



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Návrh vrtací hlavy

Design of drilling head

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2022

Vojtěch POKORNÝ

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Karel Petr, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pokorný** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **492458**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh vrtací hlavy

Název bakalářské práce anglicky:

Drill Head Design

Pokyny pro vypracování:

Cílem bakalářské práce je návrh vrtací hlavy pro vrtání sady čtyř děr na roztečně kružnici s variabilním průměrem. Na základě požadovaného řezného výkonu student navrhne požadavky na pohon. Následně student zvolí vhodné vrtací rařízení. Dále student provede potřebné základní návrhové a kontrolní výpočty a provede volbu upínacích kuželů. Grafická část bude obsahovat: 3D model, sestavný výkres, výkres podsestavy vrtací části a alespoň dva výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

- [1] ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spojce a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
- [2] Joseph E. Shigley: Konstruování strojních součástí. 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] FREDERICK E. GIESECKE. Technical Drawing with Engineering Graphics. 2014. Pearson New International Edition. ISBN 13: 9781292026183.
- [4] Petr, K. STROJÍRENSKÉ KONSTRUOVÁNÍ - Tvorba výkresové dokumentace dle ISO norem. Praha: ČVUT v Praze (skripta), 08/2020. ISBN 978-80-01-06715-4.
- [5] Katalogy výrobců.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Karel Petr, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022** Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Karel Petr, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

_____ Datum převzetí zadání

_____ Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem „Návrh vrtací hlavy“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Karla Petra, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne 25.5. 2022

Vojtěch Pokorný

Poděkování

Toto poděkování věnuji vedoucímu práce panu Ing. Petru Karlovi, Ph.D. za ochotu při vedení a zpracování práce a dále panu Ing. Janu Flekovi za konzultace. Také bych chtěl poděkovat své rodině za jejich podporu při studiu.

Anotační list

Jméno autora:	Vojtěch POKORNÝ		
Název BK:	Návrh vrtací hlavy		
Anglický název:	Design of drilling head		
Rok:	2022		
Studijní program:	B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ		
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový		
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů		
Vedoucí BK:	Ing. Karel Petr, Ph.D.		
Konzultant:	Ing. Jan Flek		
Bibliografické údaje:	Počet stran	60	
	Počet obrázků	35	
	Počet tabulek	17	
	Počet příloh	7	
Klíčová slova:	Vrtací hlava, vícevřetenová vrtací hlava, měnitelný průměr vrtací roztečné kružnice		
Keywords:	Drilling head, multi-spindle drilling head, adjustable diameter of drilling pitch circle		
Anotace:	<p>Tato bakalářská práce se zabývá návrhem vrtací hlavy pro vrtání sady 4 děr na roztečné kružnici s měnitelným průměrem.</p> <p>Abstract:</p> <p>This bachelor thesis is dedicated to designing drilling head for drilling set of 4 bores with drilling pitch circle with adjustable diameter.</p>		

Obsah

1. Úvod	- 5 -
2. Druhy vrtacích hlav.....	- 5 -
2.1. Vrtací hlavy pro čelní vrtání.....	- 5 -
2.1.1. Vícevřetenové vrtací hlavy	- 5 -
2.1.1.1. Pevná poloha vřeten.....	- 6 -
2.1.1.2. Flexibilní poloha vřeten	- 6 -
2.2. Vrtací hlavy pro úhlové vrtání	- 6 -
3. Pohon vrtacích vřeten	- 7 -
3.1. Hlavice s kloubovým náhonem vřeten	- 7 -
3.2. Hlavice s náhonem ozubenými koly	- 9 -
4. Upínače nástrojů	- 10 -
4.1. Upnutí pomocí Morse kuželu	- 11 -
4.2. Upínače typu Weldon, Whistle Notch.....	- 11 -
4.3. Kleštinové upínání	- 12 -
4.4. Hydraulické upínání.....	- 12 -
4.5. Tepelné upínání.....	- 13 -
5. Rozhraní obráběcího stroje	- 14 -
5.1. Morse kužel	- 15 -
5.2. Metrický kužel	- 15 -
5.3. Strmý kužel	- 15 -
5.4. BIG-PLUS.....	- 16 -
5.5. HSK.....	- 16 -
5.6. Coromant Capto	- 18 -
5.7. Srovnání a výběr.....	- 18 -
6. Ozubená kola a převod ozubenými koly	- 20 -
6.1. Výběr ozubených kol	- 21 -
7. Hřídelová těsnění a mazání	- 23 -
8. Návrh konceptu	- 24 -
8.1. První návrh	- 24 -
8.2. Druhý návrh.....	- 25 -
8.3. Třetí návrh	- 26 -
9. Výpočty.....	- 27 -
9.1. Řezné podmínky pro vrtání	- 27 -



9.2.	Výkon.....	- 28 -
9.3.	Převodové poměry	- 29 -
9.4.	Úvod k navrhování hřídelů, ozubených kol a šroubových spojů a schéma vrtací hlavy	- 30 -
9.5.	Hnací (primární) hřídel	- 31 -
9.6.	Vztahy pro výpočet soukolí	- 33 -
9.6.1.	Modul	- 33 -
9.6.2.	Geometrie soukolí	- 33 -
9.6.3.	Rozměry ozubených kol.....	- 35 -
9.6.4.	Kontrola ozubených kol.....	- 36 -
9.7.	Soukolí mezi hnací a předlohovou hřídelí	- 37 -
9.8.	Předlohová (sekundární) hřídel	- 38 -
9.9.	Ozubení mezi předlohovou hřídelí a vrtacím vřetenem.....	- 40 -
9.10.	Vrtací (terciální) vřeteno	- 41 -
9.11.	Síly v soukolí	- 42 -
9.12.	Šroubová spojení	- 43 -
9.12.1.	Centrální šroub rotačního válce	- 43 -
9.12.2.	Šrouby objímky.....	- 45 -
9.12.3.	Šrouby víka rotačního válce.....	- 47 -
9.12.4.	Šrouby na dělicí rovině skříně	- 48 -
9.13.	Poloha vrtacího vřetena vůči ose vrtací hlavy	- 49 -
9.14.	Ložiska	- 51 -
10.	Výsledný model vrtací hlavy.....	- 54 -
11.	Závěr	- 56 -
12.	Použitá literatura	- 57 -
13.	Seznam obrázků	- 59 -
14.	Seznam tabulek	- 60 -
15.	Seznam příloh.....	- 60 -

Seznam zkratk a symbolů

a_0	- Osová vzdálenost	[mm]
a_w	- Požadovaná osová vzdálenost	[mm]
b_{m1}	- Šířka pastorku	[mm]
b_{m2}	- Šířka ozubeného kola	[mm]
b_w	- Výpočtová šířka ozubeného kola	[mm]
d	- Roztečný průměr	[mm]
d_I	- Minimální průměr primární hřídele	[mm]
d_{II}	- Vnitřní průměr předlohové hřídele	[mm]
d_{III}	- Minimální průměr terciální hřídele	[mm]
d_2	- Průměr stoupání závitu šroubu	[mm]
d'_3	- Předběžný průměr jádra závitu šroubu	[mm]
d_3	- Průměr jádra závitu šroubu	[mm]
d_a	- Hlavový průměr	[mm]
d_b	- Průměr základní kružnice	[mm]
d_{in}	- Vnitřní průměr rovnobokého drážkování	[mm]
d_f	- Průměr patní průměr	[mm]
d_{ob}	- Vnitřní průměr objímky	[mm]
d_{rt}	- Střední průměr kružnice dosedu rotačního válce a jeho víka	[mm]
d_{vh}	- Průměr roztečné kružnice se šrouby (vrtací hlava-objímka)	[mm]
d_w	- Průměr valivé kružnice	[mm]
D	- Vnější průměr rovnobokého drážkování	[mm]
D_{II}	- Minimální vnější průměr předlohové hřídele	[mm]
D_d	- Průměr díry pro šroub	[mm]
D_{vr}	- Průměr vrtáku	[mm]
D_{VR}	- Průměr roztečné kružnice s vrtacími vřeteny	[mm]
e	- Největší šířka hlavy šroubu s šestihrannou hlavou	[mm]
f	- Koeficient tření (ocel-ocel)	[-]
f_p	- Koeficient pro ozubení s tvrzeným bokem zubů	[-]
f_{vr}	- Posuv při vrtání	[mm/ot]
F_0	- Osová síla při vrtání	[N]
F_A	- Axiální síla v ozubení	[N]
F_R	- Radiální síla v ozubení	[N]
F_T	- Tečná síla v ozubení	[N]
F_{Nob}	- Normálová síla v objímce	[N]
F_{Nob8}	- Normálová síla na jednom šroubu objímky	[N]
F_{Nvh}	- Normálová síla mezi objímkou a vrtací hlavou	[N]
g	- Tíhové zrychlení	[m/s ²]
G	- Tíhové síly	[N]
G_{vh}	- Tíhová síla vrtací hlavy	[N]
h_f	- Výška paty zubu	[mm]
h_a	- Výška hlavy zubu	[mm]
h	- Výška zubu	[mm]
H_1	- Nosná výška	[mm]
i'_{12}	- Předběžný převodový poměr soukolí 12	[-]
i_{12}	- Finální převodový poměr soukolí 12	[-]
i'_{34}	- Předběžný převodový poměr soukolí 34	[-]
i_{34}	- Finální převodový poměr soukolí 34	[-]

i'_C	-	Předběžný celkový převodový poměr	[–]
i_C	-	Celkový převodový poměr	[–]
Δi_C	-	Odchyłka celkového převodového poměru vůči předběžnému	[–]
k_1	-	Koeficient bezpečnosti primární hřídele	[–]
k_2	-	Koeficient bezpečnosti sekundární hřídele	[–]
k_3	-	Koeficient bezpečnosti terciální hřídele	[–]
k_{ob}	-	Koeficient bezpečnosti objímky	[–]
$k_{šr}$	-	Koeficient bezpečnosti šroubu	[–]
k_{vh}	-	Koeficient bezpečnosti spojení objímky a vrtací hlavy	[–]
K_A	-	Součinitel vnějších dynamických sil	[–]
K_F	-	Součinitel přídavného zatížení	[–]
$K_{F\alpha}$	-	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (ohyb)	[–]
$K_{F\beta}$	-	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce (ohyb)	[–]
$K_{H\alpha}$	-	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (dotyk)	[–]
$K_{H\beta}$	-	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení po šířce (dotyk)	[–]
K_V	-	Součinitel vnitřních dynamických sil	[–]
l'	-	Předběžná délka rovnobokého drážkování	[mm]
l	-	Délka rovnobokého drážkování	[mm]
l_{ob}	-	Délka dosedací plochy objímky	[mm]
L	-	Maximální délka vrtáku	[mm]
m_c	-	Celková hmotnost vrtací hlavy	[kg]
m'_n	-	Předběžný normální modul	[mm]
m_n	-	Normální modul	[mm]
m_{rv}	-	Hmotnost rotačního válce	[kg]
m_{sk}	-	Hmotnost skříně a jejího vnitřku	[kg]
m_t	-	Tečný modul	[mm]
m_{vh}	-	Hmotnost vrtací hlavy	[kg]
M_{K1}	-	Krouticí moment primární hřídele	[Nm]
M_{K2}	-	Krouticí moment sekundární hřídele	[Nm]
M_{K3}	-	Krouticí moment terciální hřídele	[Nm]
$M_{Kcš}$	-	Maximální krouticí moment, kterému zabrání centrální šroub	[Nm]
M_{KK}	-	Utahovací moment na klíči	[Nm]
$M_{Kšr}$	-	Krouticí moment v závitech šroubu	[Nm]
M_{Oz}	-	Krouticí moment od ozubení při přetížení	[Nm]
M_{Oz4}	-	Krouticí moment od ozubeného kola soukolí 34 při přetížení	[Nm]
M_{TM}	-	Třecí moment	[Nm]
n	-	Otáčky při vrtání	[min ⁻¹]
n_{Vmax}	-	Maximální koncové otáčky na vrtacím vřetení	[min ⁻¹]
n_{ELmax}	-	Maximální otáčky na vstupu vrtací hlavy	[min ⁻¹]
o_{VR}	-	Osová vzdálenost vrtacího vřetene od osy vrtací hlavy	[mm]
p_D	-	Dovolené napětí	[MPa]
p_{DM}	-	Dovolené napětí na dosedací ploše	[MPa]
p_{Dz}	-	Dovolený tlak v závitech šroubu	[MPa]
$p_{hš}$	-	Tlak na dosedací ploše šroubu	[MPa]
p_m	-	Tlak na dosedací ploše matice	[MPa]
p_n	-	Normálová rozteč	[mm]
p_o	-	Tlak mezi vrtáčkou a objímkou	[MPa]
p_t	-	Rozteč v čelní rovině	[mm]
p_w	-	Rozteč na valivé kružnici	[mm]
p_z	-	Tlak v závitech šroubu	[MPa]

P	- Rozteč závitů	[mm]
P'	- Potřebný výkon	[kW]
P_0	- Minimální potřebný výkon obráběcího stroje	[kW]
P_{max}	- Maximální výkon potřebný na vrtání díry	[kW]
Q	- Celková tahová síla ve šroubu	[N]
Q_0	- Předpětí šroubu	[N]
Q_{sk}	- Celková tahová síla ve šroubech skříně	[N]
Q_{sk12}	- Tahová síla na jednom šroubu skříně	[N]
R_e	- Mez kluzu	[MPa]
s	- Nejmenší šířka hlavy šroubu s šestihrannou hlavou	[mm]
s'	- Účinná styková plocha	[mm ²]
s_n	- Normálová tloušťka zubu	[mm]
s_t	- Tloušťka zubu v čelní rovině	[mm]
s_{wt}	- Tloušťka zubu na valivé kružnici	[mm]
S'_3	- Předběžný příčný průřez jádra šroubu	[mm ²]
S_3	- Příčný průřez jádra šroubu	[mm ²]
S_F	- Součinitel bezpečnosti v ohybu	[-]
S_H	- Součinitel bezpečnosti v dotyku	[-]
T	- Trvanlivost vrtáku	[min]
u	- Poměr počtu zubů ozubeného kola a pastorku	[-]
v	- Výška trojúhelníka	[-]
v_n	- Normálová šířka mezery	[mm]
v_t	- Šířka mezery v čelní rovině	[mm]
v_{vr}	- Řezná rychlost	[m/min]
v_{wt}	- Šířka mezery na valivé kružnici	[mm]
W_{K1}	- Modul průřezu v krutu primární hřídele	[mm ³]
W_{K2}	- Modul průřezu v krutu sekundární hřídele	[mm ³]
W_{K3}	- Modul průřezu v krutu terciální hřídele	[mm ³]
$W_{Kšr}$	- Modul průřezu v krutu šroubu	[mm ³]
x_1	- Jednotkové posunutí profilu pastorku	[-]
x_2	- Jednotkové posunutí profilu ozubeného kola	[-]
x_v	- Počet vrtacích vřeten	[-]
Y_{Fa}	- Součinitel tvaru (ohyb)	[-]
Y_{NT}	- Součinitel trvanlivosti (ohyb)	[-]
Y_{RrelT}	- Součinitel drsnosti v oblasti patního přechodu (ohyb)	[-]
Y_{Sa}	- Součinitel koncentrace napětí (ohyb)	[-]
Y_{ST}	- Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí (ohyb)	[-]
Y_X	- Součinitel velikosti (ohyb)	[-]
Y_β	- Součinitel sklonu zubu (ohyb)	[-]
$Y_{\delta relT}$	- Součinitel vrubové citlivosti (ohyb)	[-]
Y_ε	- Součinitel záběru profilu (ohyb)	[-]
z_1	- Počet zubů pastorku (soukolí 12)	[-]
z'_2	- Nezaokrouhlený počet zubů ozubeného kola (soukolí 12)	[-]
z_2	- Finální počet zubů ozubeného kola (soukolí 12)	[-]
z_3	- Počet zubů na pastorku (soukolí 34)	[-]
z'_4	- Nezaokrouhlený počet zubů ozubeného kola (soukolí 34)	[-]
z_4	- Finální počet zubů ozubeného kola (soukolí 34)	[-]
z_ξ	- Počet činných závitů	[-]
Z_E	- Součinitel pružnosti (dotyk)	[-]
Z_H	- Součinitel tvaru (dotyk)	[-]

