38
Tab. 8) Parametry synchronního motoru MBS102B [36].....	39
Tab. 9) Parametry torzního motoru 1FW6050-0TB07-0KD3 [37].....	40
Tab. 10) Kritéria pro hodnocení vestavných motorů	41
Tab. 11) Multikriteriální hodnocení vestavných motorů.....	42
Tab. 12) Kritéria pro hodnocení pohonu připojovacího mechanismu	42
Tab. 13) Multikriteriální hodnocení způsobů pohonu připojovacího mechanismu	43
Tab. 14) Kritéria pro hodnocení pohonu aretace.....	43
Tab. 15) Multikriteriální hodnocení způsobů pohonu aretace	44
Tab. 16) Parametry použitých ložisek [38; 39]	47

Tab. 17) Parametry pneumatického válce ESNU-16-20-P-A-MA	48
Tab. 18) Parametry použitých ložisek [41; 42]	51
Tab. 19) Parametry pneumatického válce ADN-25-10-A-P-A-S20	54
Tab. 20) Parametry potřebné pro výpočet zatížení od soustružení	57
Tab. 21) Parametry potřebné pro výpočet zatížení od vrtání	58
Tab. 22) Parametry potřebné pro výpočet zatížení od frézování	60
Tab. 23) Parametry pro výpočtový návrh pohonu hlavy	61
Tab. 24) Navržené parametry pro čelní soukolí s přímými zuby	63
Tab. 25) Parametry výpočtového modelu	66
Tab. 26) Radiální tuhosti použitých ložisek	72
Tab. 27) Parametry potřebné pro kontrolní výpočet přítláčné síly	79
Tab. 28) Parametry potřebné pro kontrolní výpočet únosnosti ložisek	81
Tab. 29) Hodnoty statického součinitele bezpečnosti [46]	83
Tab. 30) Materiálové vlastnosti hřídelí	84
Tab. 31) Pevnostní kontrola drážkového spoje DIN 5480 20x0,8x30x24 7H 9h	84
Tab. 32) Pevnostní kontrola drážkového spoje DIN 5480 31x1,5x30x19 7H 9h	84

11 SEZNAM PŘÍLOH

CAD model sestavy revolverové hlavy ve formátu STP

Výkres hlavní sestavy revolverové hlavy (JMDP-2021-001-001)

Výkres přední příruby přímého pohonu (JMDP-2021-002-004)

Výkres držáku přímého pohonu (JMDP-2021-006-002)

Výkres vřetena revolverové hlavy (JMDP-2021-004-001)