Z_L	- Součinitel mazání (dotyk)	$[-]$
Z_{NT}	- Součinitel trvanlivosti (dotyk)	$[-]$
Z_R	- Součinitel vlivu jakosti povrchu (dotyk)	$[-]$
Z_V	- Součinitel vlivu obvodové rychlosti (dotyk)	$[-]$
Z_W	- Součinitel vlivu párování materiálu (dotyk)	$[-]$
Z_X	- Součinitel vlivu velikosti (dotyk)	$[-]$
Z_β	- Součinitel sklonu zubu (dotyk)	$[-]$
Z_ε	- Součinitel vlivu záběru (dotyk)	$[-]$
α	- Koeficient pro výpočet redukovaného napětí	$[-]$
α_n	- Úhel záběru nástroje	$[\circ]$
α_t	- Čelní úhel záběru	$[\circ]$
α_{VR}	- Vrcholový úhel trojúhelníku	$[\circ]$
α_w	- Valivý úhel záběru	$[\circ]$
β	- Úhel šroubovice soukolí 12	$[\circ]$
β_b	- Úhel šroubovice na základní kružnici	$[\circ]$
β_{VR}	- Úhel pootočení rotačního válce pro dosažení správné osové vzdálenosti vrtacího vřetene	$[\circ]$
γ	- Úhel stoupání	$[\circ]$
ε	- Součinitel záběru	$[-]$
$\varepsilon_{\alpha t}$	- Součinitel záběru v čelní rovině	$[-]$
ε_β	- Součinitel záběru kroku	$[-]$
η_{oz}	- Účinnost ozubených kol	$[-]$
τ_1	- Napětí v krutu primární hřídele	$[N/mm^2]$
τ_2	- Napětí v krutu sekundární hřídele	$[N/mm^2]$
τ_3	- Napětí v krutu terciální hřídele	$[N/mm^2]$
τ_{DK1}	- Dovolené napětí v krutu primární hřídele	$[N/mm^2]$
τ_{DK2}	- Dovolené napětí v krutu sekundární hřídele	$[N/mm^2]$
τ_{DK3}	- Dovolené napětí v krutu terciální hřídele	$[N/mm^2]$
$\tau_{\check{s}r}$	- Napětí v krutu šroubu	$[N/mm^2]$
σ_{HO}	- Jmenovité napětí v dotyku	$[N/mm^2]$
σ_{FO}	- Jmenovité napětí v patě zubu	$[N/mm^2]$
σ_{FP}	- Jmenovité napětí v ohybu	$[N/mm^2]$
σ_{Flim}	- Trvalá pevnost v ohybu	$[N/mm^2]$
σ_{Hlim}	- Trvalá pevnost v dotyku	$[N/mm^2]$
σ_t	- Napětí v tahu	$[N/mm^2]$
σ_{red}	- Redukované napětí	$[N/mm^2]$
φ'	- Třecí úhel	$[\circ]$
ω_1	- Úhlová rychlost primární hřídele	$[rad/s]$
ψ_m	- Součinitel šířky ozubení	$[-]$

1. Úvod

Mezi důležitá průmyslová odvětví v dnešní době patří strojírenství, kde jedním ze základních a důležitých druhů třískového obrábění je právě vrtání otvorů do obrobku. Pro zvýšení produktivity a kvality vrtání je při samotném procesu vrtání kladen důraz na přesnost a rychlost zhotovování otvorů.

Pro zvýšení přesnosti a kvality se mohou použít lepší a kvalitnější vrtáky (např. vrtáky s vyměnitelnými břity ze slinutého karbidu, vrtáky s umělými diamantovými plátky apod.) a jejich technologie úpravy (povlakování) pro zvýšení jejich životnosti a tvrdosti. Pro další zvýšení produktivity a přesnosti lze využít přesnějších a výkonnějších obráběcích strojů a upínačů nástrojů (např. výměna upínače typu Weldon za hydraulický upínač). Poslední možností, a možností kterou se bude zabývat tato bakalářská práce, je použití doplňku, kterým je konkrétně v tomto případě vícevřetenová vrtací hlava.

Vrtací hlava slouží k upnutí vrtáku či sady vrtáků na vrtací vřeteno/-a, která jsou poháněna od vřetene obráběcího stroje přes vnitřní mechanismus hlavice.

Tato bakalářská práce se zabývá právě návrhem vrtací hlavy. Cílem je návrh vrtací hlavy pro vrtání sady čtyř děr na roztečné kružnici s měnitelným průměrem. Z řezného výkonu se provede návrh na minimální pohon s výběrem vrtacího zařízení. Následuje návrh a návrhový výpočet součástí vrtací hlavy, spolu s tvorbou 3D modelu a výkresovou dokumentací (sestavný výkres, výkres podsestavy a alespoň dva výrobní výkresy).

2. Druhy vrtacích hlav

2.1. Vrtací hlavy pro čelní vrtání

Čelní vrtání spočívá ve vrtání válcových otvorů, jejichž rotační osa je rovnoběžná s osou vřetene obráběcího stroje.

2.1.1. Vícevřetenové vrtací hlavy

Vícevřetenová vrtací hlava, kterou se tato bakalářská práce zabývá, využívá náhon vrtacích vřeten od vřetene obráběcího stroje přes vnitřní mechanismus hlavy.

Největší výhodou použití vrtací hlavy s více vřeteny spočívá v úspoře času díky současnému obrábění obrobku ve více místech najednou, čímž se snižují náklady výroby a celková cena produktu. Mezi další výhody patří omezení vzniku akumulovaných nepřesností a snížení nepřesností kvůli změně průměru roztečné kružnice vrtaných otvorů. [1]

Vícevřetenové vrtací hlavy se převážně používají na starších strojích, kdy firma potřebuje zvýšit produktivitu, ale nemůže si dovolit nový obráběcí stroj.

2.1.1.1. Pevná poloha vřeten

Vrtací hlavy s pevně danou roztečnou kružnicí se používají pouze k velkosériové výrobě, kde se vyplatí investovat peníze do nástroje, který postrádá potřebnou flexibilitu pro menší výrobní série.

Vrtací hlavy s pevnou polohou vrtacích vřeten jsou levnější, mají větší výběr množství poháněných vřeten oproti flexibilním vrtacím hlavám a k náhonu vřeten používají čelní ozubená kola, viz. bod 3.2. [1]



Obrázek 1 - Vícevřetenová vrtací hlava s pevnou pozicí vrtacích vřeten [2]

2.1.1.2. Flexibilní poloha vřeten

Pro čelní vrtání se v dnešní době používají hlavně vrtací hlavy tohoto typu. U těchto vrtacích hlav se provádí změna rozteče různě. Způsob přestavování vřeten a jejich náhonu nám dělí vrtací hlavy na skupiny, které si probereme v bodě 3.1 a 3.2. [1]



Obrázek 2 - Vícevřetenová vrtací hlava s flexibilní polohou vřeten, kloubový náhon [3]

2.2. Vrtací hlavy pro úhlové vrtání

Úhlové vrtání je zhotovování válcových otvorů, kdy rotační osa otvoru je různoběžná vůči ose vřeten obráběcího stroje.

Na rozdíl od vrtacích hlav pro čelní vrtání se pro úhlové vrtání používají vrtací hlavy zásadně s jedním vrtacím vřetenem, tudíž pro vrtání jednoho otvoru najednou.

Tyto vrtací hlavy se nejčastěji používají pro obrábění (vrtání, frézování) pod úhlem 90° stupňů vůči ose vřetene obráběcího stroje. Vrtací vřeteno může být ve fixní pozici, nebo může rotovat až 360° kolem osy vřetene obráběcího stroje v závislosti na provedení konkrétní vrtací hlavy.

Použití tohoto nástroje umožňuje na jednodušších strojích provádět vertikální, horizontální a úhlové operace bez nutnosti změny polohy obrobku, díky čemuž se šetří čas a tím i peníze vynaložené na výrobek. Ovšem tato technika se hodí i pro moderní obráběcí centra, kde je možné dosáhnout obrábění v jinak těžko přístupných místech. Tato aplikace je často jedinou možností, jak danou plochu či otvor obrobit.

Na rozdíl od vícevřetenových vrtacích hlav, které umožňují zvýšení produktivity starších strojů, jsou úhlové vrtací hlavy perspektivní a používané pro širokou škálu úkonů i na nejmodernějších obráběcích centrech. [4]



Obrázek 3 - Úhlová vrtací hlava [4]

3. Pohon vrtacích vřeten

Způsob přestavování vřeten a jejich náhonu nám dělí vrtací hlavy na skupiny, které si níže popíšeme.

3.1. Hlavice s kloubovým náhonem vřeten

Krouticí moment vřetena obráběcího stroje se přenáší na hřídel vrtací hlavy. Na hnané hřídeli se nachází centrální ozubené kolo, které následně pohání ozubená kola jednotlivých závislých vřeten. Přes dvojitý křížový kloub se poté pohání závislá vrtací vřetena. Křížový kloub je jednoduché řešení pro přenos krouticího momentu dvou nesouosých vřeten, díky čemuž se snižuje celková cena nástroje.

Při změně rozteče vrtaných otvorů na kružnici se využívá prodlužování či zkracování hřídelů mezi křížovými klouby, viz. obrázek 5. Tento mezikus je vyrobený ze dvou do sebe zasunutých hřídelů s drážkováním viz. obrázek 4. [1] Jsou vhodné zejména pro vrtání na vrtačkách, speciálních jednoúčelových strojích či transferových linkách. [5]

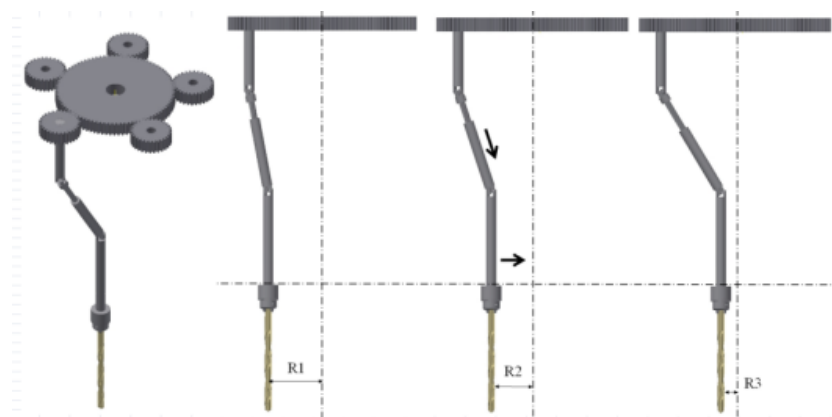


Obrázek 4 – Křížový kloub [1]

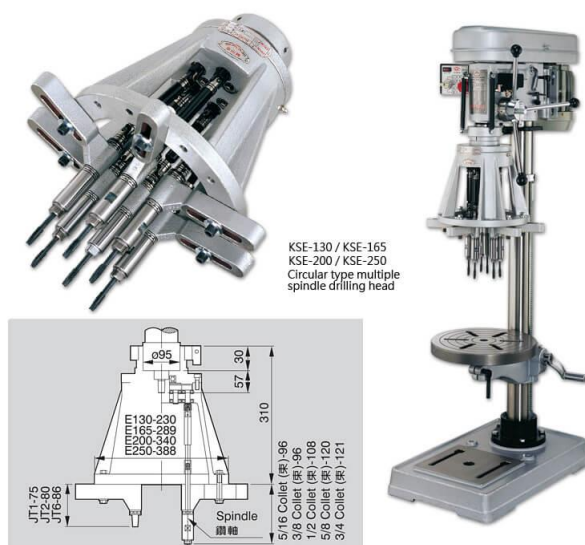
Hlavice s kloubovým náhonem vřeten se nejčastěji používají pro vrtání a závitování. Mezi výhody patří velká možnost polohování vrtacích vřeten, kde jejich poloha je omezena hlavně velikostí vřetene a pracovní oblastí. Další výhodou je nízký čas potřebný pro změnu roztečné kružnice. [5] Tato vlastnost se hodí, protože tyto hlavice mohou mít 2, 4, 6 nebo 8, ovšem v krajních případech až 24 hnaných závislých vrtacích vřeten najednou, ovšem mezi nejčastější výbavu patří 6 či 8 hnaných závislých vrtacích vřeten. [6]

Nevýhodou použití křížových kloubů je kolísavý poměr úhlové rychlosti a rázová charakteristika přenosu přenášeného momentu, ovšem díky použití křížových kloubů v párech, kde vstupní hřídel a výstupní hřídel má stejnou orientaci, eliminujeme problém s proměnnými otáčkami na vstupu a výstupu. Problémem je možný vznik nelineárních vibrací a dynamická stabilita, zejména při spouštění. Dalším nevýhodou, jak je vidět na obrázku 5 a zejména 6, je celková výška vrtací hlavice. Použití křížových kloubů navíc limituje maximální otáčky za minutu a tím i dosažitelné řezné podmínky při vrtání. [7]

Tento způsob náhonu se používá pouze pro vrtací hlavy s flexibilní roztečnou kružnicí.



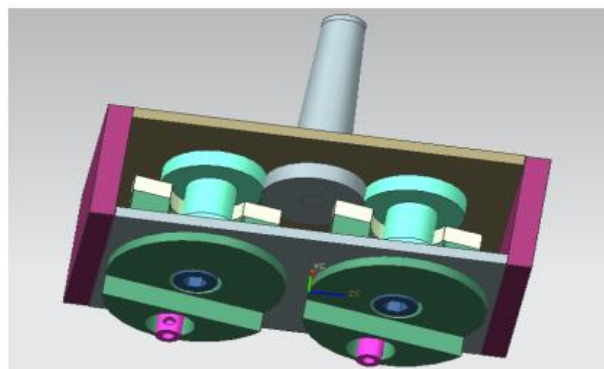
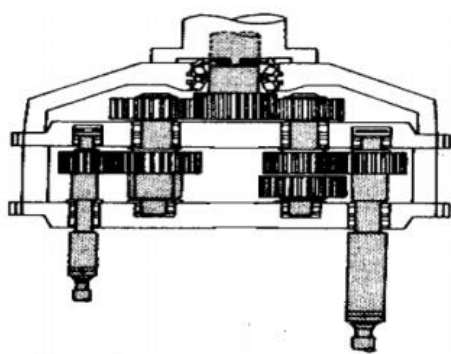
Obrázek 5 - Změna roztečné kružnice na vrtací hlavici s kloubovým pohonem vřeten [1]



Obrázek 6 - Namontovaná vrtací hlava s kloubovým pohonem vřeten [6]

3.2. Hlavice s náhonem ozubenými koly

Pro tento pohon hnací hřídel pohání přes ozubená kola sekundární hřídele. Na sekundární hřídele navazují vrtací vřetena, na která je přenášen krouticí moment pomocí ozubených kol. Vrtací vřetena jsou umístěna v otočných pouzdrech, ve kterých mohou rotovat okolo osy sekundárních hřídelů, díky čemuž se mění průměr roztečné kružnice. [8]



Obrázek 7 - Model hlavice s dvěma vrtacími vřeteny s pohonem pomocí ozubených kol [8]

Nejčastěji se setkáme s 2, 3 nebo 4 vrtacími vřeteny v otočných pouzdrech, jak je vidět na obrázku 8.



Obrázek 8 - Vrtací hlavy firmy Suhner [2]

Mezi první výhodou této konfigurace patří především výška a celková kompaktnost vrtací hlavy, která je mnohem lepší než u hlavy s kloubovým náhonem vřeten. Také můžeme dosáhnout malé roztečné kružnice vrtaných děr.

Nevýhodou jsou vyšší nároky na přesnost při výrobě, kvůli přenosu krouticího momentu pomocí ozubených kol a použití otočných pouzder.

Tento způsob náhonu se používá pro vrtací hlavy s flexibilní i pevně danou roztečnou kružnicí.

Pro výše zmíněné důvody pro návrh vrtací hlavy použijeme toto řešení náhonu vrtacích vřeten.

4. Upínače nástrojů

Upínače nástrojů představují nenahraditelný článek mezi obráběcím strojem, jeho vřetenem a vlastním řezným nástrojem. Aby se dalo využít všech možností obráběcího stroje (přesnost, výkon, produktivita), tak je nutné, aby upínače splňovaly požadavky, bez jejichž splnění by vyrobení daného dílu v požadovaných tolerancích nebylo vůbec možné.

Upínač musí zajistit přesnou polohu nástroje, respektive jeho činných hran (břitů) vůči souřadnému systému stroje. Musí při požadovaných otáčkách přenést s rezervou dostatek síly a krouticího momentu, vznikajícího působením řezných sil na nástroj. Také by měl minimálně omezovat přístup řezného nástroje k obráběné ploše. Konstruktivní řešení nesmí podporovat vznik vibrací, a tudíž by měl být správně vyvážen, nebo mít tlumící vlastnosti. Moderní upínače by měly zajišťovat i přívod řezné kapaliny do těla upnutého nástroje.

Upínače nástrojů se vyvažují, aby se odstranil vliv osově nesouměrného rozdělení hmot na vznik odstředivé síly, způsobující vibrace rotující soustavy. Nesouměrné rozdělení hmot vzhledem k ose znamená, že skutečná poloha těžiště rotujícího nástroje neleží v ose rotace. Vibrace nežádoucím způsobem zatěžují ložiska vřetene obráběcího stroje i břity řezného nástroje, čímž jeho životnost klesá. Zhoršuje se přesnost a kvalita obrobeného povrchu. [9]

4.1. Upnutí pomocí Morse kuželu

Tato varianta patří mezi nejjednodušší používané upnutí. Nástroj se upne do příslušné kuželové dutiny pomocí stopky opatřené Morse kuželem, který je samosvorný.

Upínání spočívá ve vložení kuželovitého zakončení stopky nástroje do stejně tvarovaného otvoru ve vřeteni stroje. Nástroj drží třením. Plochý unašeč na konci zapadne do příčného otvoru ve vřeteni. Tento unašeč má dvojí funkci: brání pootočení nástroje při velkém zatížení a také slouží k uvolnění nástroje pomocí klínu, vloženého do otvoru vřetene. Morse kužel se užívá pro upnutí větších vrtáků, výstružníků či fréz na menších a starších strojích. [10]

Právě díky jednoduchosti volíme tuto variantu pro upnutí vrtáků.



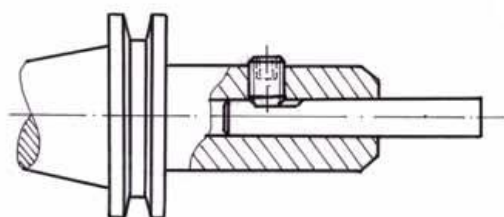
Obrázek 9 - Vrtáky s Morse kuželem [10]

4.2. Upínače typu Weldon, Whistle Notch

Tyto upínače používají k přenosu krouticího momentu princip upnutí pomocí šroubů, dosedajících kolmo na vyfrézovanou plochu do stopky nástroje rovnoběžně s osou pro typ Weldon. U typu Whistle Notch je tato vyfrézovaná plocha pod úhlem 2° vůči ose nástroje.

Výhodou tohoto řešení je jednoduchost spojená s nízkou cenou, ovšem pro každý průměr stopky nástroje je nutné mít jiný upínač. Mezi další nevýhody patří vysoká házivost upnutého nástroje ($15 - 20 \mu m$), která je daná způsobem upnutí. Upínací šroub totiž odtlačuje nástroj mimo osu rotace.

Dále mají nižší odolnost proti vibracím, protože pevné upnutí nástroje je daleko od čela upínače, což je v místě kontaktu upínacího šroubu se stopkou nástroje. Používány jsou zejména pro upnutí nástrojů, u kterých není požadavek na vysokou přesnost obrábění. [11]



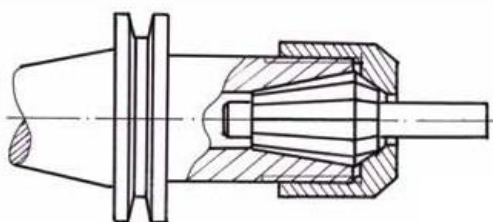
Obrázek 10 - Upínač typu Weldon [11]

4.3. Kleštinové upínání

Kleštinové upínače mají podle provedení nižší až podstatně nižší házivost, než v případě upnutí pomocí Morse kužele a upínače Weldon (Whistle Notch). U tohoto upínání je podstatné, aby kleština byla přesně zatlačována či vtahována v ose kuželové dutiny, jinak by mohlo docházet k vychýlení nástroje mimo osu ($10 - 20 \mu m$) a tudíž k házení.

Moderní kleštinové upínače mohou řešit tento problém přesným provedením upínací převlečné matice (NT Tool; řady: GDC, HDC, HDZ, ERC). Dalším řešením je přesný kolmý styk mezi maticí a kleštinou díky broušené vložce ze slinutého karbidu, která dále snižuje sklon k vibracím, díky dvojitému kontaktu (Nikken Major Dread Holder 2Lock). U upínače HP plus u firmy Fahrion je kleština vtahována do kužele osovým vtahovacím mechanismem.

Výše zmíněné upínače jsou dodávány vyvážené na G6,3 pro 12 000 až 30 000 ot. /min dle typu a jsou vhodné pro obrábění v režimu HSC („High speed cutting“), kdy řezná rychlost dosahuje 5 až 10x vyšších hodnot než u konvenčního obrábění. Mezi další výhody patří možnost upínat nástroje s hladkou stopkou, či nástroje se zafrézovanou ploškou. Při změně průměru stopky nástroje stačí vyměnit pouze kleštinu, nikoliv celý upínač. Nejlepší kleštinové upínače umožňují použití nástrojů s vnitřním přívodem řezné kapaliny, díky vnitřnímu utěsnění komponent. [11]



Obrázek 11 - Kleštinový upínač [11]

4.4. Hydraulické upínání

Hydraulicky rozpínatelné upínače využívají k centrickému upnutí stopky nástroje deformaci vnitřního pouzdra, která je vyvolaná zvýšením tlaku hydraulického média regulovaného pomocí upínacího šroubu. Upínací pouzdro disponuje drážkami, do nichž se při vysokém tlaku při upnutí vytlačí nečistoty, díky čemuž zůstává povrch pouzdra čistý. Tyto nečistoty by jinak mohly negativně ovlivnit přesnost upnutí.

Hydraulické upínače mají velmi dobré tlumení vibrací, jsou nenáročné na údržbu a vyznačují se nízkou házivostí, která dosahuje hodnot do $3 \mu m$. Také lze snadno a rychle přenastavit upínač na jiný průměr stopky nástroje pomocí přesných vložek. Nedochozí u nich k poklesu upínací síly při vysokých otáčkách, čehož se využívá při obrábění v režimu HSC, jsou vybaveny přesným délkovým ustavením upnutého nástroje a možností vnitřního přívodu řezné kapaliny.

Upínače tohoto typu se dají použít k upínání hladkých stopek nástroje, výjimečně se zafrézovanou ploškou, přičemž předepsaná tolerance stopky je $h7$. Mohou být vyváženy až na hodnotu $G2,5$ při 25 000 ot. /min.

Obecně platí, že pro upínání při velmi vysokých tlacích se v těchto přesných upínacích nedoporučuje upínat stopky nástrojů se zafrézovanými plochami nebo je upínat „na prázdno“, protože hrozí deformace vnitřního povrchu upínacího pouzdra. Výhody dobrého tlumení vibrací jsou zjevné zejména při náročnějším frézování na obráběcích centrech, kde jsou hydraulické upínače nejčastěji nasazovány. [11]



Obrázek 12 - Hydraulický upínač [12]

4.5. Tepelné upínání

Další skupina přesných upínačů stopkových nástrojů jsou upínače tepelně smršťitelné. Princip upínání spočívá ve změně rozměrů dříku při ohřevu, či zchlazení upínače. Nejprve se ohřeje dřík upínače na přesnou teplotu a tím se zvětší i průměr přesně opracovaného otvoru dříku. Následně se vsune stopka nástroje do upínače. Po vychladnutí upínače se zmenší průměr dříku a stopka je pevně upnuta. Tyto tepelné upínače se používají přednostně pro monolitní nástroje.

Tyto upínače se využívají pro obrábění při vysokých otáčkách díky nízké radiální házivosti okolo $3 \mu m$. Také se vyznačují štíhlým dříkem, který umožňuje práci v hlubokých dutinách. Nevýhodou těchto upínačů je citlivost na přiřazený průměr se správnou tolerancí upínané stopky nástroje. Pro průměry do 5 mm se používá tolerance $h5$, pro větší průměry $h6$. Tyto tolerance zajišťují jak správné a bezpečné upnutí při ochlazení, tak snadné vyjmutí nástroje při ohřevu. Běžnou výbavou jsou systémy přesného axiálního nastavení nástroje spolu s možností vnitřního přívodu řezné kapaliny. Nesmíme zapomínat, že použití tepelných upínačů vyžaduje nutné investice do tepelně upínacích zařízení. Pro moderní obráběcí centra jsou přesto tepelné upínače jednou z nejčastějších voleb. [11]



Obrázek 13 - Tepelný upínač [12]

5. Rozhraní obráběcího stroje

Volba rozhraní vřetena stroje je klíčovým rozhodnutím, protože často určuje omezení pro efektivitu obráběcího procesu. Pro rozhodnutí na otázku, které rozhraní stroje je nejlepší, neexistuje žádná rychlá odpověď – závisí to na obráběné součásti a prováděných operacích. Tudíž není správné předpokládat, že varianty vřetena standardně dodávané s nástrojem musí nutně být nejlepší volbou rozhraní stroje.

Je zapotřebí, aby rozhraní vřetena obráběcího stroje umožňovalo rychlé provedení výměny, když neprobíhá obrábění. Pokud obrábění probíhá, je naprosto nezbytné, aby spojení mezi vřetenem stroje a spojkou nástrojového držáku bylo pevné a tuhé, a to i v případě, že účinky působících řezných sil mají maximální tendenci toto rozhraní rozpojit. Je důležité mít rozhraní s dobrou ohybovou tuhostí a schopností přenosu krouticího momentu. Neschopnost přenést krouticí moment se projevuje okamžitou ztrátou nastavení výšky do osy hrotů a přesnosti, což je nejvíce patrné u nástrojů velkých průměrů a při soustružení. Ohybová tuhost je nezbytná pro stabilitu obráběcího procesu při práci s dlouhým vyložení vřetena nebo při odebírání třísky s velkým průřezem.

Přesná osová poloha nástroje umožňuje dosažení opakovatelnosti a bezpečnosti výroby. Průměr dosedací plochy příruby určuje velikost opěrné plochy základny. Zvýšení opěrné plochy snižuje momentové účinky řezné síly. Čím větší je upínací síla, která brání pohybu spojky, tím větší řezná síla je zapotřebí k „narušení stability“ spojky. [13]

Silového přenosu krouticího momentu mezi vřetenem a držákem dosahujeme pomocí stopky upínače. Pro silové upínání se používá především kuželové stopky. Tyto kužely mohou být samosvorné a nesamosvorné. Pro nesamosvorné kužely musí být navíc přítomen mechanismus, který zajistí přenos krouticího momentu z dutiny vřetene obráběcího stroje na plochy držáku.

Dále existuje i tvarový způsob upnutí, kde se na upínání podílí především tvarová plocha upínače. Dalším rozdílem oproti silovému upínání je, že tvar stopky zde slouží pouze k vystředění upínače. Příkladem tohoto řešení může být systém CAPTO. Tato novinka na poli upínacích prostředků má ale zásadní nevýhodu, kterou je pořizovací cena, dále díky malému rozšíření tvarového upínání ve strojírenství se budeme dále soustředit pouze na silové upínání. [14]

5.1. Morse kužel

Prvním a zároveň velmi rozšířeným rozhraním je kužel Morse, vyvinutý pro vrtání už v roce 1868. Vlastnosti Morse kužele jsme si již probrali u upínání nástrojů (4.1 – *Upnutí pomocí Morse kuželu*), proto se již jím zde nebudeme zabývat podruhé. [13]

5.2. Metrický kužel

Metrické kužely se používaly na našem území hlavně v předválečných a částečně i poválečných letech. Sloužily především u soustruhů a frézek, ovšem nikdy pro upínání vrtáků.

Stejně jako Morse kužel, je i metrický kužel samosvorný, ale zatímco Morse kužel má různé menší odchylky v kuželovitosti pro daný typ (např.: Mk0 má kuželovitost 1:19,212; Mk1 má kuželovitost 1:20,047), tak metrický kužel má stále stejnou kuželovitost 1:20, která je nezávislá na velikosti kužele.

Značení metrického kužele udává největší průměr kužele (např.: kužel Me 24 má největší průměr $\varnothing D=24$ mm). Používají se největší průměry kužele D o velikostech: 9, 12, 18, 24, 32, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 180, 200 mm.

Podobně jako u ostatních kuželů, tak i zde je podstatné pro přenos krouticího momentu mít odpovídající kužel dutiny vřetene. Negativní vliv na přenos mají také nečistoty (nejčastěji třísky z obrobku) a případné mastnoty nacházející se na povrchu kuželů, a proto je nutné se jich zbavit. [15]

5.3. Strmý kužel

V roce 1927 byl zaveden strmý kužel 7/24, nazývaný také kužel ISO. [13] Byl zaveden především kvůli sjednocení používaných kuželů různých kuželovitostí, dále jako náhrada staršího kužele Brown & Sharpe a jako náhrada Morse kužele u větších frézovacích strojů. Na rozdíl od dříve zmíněného Morse kužele má strmý kužel vyšší tuhost při frézování. Tyto kužely nejsou samosvorné a k jejich unášení neslouží kuželová plocha, ale výřezy na každém kuželu, které zapadají do tzv. unášecích kamenů na vřetení stroje. Kužel se upíná buď závitovou tyčí přes duté vřeteno anebo šrouby na čelo vřetene. [15]

Nevýhodami strmého kuželu jsou ohybová tuhost a maximální dovolené otáčky v důsledku nízké upínací síly a nedostatečného kontaktu s čelní plochou vřeten. [13]

Strmé kužely mají vždy stejnou kuželovitost, která činí $16,26^\circ$. Drážky pro ruku manipulátoru a závit pro závrtný tažný čep se mohou lišit. [13] Normovány jsou velikosti ISO 30, ISO 40, ISO 50, ISO 60, ISO 70 a ISO 80. [15]



Obrázek 14 - Strmý kužel [13]

5.4. BIG-PLUS

Rozhraní BIG-PLUS® bylo vyvinuto v devadesátých letech minulého století japonskou společností BIG Daishowa pro aplikace na obráběcích centrech. V podstatě se jedná o vylepšený strmý kužel.

Drážky a kužel pro ruku manipulátoru jsou stejné jako u konvenčního strmého kuželu, ale díky přísnějším tolerancím je dosaženo čelního kontaktu s vřetenem, což zvyšuje ohybovou tuhost. Standardní nástrojové držáky se strmým kuželem umožňují upnutí do vřeten BIG- PLUS®, používat tuto kombinaci však se nedoporučuje. BIG- PLUS® je hlavně k dispozici pro systémy CAT, ISO, DIN a MAS BT. [13]



Obrázek 15 - BIG-PLUS® [13]

5.5. HSK

Nevýhody strmého kužele vedly k dalšímu vývoji nových rozhraní vřeten. Mezi ně patří HSK (DIN 69893), které bylo vyvinuto pro obráběcí centra. Využívá přírubu s dosedací plochou a dutý kužel s upínáním za segmenty, čímž odpadá nutnost použití závrtných tažných čepů. Unášecí mají v závislosti na provedení různé konfigurace a v některých případech nejsou pro vysokorychlostní aplikace využívány vůbec.

Typ A se využívá pro všeobecné obrábění, kde se objevují vysoká ohybová namáhání spolu se středně velkými krouticími momenty. Vhodné pro použití s automatickou výměnou nástrojů.

Typ B nachází využití ve stacionárních aplikacích se středně velkým ohybovým namáháním a vysokými krouticími momenty. Používá se pro speciální aplikace a opět platí, že se využívá u automatické výměny nástrojů.

Typ C se uplatňuje pro všeobecná obrábění. Podobně jako u typu A, i pro tyto aplikace jsou přítomno vysoké ohybové namáhání spolu a středně vysoké krouticí momenty. Ovšem používá se u ruční výměně nástrojů.

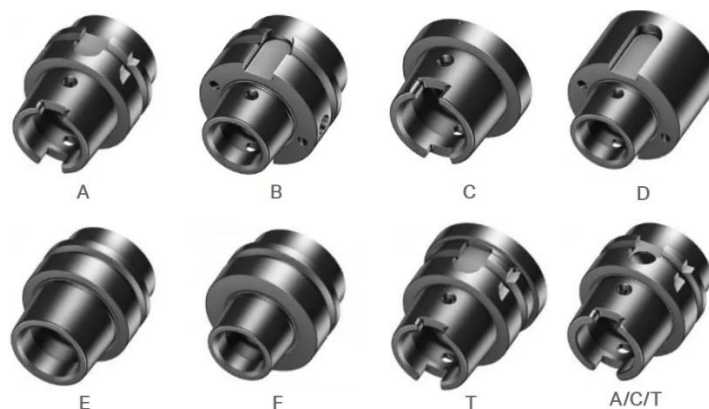
Typ D se používá na speciální aplikace s ruční výměnou u stacionárního zatížení se středně velkým ohybovým namáháním a vysokými krouticími momenty.

Typ E má uplatnění ve vysokorychlostním obrábění pro rychlá a lehká vřetena. Zatížení, které se zde předpokládá, se skládá z nízkých ohybových a krouticích momentů. Výhodou je snadné vyvážení a automatická výměna.

Pro středně vysoké otáčky a obrábění měkkých materiálů si zvolíme typ F, kde máme středně velké ohybové a krouticí momenty. Stejně jako u typu E, i zde mezi výhody patří automatická výměna a snadné vyvážení.

Posledním typem HSK je typ T. Ten se dá použít pro rotační i stacionární aplikace. Díky vyššímu důrazu na přesnost není nutná drážka, díky čemuž se zlepšuje odolnost proti působení ohybového momentu. Ovšem pro automatickou výměnu a ukládání nástrojů stále většina obráběcích strojů potřebuje drážku, čímž se tato výhoda snižuje. [13]

Výhodou systému HSK je minimalizace škod, pokud by došlo ke kolizi nástroje nebo upínače např.: s obrobkem. Můžeme si vzít pro porovnání strmý kužel, kde je stopka upínače z pevné oceli, a tudíž v případě nárazu by většina přetížení z kolize se přenesla do vřetene obráběcího stroje, a i jeho mechanismu, kde následně způsobí poškození. U HSK dřív v dutině upínače působí jako pojistka. Při nárazu nástroje se upínač vypojí z kleštiny v dutině vřetene a tím zamezí dalšímu poškození. [14]



Obrázek 16 - Typy HSK [13]

5.6. Coromant Capto

Rozhraní Coromant Capto® (ISO 26623) propojuje výhody systémů HSK a BIG-PLUS®, ale odstraňuje nutnost použití unášecích kamenů tím, že místo nich pro přenos hnací síly využívá kuželovou polygonální spojku s čelní dosedací plochou. Odolný příčný průřez spojky poskytuje dostatek prostoru pro upínání za segmenty, které je schopné vyvinout nejvyšší upínací síly a nabízí vysokou ohybovou tuhost, schopnost přenosu krouticího momentu a přesnost polohy osy nástroje.

Využívá se u víceúčelových obráběcích center, kde se umožní použití stacionární (soustružení) i rotační (vrtání, frézování) aplikace. [13]



Obrázek 17 - Coromant Capto® [13]

5.7. Srovnání a výběr

Pro jednodušší a přehlednější výběr si srovnáme naše možnosti v tabulce a následně porovnáme jejich parametry i pomocí grafů maximálních ohybových a krouticích momentů a také ohybové a torzní stability.

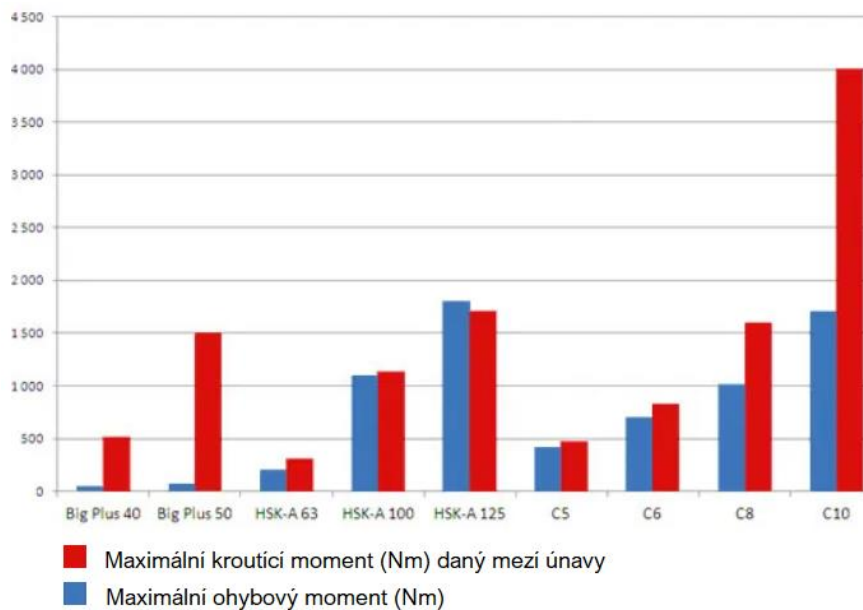
Tabulka 1 - Srovnání a výběr [13]

	Kuželovitost	Dosednutí příruby	Způsob upnutí	Přenos krouticího momentu
Strmý kužel	16,26°	Ne	Závrtný tažný čep	Unášení kameny na dosedací ploše příruby
BIG-PLUS®	16,26°	Ano	Závrtný tažný čep	Unášení kameny na dosedací ploše příruby
HSK-A	5,7°	Ano	Za vnitřní segmenty	Unašeč na kuželi
Coromant Capto®	2,88°	Ano	Za vnitřní segmenty	Polygonální objímka

Schopnost přenosu krouticího momentu a ohybové tuhosti:

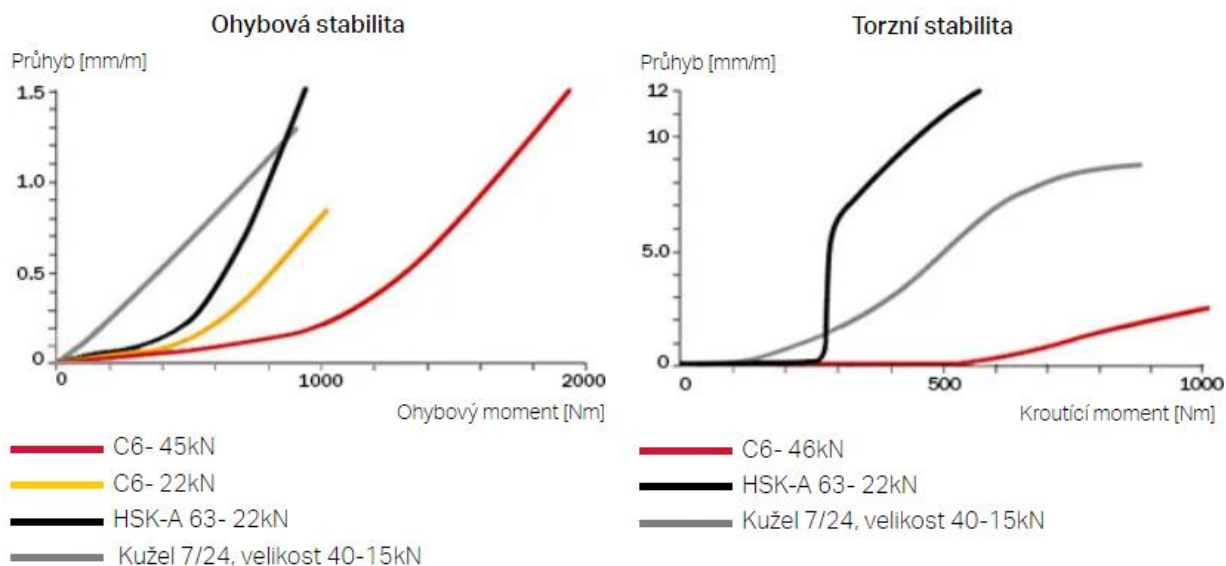
Omezením přenosu ohybové tuhosti a maximálních otáček je velikost spojky. Velká spojka nabízí dobrou tuhost, ale lze použít jen nižší otáčky, oproti tomu malá spojka umožňuje použití vysokých otáček, ale má nízkou ohybovou tuhost.

V níže uvedeném diagramu (obrázek 18) jsou pro jednotlivé typy spojek znázorněny teoretickým výpočtem stanovené limity, které jsou dány ztrátou kontaktu na čelní ploše (ohybová tuhost) a dosažením meze únavy (maximální krouticí moment). [13]



Obrázek 18 - Maximální ohybový a krouticí moment spojek [13]

Statické zkoušky torzní a ohybové odolnosti (obrázek 19):



Obrázek 19 - Statické zkoušky torzní a ohybové odolnosti [13]

Na základě získaných údajů vybíráme Morse kužel jako spojku pro návrh vrtací hlavy. Morse kužel bude mít nízký limit torzní a ohybové stability v porovnání s ostatními možnostmi. Pro dnešní obráběcí stoje se ani neuvažuje jeho použití, a proto ani není uveden ve výše uvedených grafech. Ovšem musíme pamatovat, že vícevřetenová vrtací hlava slouží ke zvýšení produktivity starších obráběcích strojů, které neumožňují přenos momentů přes modernější spojky, kterými jsou např.: Coromant Capto® a HSK. Navíc, kdybychom použili tyto moderní spojky, tak jejich výhody nebudou naplno využity. Možnost přenosu vysokého krouticího a ohybového momentu ani není často možná, protože starší obráběcí stroj ani není schopen vyvinout dost vysoký krouticí moment.

6. Ozubená kola a převod ozubenými koly

Přenos výkonu a mechanické energie spočívá na principu opření. Převod ozubenými koly může být jednoduchý (tvořen jedním párem ozubených kol) a složený (v záběru více párů ozubených kol) – vícestupňový převod. Ozubené kolo s vnějším ozubením se skládá z náboje a ozubeného věnce, přičemž u kol s malým počtem zubů pouze z ozubeného věnce. Ozubená kola s vnitřním ozubením jsou tvořena pouze ozubeným věncem.

Ozubený věnec tvoří zuby, rovnoměrně rozloženými po obvodu kola (ve vzdálenosti rozteče na roztečné ploše) geometricky určenými především bočními plochami. Ozubený věnec je radiálně vymezen hlavovou plochou a plochou patní, které jsou souosé a stejného typu s plochou roztečnou. V axiálním směru je ozubený věnec vymezen dvěma čelními plochami, jejichž vzdálenost určuje šířku ozubeného kola.

Dělení ozubených kol:

a) Podle vzájemné polohy svých os na:

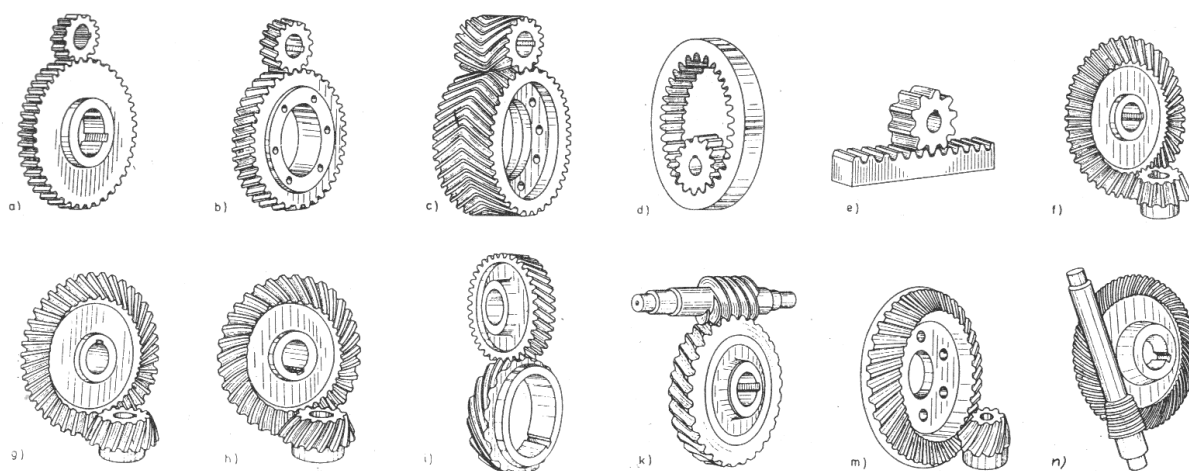
- Ozubená kola čelní (válcová) – osy rovnoběžné (obrázek 20 a, b, c, d)
- Ozubená kola kuželová – osy různoběžné (obrázek 20 f, g, h)
- Ozubená kola šroubová a hyperboloidní – osy mimoběžné (obrázek 20 i, k, m, n)

b) Podle vzájemné polohy hlavové a patní plochy na:

- Ozubená kola s vnějším ozubením (obrázek 20 a)
- Ozubená kola s vnitřním ozubením (obrázek 20 d)

c) Podle tvaru boční plochy na ozubená kola se zuby:

- Přínými (obrázek 20 a)
- Šikmými (obrázek 20 b)
- Dvojitě šikmými (obrázek 20 c)
- Zakřivenými (obrázek 20 h)
- Šroubovými (obrázek 20 i)



Obrázek 20 - Druhy ozubených kol [16]

Ozubený hřeben je část ozubeného kola o nekonečně velkém poloměru. Roztečnou plochu tvoří rovina, která ve spojení s ozubeným kolem umožňuje přeměnu otáčivého pohybu na posuvný a naopak.

U páru ozubených kol se používá pro malé kolo označení „pastorek“ a pro velké kolo „kolo“.

Podmínky pro správný záběr udává *základní zákon ozubení*, který vychází z těchto požadavků:

- Stálý převodový poměr
- Stálý záběr
- Stálá osová vzdálenost

6.1. Výběr ozubených kol

Při návrhu vrtací hlavy budeme využívat ozubených kol čelních s rovnoběžnými osami rotace, protože primární osa a osy sekundárních a vrtacích vřeten jsou rovnoběžné.

Ozubená kola s přímými zuby je první možnost. Tato ozubená kola patří mezi nejjednodušší, a tudíž i nejlevnější řešení. Skládají se z válce s radiálně vyčnívajícími zuby, přičemž hrana každého zubu je přímá a rovnoběžná s osou otáčení ozubeného kola. Mezi nejpoužívanější patří evolventní ozubení, méně často cykloidní.

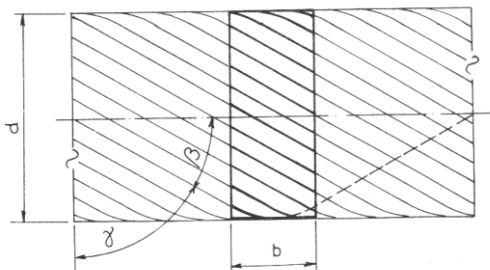
Výhoda těchto ozubených kol spočívá v úhlu ozubení, které díky rovnoběžným hranám s osou rotace nevytváří žádné axiální síly. Ovšem mají méně plynulý záběr a větší mezní počet zubů, při kterém nedojde k podřezávání paty zubů. Nakonec také mají hlučnější chod, zvláště ve vysokých otáčkách.

Ozubená kola čelní se šikmými zuby si můžeme představit jako část vícechodého šroubu (počet chodů odpovídá počtu zubů kola) omezenou dvěma rovinami kolnými k jeho ose a od sebe vzdálenými o hodnotu odpovídající šířce ozubeného kola. Tvar závitů tohoto šroubu je dán normalizovanými čelními profily zubů v normální rovině šroubové plochy posouvajících se po šroubovicích. Sklon normální roviny od roviny čelní určuje tzv. *úhel sklonu zubů* β . Jeho hodnota je dána normalizovanou řadou. Úhel stoupání šroubovice γ je potom doplňkovým úhlem k úhlu sklonu zubů, tedy $\gamma = 90^\circ - \beta$ (obrázek 22).

Ozubená kola se šikmými zuby mají určité výhody oproti kolům s přímými zuby, zejména mezi ně patří tišší chod díky postupnému záběru zubů, dále větší součinitel trvání záběru, nižší mezní počet zubů, při kterém nedojde k podřezávání paty zubů a rovnoměrnější zatížení zubů.

Nevýhodou je vznik axiální síly při záběru, která musí být zachycena uložením hřídele nebo eventuálně při dvou kolech na jednom hřídeli druhým kolem vyrovnána nebo alespoň zmenšena.

Pro výše zmíněné důvody vybíráme tento typ ozubených kol pro použití v návrhu vrtací hlavy. Vznikající axiální síla při použití tohoto typu ozubeného kola nám příliš nevadí. Axiální síla bude totiž přítomna od samotného vrtání, takže ji stejně budeme muset řešit nezávisle na volbě ozubených kol.

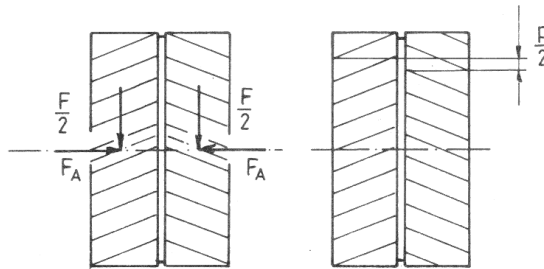


Obrázek 21 - Ozubené kolo čelní se šikmými zuby [16]

Ozubená kola čelní s dvojité šikmými zuby, či šípovitým ozubením připadají poslední v úvahu. Tyto ozubená kola mají dvojité šikmé ozubení skloněné v opačných směrech (obrázek 22).

Kombinují v sobě výhody ozubených kol s přímým a šikmým ozubením. Sdílejí stejné kladné vlastnosti ozubených kol s šikmými zuby: tišší chod díky postupnému záběru zubů, větší součinitel trvání záběru, nižší mezní počet zubů, při kterém nedojde k podřezávání paty zubů, rovnoměrnější zatížení zubů, ale díky šípovitému tvaru zubů se zde také nevyskytuje axiální síla.

Ovšem tyto všechny výhody jsou sníženy o vysokou náročnost výroby ozubení, a tudíž i vysokou cenou za ozubené kolo s šípovitým ozubením. [16]



Obrázek 22 - vyrušení axiální síly u šípovitého ozubení [16]

7. Hřídelová těsnění a mazání

Pro správnou funkci ložisek a ozubených kol je musíme správně mazat. Mazání snižuje tření a tím i opotřebení mezi kroužky ložiska a valivými elementy. U ozubených kol správné mazání zabraňuje nadměrnému opotřebení zubů kola. Díky tomu zvyšujeme životnost ložisek a ozubených kol, což je u vrtací hlavy velmi podstatné, protože je nutné, aby vrtací hlava byla schopná dlouhého a nepřetržitého provozu při obrábění. Neméně důležitá je ochranná funkce, kdy mazivo pomáhá s odvodem tepla, čímž předchází přehřátí. Dále mazivo chrání před korozi. Co se týče cizích částic, tak mazivo pomáhá zabránit jejich vniknutí. Při cirkulaci oleje se tyto nečistoty odvádí. [17]

U standartní převodovky bychom částečně naplnili skříň olejem. Ozubená kola by se smáčela v oleji a tím se mazaly zuby. Ložiska se mažou olejovým filmem. Toto řešení u vrtací hlavy nemůže fungovat, jelikož ve vrtací hlavě máme dvě soukolí nad sebou, přičemž obě mají svislé osy rotace. Abychom ozubení horního soukolí nadměrně neopotřebovali, tak by muselo spodní soukolí být celé ponořeno v mazivu. To by znamenalo vysoký rozdíl tlaků na rozhraní hřídelového těsnícího kroužku (tlak sloupce maziva – atmosférický tlak), čímž by docházelo k úniku maziva. Spodní soukolí a ložisko by bylo plně zalito mazivem, díky tomu by bylo sice velmi dobře chlazeno, ale zároveň při pohybu ozubení a elementů v ložiskách bychom museli neustále vytlačovat mazivo z dráhy zubů a elementů, a tím bychom snižovali účinnost.

Využijeme automatické maznice poháněné plynem, která budou dodávat v časových intervalech mazivo na vrchní soukolí. Toto mazivo bude následně stékat do nižších úrovní vrtací hlavy, přičemž cestou bude mazat níže položené soukolí a ložiska, proto předpokládáme použití oleje, nikoli tuku. Olej se bude postupně hromadit na hřídelovém těsnění, odkud ho za stanovenou časovou periodu odebereme. [18] Případnou levnější alternativou k automatické maznici je použití Staufferovy maznice, kde ovšem místo oleje použijeme tuk.

Nyní máme vyřešený postup mazání, ovšem stále zde zůstává otázka hřídelových těsnících kroužků. Máme zde dva opačné jevy, kdy vrchní hřídelový těsnící kroužek je umístěn nad horním ložiskem, které bude dobře mazáno olejovým filmem, ale musíme uvažovat možnost nedostatečného prostupu maziva přes toto ložisko. Spodní hřídelový kroužek bude naopak postupně zaplaven olejem. Nastává nám tedy situace, kdy vrchní hřídelový těsnící

kroužek bude spíše málo mazán, zatímco spodní bude mazán příliš. Při nedostatečném mazání se zvýší tření a sníží životnost těsnění, zatímco při nadměrném mazání se objeví netěsnost a olej bude unikat. Únik oleje by sice procházel přes vrták, čímž by ho mazal a chladil, ale stejně se jedná o nechtěnou situaci.

Pro nadměrné množství maziva můžeme použít mezi ložisko a těsnění odstříkovací kroužek, ten by ovšem při stále vyšším množství oleje byl stále méně účinný. Proto použijeme hřídelové těsnění z PTFE, které jsou vhodné pro aplikace, kdy má být těsnění zcela zaplaveno kapalinou. Toto těsnění se hodí i pro aplikace, kde se předpokládá provoz za sucha či nedostatečného mazání, ovšem pro tyto aplikace se těsnění předem namaže plastickým mazivem odpovídajících vlastností. Těsnění z PTFE se tedy hodí na řešení obou problémů.

Nevýhodou těsnění z PTFE je vyšší radiální tlak, čímž působí agresivněji a abrazivněji na hřídel. Z tohoto důvodu je požadována výrobcem tvrdost hřídele ve stykové ploše 58 až 62 HRC. Pokud při výrobě nechceme kalit dosedací plochu, pak možnou alternativou je použití pouzder pro opravu poškozeného povrchu hřídele. [19]

8. Návrh konceptu

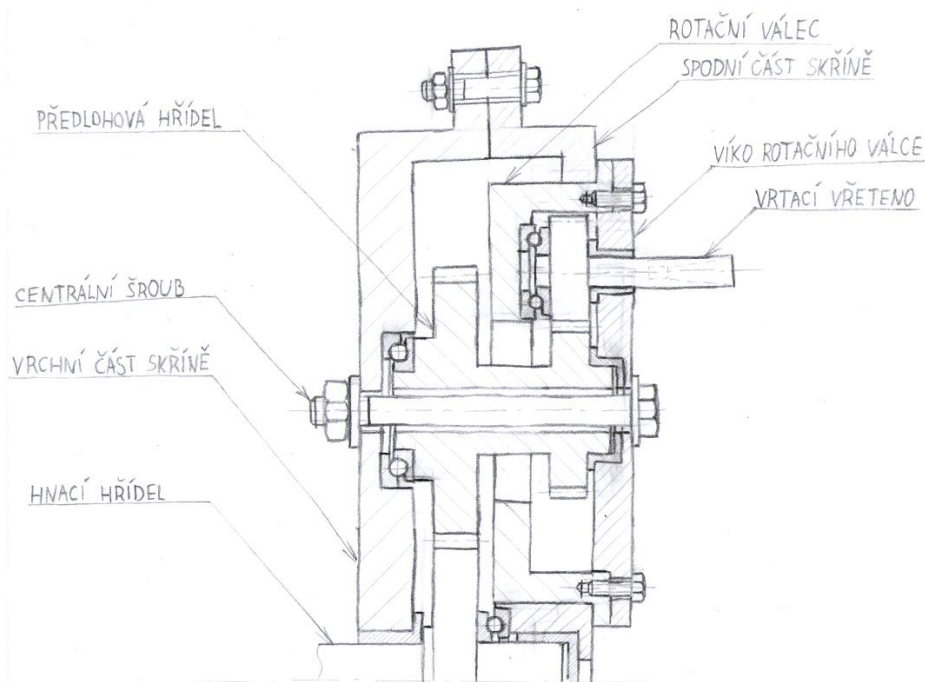
Než začneme s výpočty a modelováním, tak si musíme vytvořit základní představu o vnitřním uspořádání součástí ve vrtací hlavě.

8.1. První návrh

První návrh (obrázek 23) řeší základní uspořádání vnitřního prostoru vrtací hlavy. Z hnací hřídele, která je umístěna uprostřed skříně, poháníme ozubená kola na předlohových hřídelích. Výkon je následně přenášen na vrtací vřeteno s vrtákem přes další soukolí. Pro změnu polohy vrtacího vřetene bereme inspiraci z planetové převodovky, kde kolem centrálního ozubeného kola rotují satelity. Vrtací vřeteno s ložisky je usazené v rotačním válci, jehož rotaci můžeme změnit vzdálenost vrtacího vřetene od středu vrtací hlavy. Přístup do rotační hlavy uzavírá víko rotačního válce, které je připevněno pomocí šroubů. Vypadnutí rotačního válce a jeho pootočení brání centrální šroub, který prochází skrz dutou předlohovou (sekundární) hřídel.

První nevýhodou tohoto prvního uspořádání je návrh ložisek. Kombinace axiálních valivých ložisek a radiálních valivých není vhodná. Valivá ložiska mají jasně dané vlastnosti garantované výrobcem, zatímco třecí ložiska budou na míru vyráběná s hůře předvídatelnými vlastnostmi (např. trvanlivost) a rozdílným ideálním zatížením. Kombinací obou typů ložisek na jedné hřídeli zapříčiníme častější servis kvůli výměně ložisek či jejich kontrole.

Druhou nevýhodou je utažení centrálního šroubu maticí, kdy pro utažení nebo povelání šroubu je potřeba mít přístup jak k hlavě šroubu, tak k matici. Zatímco prostor okolo hlavy šroubu je dobře přístupný, tak kolem matice bude plánované připevnění k vrtačce, čímž se může značně omezit prostor pro klíč k matici.



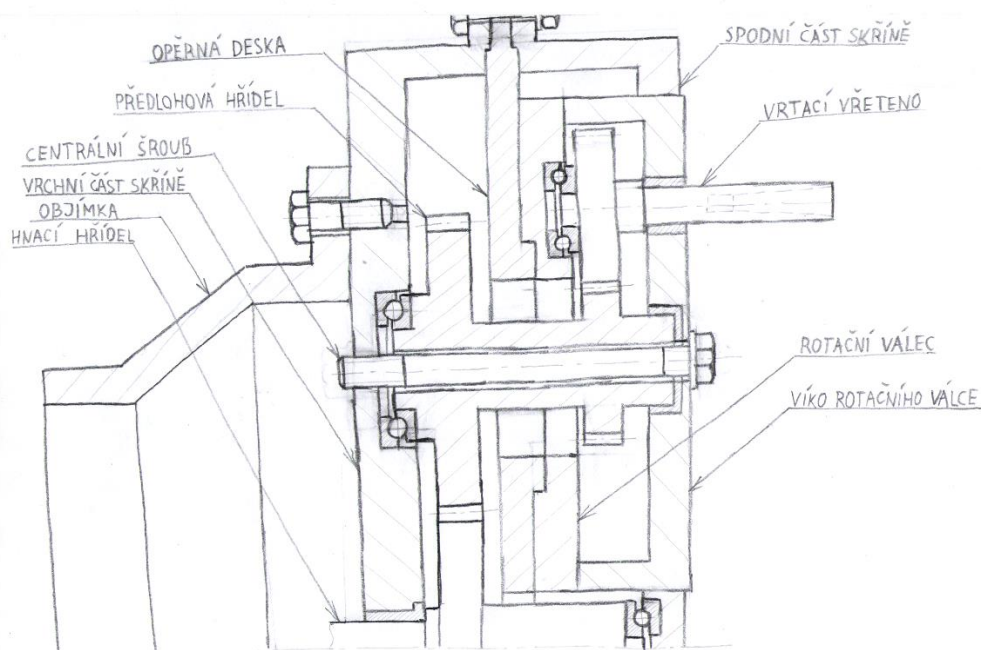
Obrázek 23 - První návrh konceptu vrtací hlavy

8.2. Druhý návrh

Druhý návrh (obrázek 24) se s prvním velmi shoduje, od prvního se liší především ve způsobu řešení konstrukce rotačního válce. Zatímco u prvního návrhu se nám rotační válec opírá o skříň pomocí osazení, tak zde v dělicí rovině je přidána deska, do které nám dosedá rotační válec. Toto řešení není příliš vhodné, protože přidaná deska v dělicí rovině by komplikovala spasování skříně, je těžší než verze s osazením a především zabírá cenný vnitřní prostor skříně.

Dále na vrchní straně skříně přibyla objímka, pomocí které připevníme vrtací hlavu k vrtačce. Ta je připevněna do skříně pomocí sady šroubů po obvodu.

Řešíme problém s utahováním centrálního šroubu, kdy tento šroub je zašroubován do skříně.



Obrázek 24 - Druhý návrh konceptu vrtací hlavy

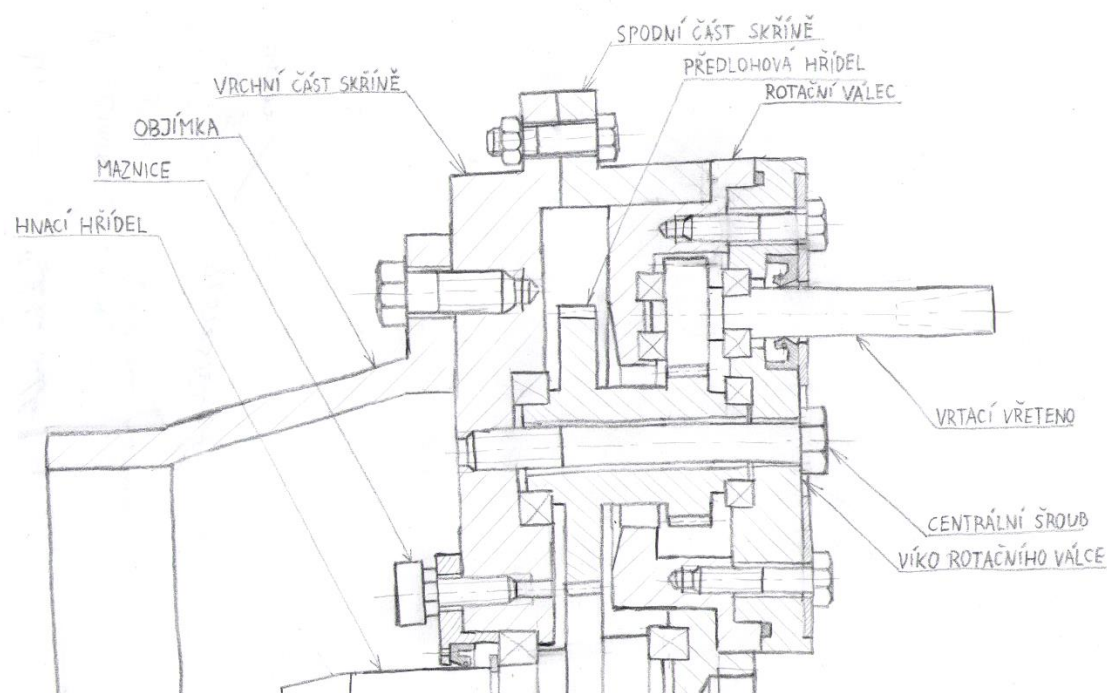
8.3. Třetí návrh

Třetí a finální iterace návrhu (obrázek 25) staví na základech prvního návrhu a řeší jeho hlavní problémy. Třecí ložiska jsou kompletně nahrazena valivými. Vracíme se k řešení dosednutí rotačního válce na skříň pomocí osazení.

Přidáváme víčko, které uzavírá prostor na vstupu primární hřídele a dotlačuje ložisko. Toto víčko upevníme pomocí šroubů po obvodu víčka.

V tomto návrhu také řešíme těsnění a mazání. Na vrchní straně je připevněna maznice, která přes kanálek maže vrchní soukolí v místě styku ozubených kol. Mazivo následně padá díky gravitaci do nižších poloh vrtací hlavy, kde cestou maže ložiska a další soukolí. Pro usměrnění toku maziva přidáme na vrchní stranu rotačního válce úkos. Hnací (primární) hřídel a vrtací vřetena utěsníme pomocí hřídelových těsnících kroužků. V místě styku víka a rotačního válce zabráníme úniku maziva pomocí O-kroužku.

Pro připevnění různých doplňků k vrtání jsme doplnili do spodní části skříně závit v ose vrtací hlavy.



Obrázek 25 - Finální návrh konceptu vrtací hlavy

9. Výpočty

9.1. Řezné podmínky pro vrtání

Při návrhu vrtací hlavy uvažují vrtání otvorů do oceli a litiny, pro průměry vrtáků 5 až 14 mm, přičemž vrtáme díry průchozí a do dna bez předvrtání. Určení řezných podmínek je podstatný první krok, který slouží k následujícím návrhovým výpočtům. Jako výchozí nástroj si volíme vrták z rychlořezné oceli s válcovou nebo kuželovou stopkou, který má pro obrábění následující parametry:

Tabulka 2 - Řezné podmínky pro vrtání do oceli (obrobitelnost 14 b) [20]

Průměr vrtáku D_{vr} [mm]	Posuv f_{vr} [mm/ot]	Otáčky n [min ⁻¹]	Řezná rychlost v_{vr} [m/min]	Maximální délka L [mm]	Trvanlivost T [min]	Osová síla F_0 [N]	Potřebný výkon P' [kW]
5	0,07	1670	26,2	50	12	68	0,40
6	0,08	1370	25,9	50	14	87	0,50
7	0,10	1170	25,7	60	16	105	0,60
8	0,11	1010	25,4	60	18	130	0,75
9	0,12	890	25,2	70	21	155	0,90
10	0,13	800	25,0	70	23	185	1,10
12	0,15	650	24,5	75	28	230	1,30
14	0,17	550	24,1	80	34	285	1,50

Tabulka 3 - Řezné podmínky pro vrtání do litiny (obrobitelnost 11 a) [20]

Průměr vrtáku D_{vr} [mm]	Posuv f_{vr} [mm/ot]	Otáčky n [min ⁻¹]	Řezná rychlost v_{vr} [m/min]	Maximální délka L [mm]	Trvanlivost T [min]	Osová síla F_0 [N]	Potřebný výkon P' [kW]
5	0,11	1510	23,8	50	12	32	0,15
6	0,12	1350	23,2	50	13	40	0,20
7	0,13	1030	22,6	60	17	50	0,20
8	0,15	870	22,0	60	21	62	0,25
9	0,16	760	21,5	70	22	72	0,25
10	0,17	680	21,3	70	26	85	0,30
12	0,20	550	20,5	75	32	105	0,40
14	0,22	460	20,2	80	40	125	0,50

9.2. Výkon

Minimální potřebný výkon P_0 obráběcího stroje spočítáme pomocí výkonu potřebného na pohánění jednoho vrtáku, přičemž nejvyšší výkon P_{max} vyžaduje vrtání díry o průměru 14 mm do ocele, dále známe účinnosti ozubených kol $\eta_{oz} = 0,98$ [1], pomocí které získáme celkovou účinnost mechanismu η_c . Počet vrtacích vřeten: $x_v = 4$.

$$P_0 = \frac{x_v \cdot P_{max}}{\eta_c} = \frac{x_v \cdot P_{max}}{\eta_{oz}^8} = \frac{4 \cdot 1500}{0,98^8} = 7052,5 \text{ W} = 7,0525 \text{ kW} \quad (1)$$

Pro následující výpočty budeme potřebovat nejenom výkon motoru, ale i otáčky, při kterých je schopen tento výkon poskytnout. Proto jsem vyhledal modelový obráběcí stroj radiální vrtačka Knuth R80 V, která dosahuje potřebného výkonu.

Tabulka 4 - Parametry radiální vrtačky Knuth R80 V [21]

Radiální vrtačka Knuth R80 V	
Výkon	7,5 kW
Rozsah regulace otáček	30 až 1400 min ⁻¹
Upnutí vřetena	Mk 6
Posuvy	0,06 až 1,38 mm/ot
Napětí	400 V
Frekvence	50 Hz



Obrázek 26 - Radiální vrtačka Knuth R80 V [21]

9.3. Převodové poměry

Nyní, když známe potřebné maximální koncové otáčky na vrtacím vřetení n_{Vmax} a maximální otáčky na vstupu n_{ELmax} , tak si určíme předběžný celkový převodový poměr i'_C :

$$i'_C = \frac{n_{ELmax}}{n_{Vmax}} = \frac{1400}{1670} = 0,8383 \quad (2)$$

Pro nižší otáčky na vrtacím vřetení vrtací hlavy má radiální vrtačka možnost regulace otáček na vřetení. [21] Protože se v naší vrtací hlavě budou nacházet celkem dvě soukolí, tak si teď přerozdělíme vhodně celkový převodový poměr i_C na součin dvou převodových poměrů jednotlivých soukolí i_{12} a i_{34} , přičemž si stanovíme, že $i'_{12} \approx \frac{i'_{34}}{1,4}$:

$$i'_C = i'_{12} \cdot i'_{34} = \frac{i'_{34}{}^2}{1,4} \quad (3)$$

$$i'_{34} = \sqrt{i'_C \cdot 1,4} = \sqrt{0,8383 \cdot 1,4} = 1,083353 \quad (4)$$

$$i'_{12} \approx \frac{i'_{34}}{1,4} \approx \frac{1,043945}{1,4} \approx 0,773823 \quad (5)$$

Nyní si stanovíme počet zubů v soukolí a dopočítáme si skutečný převodový poměr:

Zvolíme si počet zubů na pastorcích: $z_1 = 41$ (soukolí 12), $z_3 = 34$ (soukolí 34)

$$z'_2 = z_1 \cdot i'_{12} \quad (6)$$

$$z'_2 = 41 \cdot 0,803034 = 32,92 \quad (7)$$

Finální počet zubů na ozubeném kole soukolí 12: $z_2 = 33$

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{33}{41} = 0,804878 \quad (8)$$

$$z'_4 = z_3 \cdot i'_{34} \quad (9)$$

$$z'_4 = 34 \cdot 1,043945 = 35,49 \quad (10)$$

Finální počet zubů na ozubeném kole soukolí 12: $z_4 = 35$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{35}{34} = 1,029412 \quad (11)$$

$$i_c = i_{12} \cdot i_{34} = 0,804878 \cdot 1,029412 = 0,828551 \quad (12)$$

Odchylka oproti ideálnímu převodu:

$$\Delta i_c = 100 \cdot \left| \frac{i'_c - i_c}{i'_c} \right| = 100 \cdot \left| \frac{0,8383 - 0,828551}{0,8383} \right| \doteq 1,166\% \quad (13)$$

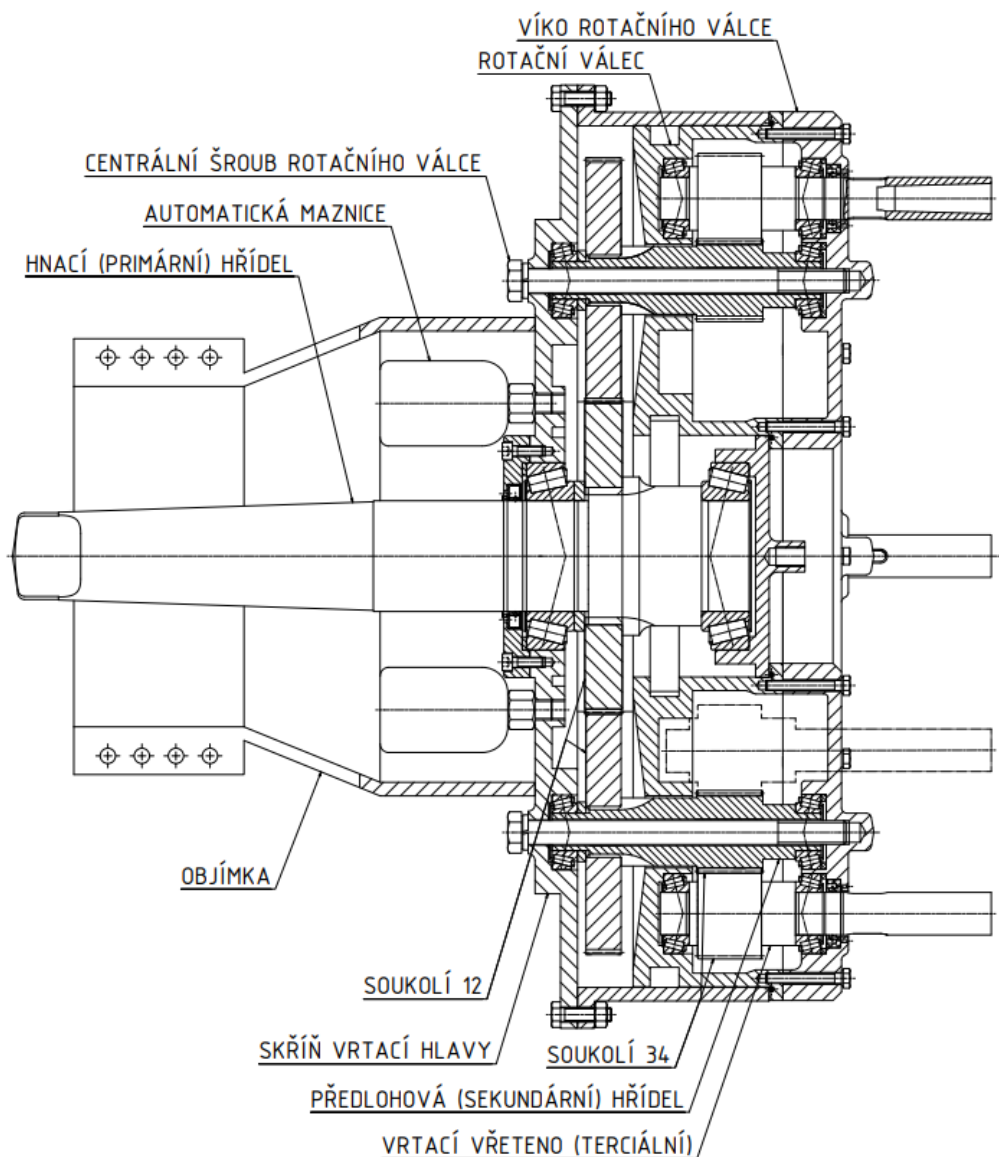
Velikost této odchylky je přijatelná.

9.4. Úvod k navrhování hřídelů, ozubených kol a šroubových spojů a schéma vrtací hlavy

Nyní máme stanovené prvotní parametry pro následující návrhové výpočty. Z vrtačky je poháněna hnací hřídel, ze které se pomocí pastorku rozvádí výkon na další čtyři ozubená kola po jeho obvodu a následně je výkon rozváděn dál. To znamená, že teoreticky by na každém ozubeném kole okolo tohoto pastorku by měla být $\frac{1}{4}$ původního výkonu (krouticího momentu) na pastorku.

Ovšem v případě, kdyby se jeden z vrtáků na vrtacím vřetenu vrtací hlavy zasekl při obrábění v obrobku, pak bude tento vrták zatěžován právě plným výkonem, protože ostatní vrtáky vrtají „naprázdno“. Z tohoto důvodu budeme všechna soukolí, hřídele a šroubové spoje navrhovat na zatížení pro tento případ, aby se při přetížení nepoškodily především soukolí, hřídele a také šrouby. Ložiska ovšem budeme počítat na standární provozní stav. Jejich životnost by se při dlouhodobém přetížení snížila, ovšem přetížení nastane pouze krátkodobě díky pojistce, a proto bude celková životnost ložisek minimálně ovlivněna. Jako pojistku zde uvažujeme vrták ve vrtacím vřetenu, který se při přetížení zlomí a následně jednoduše nahradí za nový.

Pro lepší orientaci při výpočtech máme k dispozici na obrázku 27 zjednodušené vnitřní schéma vrtací hlavy.



Obrázek 27 - Vnitřní schéma vrtací hlavy

9.5. Hnací (primární) hřídel

Nejprve budeme navrhovat hnací hřídel, která se napojuje na vřeteno obráběcího stroje (viz obrázek 27). Abychom mohli navrhnout potřebný průměr hřídele, tak musíme nejprve určit maximální krouticí moment M_{K1} , který na ní může působit. Ten získáme ze známého výkonu motoru P_0 a jeho úhlové rychlosti ω_1 :

$$P_0 = \omega_1 \cdot M_{K1} \quad (14)$$

Z tohoto vzorce si vyjádříme maximální krouticí moment M_{K1} . Dosadíme si za úhlovou rychlost ω_1 minimální otáčky motoru n_{ELmin} potřebné pro pohon vrtacího vřetene, které jsou redukovány pomocí vnitřních převodů radiální vrtačky a následně převodovány samotnou vrtací hlavou, aby bylo dosaženo vysokého krouticího momentu spolu s minimálními otáčkami n_{Vmin} na vrtacím vřetenu, kterých dosahujeme při vrtání díry o průměru 14 mm do litiny:

$$n_{ELmin} = i_C \cdot n_{Vmin} = 0,8383 \cdot 460 = 385,618 \doteq 400 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

$$M_{K1} = \frac{P_0}{\omega_1} = \frac{P_0}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{ELmin}}{60}} = \frac{7500}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 400}{60}} = 179,049 \doteq 179,05 \text{ Nm} \quad (16)$$

Pomocí vztahu mezi dovoleným napětím v krutu τ_{DK1} , krouticím momentem M_{K1} a modulem průřezu v krutu W_{K1} získáme závislost:

$$\tau_{DK1} = \frac{M_{K1}}{W_{K1}} \quad (17)$$

Kde se modul průřezu v krutu W_{K1} u hřídele kruhového profilu se spočítá jako:

$$W_{K1} = \frac{\pi \cdot d_I^3}{16} \quad (18)$$

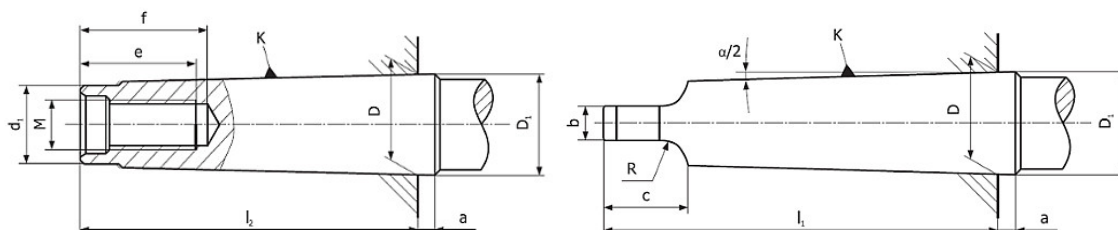
Ještě musíme určit dovolené napětí v krutu τ_{DK1} . Pro jeho výpočet volím koeficient bezpečnosti $k_1 = 2$ a vybírám jako materiál hřídele ocel třídy 11 500, která má mez kluzu $R_e = 265 \text{ N/mm}^2$:

$$\tau_{DK1} = \frac{\tau_1}{k_1} = \frac{0,6 \cdot R_e}{k_1} = \frac{0,6 \cdot 265}{2} = 79,5 \text{ N/mm}^2 \quad (19)$$

Nyní již máme všechny potřebné veličiny a můžeme si vyjádřit minimální průměr hřídele d_I :

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{K1}}{\pi \cdot \tau_{DK1}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 179,05 \cdot 1000}{\pi \cdot 79,5}} = 22,55 \text{ mm} \quad (20)$$

Pro napojení na vrtačku víme, že musíme použít Morse kužel Mk6 (viz. tabulka 4), proto použijeme kužel bez vnitřního závitu s vyrážecem:



Obrázek 28 - DIN 228-A s vnitřním závitem M24 (vlevo) a DIN 228-B bez vnitřního závitu (vpravo) [22]

Pastorek soukolí 12 není součástí hřídele, proto potřebujeme zajistit přenos krouticího momentu a upevnění pastorku. Volíme rovnoboké drážkování ČSN EN ISO 14, jehož minimální délku l' vypočteme níže uvedeným vztahem, přičemž musí platit, že délka drážkování l musí být delší než minimální délka l' :

$$l' = \frac{4 \cdot M_K}{s' \cdot (D + d_{in}) p_D} \quad (21)$$

Tabulka 5 – Rovnoboké drážkování na hnací hřídeli

M_{K1} [Nm]	D [mm]	d_{in} [mm]	s' [mm ²]	p_D [MPa]	l' [mm]	l [mm]
179,05	82	72	30	60	2,58	17

9.6. Vztahy pro výpočet soukolí

Vztahy uvedené v této kapitole použijeme pro výpočet neznámých veličin pro soukolí 12 a soukolí 34 (viz obrázek 27), které jsou uvedeny v tabulkách 6 a 9.

9.6.1. Modul

Návrh modulu dle ohybu (ČSN 01 4686):

$$m'_n = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{K1}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} \quad (22)$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} \quad (23)$$

9.6.2. Geometrie soukolí

Šířka ozubeného kola:

$$b_w = \psi_m \cdot m_n \quad (24)$$

U pastorku:

$$b_{m1} \approx b_w + m_n \quad (25)$$

U ozubeného kola:

$$b_{m2} = b_w \quad (26)$$

Osová vzdálenost a_{012} :

$$a_0 = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos(\beta)} \quad (27)$$

Požadovaná osová vzdálenost a_w :

$$a_w \doteq a_0 \quad (28)$$

Čelní úhel záběru α_t :

$$\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)} \quad (29)$$

Valivý úhel záběru α_w :

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} \cdot \frac{m_n \cdot \cos(\alpha_t)}{\cos(\beta)}\right) \quad (30)$$

Podmínka korigovatelnosti, kdy se nevyskytuje riziko špičatosti zubů:

$$|a_o - a_{tw}| \leq 0,4 \cdot m_n \quad (31)$$

Korekce x_1 a x_2 :

$$\begin{aligned} x_1 + x_2 &= \left(\operatorname{inv}(\alpha_{tw}) - \operatorname{inv}(\alpha_t) - \frac{c_n}{2 \cdot m_n \cdot \sin(\alpha_t)} \right) \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)} \\ &= \left(\operatorname{tg}(\alpha_w) - \alpha_w - \operatorname{tg}(\alpha_t) + \alpha_t - \frac{c_n}{2 \cdot m_n \cdot \sin(\alpha_t)} \right) \cdot \frac{(z_1 + z_2)}{2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)} \end{aligned} \quad (32)$$

Pro $x_1 + x_2 < 0,3$ dosadíme za $x_2 = 0$

Pro $x_1 + x_2 > 0,3$ použijeme vztah pro výpočet x_2 :

$$x_2 = \frac{x_1 + x_2}{\frac{z_2}{z_1} + 1} \quad (33)$$

Čelní modul m_t :

$$m_t = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \quad (34)$$

Rozteč p_n :

$$p_n = \pi \cdot m_n \quad (35)$$

Rozteč p_t :

$$p_t = \pi \cdot m_t \quad (36)$$

Rozteč p_w :

$$p_w = p_t \cdot \frac{d_w}{d} \quad (37)$$

Úhel šroubovice na základní kružnici β_b :

$$\beta_b = \arcsin(\sin(\beta_{12}) \cdot \cos(\alpha_n)) \quad (38)$$

9.6.3. Rozměry ozubených kol

Výška paty h_f :

$$h_f = (1 + c_a - x_1) \cdot m_n \quad (39)$$

Výška hlavy h_a :

$$h_a = (1 + x_1) \cdot m_n - \left((x_1 + x_2) \cdot m_n + a_0 \cdot \left(1 - \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_w)} \right) \right) \quad (40)$$

Výška zubu h :

$$h = h_f + h_a \quad (41)$$

Roztečný průměr d_1 :

$$d = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos(\beta)} \quad (42)$$

Hlavový průměr d_{a1} :

$$d_a = d + 2 \cdot h_a \quad (43)$$

Patní průměr d_{f1} :

$$d_f = d - 2 \cdot h_f \quad (44)$$

Základní kružnice d_{b1} :

$$d_b = d \cdot \cos(\alpha_t) \quad (45)$$

Valivá kružnice d_{w1} :

$$d_w = d \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\alpha_w)} \quad (46)$$

Tloušťka zubu s_n :

$$s_n = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) \right) \quad (47)$$

Tloušťka zubu s_t :

$$s_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) \right) \quad (48)$$

Tloušťka zubu s_{wt} :

$$s_{wt} = d_w \cdot \left(\frac{s_t}{d} + \operatorname{tg}(\alpha_t) - \alpha_t - \operatorname{tg}(\alpha_w + \alpha_w) \right) \quad (49)$$

Šířka mezery v_n :

$$v_n = m_n \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) \right) \quad (50)$$

Šířka mezery v_t :

$$v_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n) \right) \quad (51)$$

Šířka mezery v_{wt} :

$$v_{wt} = p_w - s_{wt} \quad (52)$$

Součinitel záběru v čelní rovině $\varepsilon_{\alpha t}$:

$$\varepsilon_{\alpha t} = \frac{\left(\frac{1}{2} \cdot \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - a_w \cdot \sin(\alpha_w) \right)}{\left(m_n \cdot \frac{\cos(\alpha_t)}{\cos(\beta)} \cdot \pi \right)} \quad (53)$$

Součinitel záběru kroku ε_{β} :

$$\varepsilon_{\beta} = b_{w2} \cdot \frac{\sin(\beta_b)}{\pi \cdot m_{n12}} \quad (54)$$

Součinitel záběru ε :

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha t} + \varepsilon_{\beta} \quad (55)$$

9.6.4. Kontrola ozubených kol

Ohyb – jmenovité napětí v patě zubu σ_{FO} :

$$\sigma_{FO} = \frac{F_T}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \quad (56)$$

Výpočet ozubení na ohyb – součinitel bezpečnosti S_F :

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X}{\sigma_{FO} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \quad (57)$$

Dotyk – jmenovité napětí v dotyku σ_{HO} :

$$\sigma_{HO} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\varepsilon} \cdot Z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{1+u}{u} \cdot \frac{F_T}{d \cdot b}} \quad (58)$$

Výpočet ozubení na dotyk – součinitel bezpečnosti S_H :

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sqrt{\sigma_{H0}^2 \cdot Z_B^2 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}} \quad (59)$$

9.7. Soukolí mezi hnací a předlohou hřídelí

Pro výpočet soukolí mezi hnací a předlohou hřídelí (soukolí 12 – viz obrázek 27) použijeme vztahy uvedené v kapitole: 9.3 *Převodové poměry*; 9.6 *Vztahy pro výpočet soukolí*. Tyto výpočty jsme provedli ve dvou programech Excelu – „Soukolí – základní prvky“ a „all_Návrh čelního ozubení 12“.

Tabulka 6 – Soukolí 12

Parametr	Jednotka	Pastorek	Ozubené kolo
Základní prvky			
Přenášený výkon P	[kW]	7,5	
Otáčky* n_{min}	[min ⁻¹]	400	514
Max. krouticí moment M_k	[Nm]	179,05	136,33
Počet zubů z_i	[–]	130	101
Převodový poměr i_{12}	[–]	0,7769	
Normální modul m_n	[mm]	1,375	
Normální úhel záběru α_n	[°]	20	
Materiál			
Volba materiálu	[–]	15 241.6	15 241.6
Mez únavy v dotyku σ_{Hlim}	[N/mm ²]	770	770
Mez únavy v ohybu σ_{Flim}	[N/mm ²]	640	640
Geometrie			
Tečný modul m_t	[mm]	1,4057	
Úhel šroubovice β	[°]	12	
Čelní úhel záběru α_t	[°]	20,4103	
Valivý úhel záběru α_w	[°]	20,0645	
Šířka ozubeného kola b_w	[mm]	22	20,625
Osová vzdálenost a_o	[mm]	162,36	
Požadovaná osová vzdálenost a_w	[mm]	162	
Podmínka $ a_o - a_{tw} \leq 0,4 \cdot m_n$	[–]	-0,36 ≤ 0,55 → splněno	
Jednotkové posunutí $x_1 + x_2$	[–]	-0,26	
Jednotkové posunutí profilu x_i	[–]	-0,26	0
Rozteč p_n	[mm]	4,3197	
Rozteč p_t	[mm]	4,4162	
Rozteč p_w	[mm]	4,4064	
Úhel šroubovice na zákl. kružnici β_b	[mm]	11,2665	

Rozměry			
Výška paty h_f	[mm]	2,0763	1,7188
Výška hlavy h_a	[mm]	1,0145	1,3721
Výška zubu h	[mm]	3,0908	3,0908
Hlavový průměr d_a	[mm]	184,7724	144,7217
Roztečný průměr d	[mm]	182,7433	141,9776
Patní průměr d_f	[mm]	178,5908	138,5401
Průměr základní kružnice d_b	[mm]	171,2706	133,0641
Průměr valivé kružnice d_w	[mm]	182,3377	141,6623
Tloušťka zubu s_n	[mm]	1,8996	2,1598
Tloušťka zubu s_t	[mm]	1,9420	2,2081
Tloušťka zubu s_{wt}	[mm]	2,0872	2,3193
Šířka mezery v_n	[mm]	2,4201	2,1598
Šířka mezery v_t	[mm]	2,4742	2,2081
Šířka mezery v_{wt}	[mm]	2,3193	2,0871
Součinitel záběru v čelní rovině $\varepsilon_{\alpha t}$	[-]	1,8219	1,8219
Součinitel záběru kroku ε_{β}	[-]	0,9328	0,9328
Součinitel záběru ε	[-]	2,7547	2,7547
Kontroly			
Ohyb – jmenovité napětí v patě zubu σ_{FO}	[N/mm ²]	148,589	159,351
Dotyk – jmenovité napětí v dotyku σ_{HO}	[N/mm ²]	379,014	379,014
Rozmezí pro součinitel bezpečnosti S_F	[-]	(1,4 ÷ 3,5)	
Výpočet ozubení na ohyb – součinitel bezpečnosti S_F	[-]	2,365	2,209
Rozmezí pro součinitel bezpečnosti S_H	[-]	(1,1 ÷ 1,5)	
Výpočet ozubení na dotyk – součinitel bezpečnosti S_H	[-]	1,486	1,486

*pro návrh ozubení počítáme s nejzatíženějším stavem, tedy když je krouticí moment M_{K1} maximální, proto použijeme pro výpočty ozubení minimální otáčky n_{min}

9.8. Předlohová (sekundární) hřídel

Předlohová hřídel se nachází mezi primární a terciální hřídelí (viz obrázek 27). Má na sobě ozubené kolo ze soukolí 12 a pastorek soukolí 34.

Pro počítání předlohové hřídele si nejprve spočítáme maximální krouticí moment M_{K2} pomocí převodového poměru i_{12} , předchozího maximálního krouticího momentu M_{K1} a účinnosti ozubení η_{oz} :

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot i_{12} \cdot \eta_{oz} = 179,05 \cdot 0,7769 \cdot 0,98 = 136,32 \text{ Nm} \quad (60)$$

Nyní využijeme znalostí z rovnic (17), (19) a (60), abychom dopočítali minimální průměr hřídele D_{II} , ovšem modul průřezu v krutu W_{K2} pro kruhovou hřídel s vnitřním válcovitým otvorem určíme rovnicí (61). Protože máme rovnici se dvěma neznámými, tak si vnitřní průměr stanovíme $d_{II} = 15 \text{ mm}$. Tento průměr si poté zkontrolujeme s průměrem pojistného šroubu d_{sr} , aby nedošlo ke kolizi.

$$W_{K2} = \frac{\pi D_{II}^3}{16} \left(1 - \left(\frac{d_{II}}{D_{II}} \right)^4 \right) \quad (61)$$

Jako materiál hřídele volíme ocel 15 230.6, protože pastorek soukolí 34 je součástí předlokové hřídele. Získané hodnoty následně vyneseme do tabulky:

Tabulka 7 - Parametry předlokové hřídele

Parametr	Jednotka	Velikost
Materiál hřídele	[-]	15 230.6
Mez kluzu τ_2	[N/mm ²]	500
Koeficient bezpečnosti k_2	[-]	2
Dovolené napětí v krutu τ_{DK2}	[N/mm ²]	150
Krouticí moment M_{K2}	[Nm]	136,33
Minimální vnitřní průměr hřídele d_{II}	[mm]	15
Minimální vnější průměr hřídele D_{II}	[mm]	19,35

Ozubené kolo u soukolí 12 opět není součástí hřídele, proto k přenosu krouticího momentu využijeme, stejně jako u hnací hřídele, rovnoboké drážkování ČSN EN ISO 14. K výpočtu použijeme stejný vztah (rovnice (21)) se stejnou podmínkou ($l' \leq l$) a získáme tuto tabulku:

Tabulka 8 – Rovnoboké drážkování na předlokové hřídeli

M_{K2} [mm]	D [mm]	d_{in} [mm]	s' [mm ²]	p_D [MPa]	l' [mm]	l [mm]
136,33	32	26	9,9	80	11,87	16,625

9.9. Ozubení mezi předlohou a hřídelí a vrtacím vřetenem

Pro výpočet soukolí mezi předlohou a hřídelí a vrtacím vřetenem (soukolí 34 – viz obrázek 27) použijeme vztahy uvedené v kapitole: 9.3 Převodové poměry; 9.6 Vztahy pro výpočet soukolí. Tyto výpočty jsme provedli ve dvou programech Excelu – „Soukolí – základní prvky“ a „all_Návrh čelního ozubení 34“.

Tabulka 9 – Soukolí 34

Parametr	Jednotka	Pastorek	Ozubené kolo
Základní prvky			
Přenášený výkon P	[kW]	7,35	
Otáčky* n_{min}	[min ⁻¹]	514	468
Max. krouticí moment M_k	[Nm]	136,33	146,96
Počet zubů z_j	[–]	30	33
Převodový poměr i_{34}	[–]	1,1	
Normální modul m_n	[mm]	1,5	
Normální úhel záběru α_n	[°]	20	
Materiál			
Volba materiálu	[–]	15 230.6	15 230.6
Mez únavy v dotyku σ_{Hlim}	[N/mm ²]	1250	1250
Mez únavy v ohybu σ_{Flim}	[N/mm ²]	840	840
Geometrie			
Tečný modul m_t	[mm]	1,5231	
Úhel šroubovice β	[°]	10	
Čelní úhel záběru α_t	[°]	20,2836	
Valivý úhel záběru α_w	[°]	20,3515	
Šířka ozubeného kola b_w	[mm]	39	37,5
Osová vzdálenost a_o	[mm]	47,979	
Požadovaná osová vzdálenost a_w	[mm]	48	
Podmínka $ a_o - a_{tw} \leq 0,4 \cdot m_n$	[–]	0,0211 $\leq 0,6 \rightarrow$ splněno	
Jednotkové posunutí $x_1 + x_2$	[–]	0,0141	
Jednotkové posunutí profilu x_j	[–]	0,0141	0
Rozteč p_n	[mm]	4,7124	
Rozteč p_t	[mm]	4,7851	
Rozteč p_w	[mm]	4,7872	
Úhel šroubovice na zákl. kružnici β_b	[mm]	9,3913	
Rozměry			
Výška paty h_f	[mm]	1,8539	1,875
Výška hlavy h_a	[mm]	1,5211	1,5000
Výška zubu h	[mm]	3,3750	3,3750
Hlavový průměr d_a	[mm]	48,7364	53,2635
Roztečný průměr d	[mm]	45,6942	50,2636
Patní průměr d_f	[mm]	41,9865	46,5136
Průměr základní kružnice d_b	[mm]	42,8606	47,1467
Průměr valivé kružnice d_w	[mm]	45,7143	50,2857
Tloušťka zubu s_n	[mm]	2,3716	2,3562
Tloušťka zubu s_t	[mm]	2,4082	2,3925

Tloušťka zubu s_{wt}	[mm]	2,4018	2,3854
Šířka mezery v_n	[mm]	2,3408	2,3562
Šířka mezery v_t	[mm]	2,3769	2,3925
Šířka mezery v_{wt}	[mm]	2,3854	2,4018
Součinitel záběru v čelní rovině ε_{at}	[-]	1,6259	1,6259
Součinitel záběru kroku ε_{β}	[-]	1,2985	1,2985
Součinitel záběru ε	[-]	2,9244	2,9244
Kontroly			
Ohyb – jmenovité napětí v patě zubu σ_{FO}	[N/mm ²]	267,068	276,020
Dotyk – jmenovité napětí v dotyku σ_{HO}	[N/mm ²]	937,265	937,265
Rozmezí pro součinitel bezpečnosti S_F	[-]	(1,4 ÷ 3,5)	
Výpočet ozubení na ohyb – součinitel bezpečnosti S_F	[-]	2,453	2,375
Rozmezí pro součinitel bezpečnosti S_H	[-]	(1,1 ÷ 1,4)	
Výpočet ozubení na dotyk – součinitel bezpečnosti S_H	[-]	1,165	1,165

*pro návrh ozubení počítáme s nejzatíženějším stavem, tedy když je krouticí moment M_{k2} maximální, proto použijeme pro výpočty ozubení minimální otáčky n_{min}

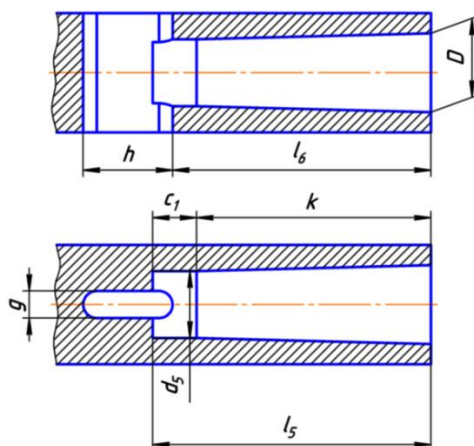
9.10. Vrtací (terciální) vřeteno

Pro výpočet vrtacího vřetena (viz obrázek 27) použijeme již známé vztahy (17), (18), (19) a (20). Ozubené kolo soukolí 34 je součástí vrtacího vřetene, a proto volíme stejný materiál. Získané hodnoty opět vyneseme do tabulky:

Tabulka 10 – Parametry vrtacího vřetena

Parametr	Jednotka	Velikost
Materiál hřídele	[-]	15 230.6
Mez kluzu τ_3	[N/mm ²]	500
Koeficient bezpečnosti k_3	[-]	3
Dovolené napětí v krutu τ_{DK3}	[N/mm ²]	100
Krouticí moment M_{K3}	[Nm]	146,96
Minimální průměr hřídele d_{III}	[mm]	19,56

Pro upevnění vrtáků volíme na konci vrtacího vřetena kuželovou Morse dutinu Mk2 s otvorem pro vyrážecí dle ČSN 22 0425.



Obrázek 29 – Kuželová Morse dutina Mk2 s vyrážecem [23]

9.11. Síly v soukolí

Pro výpočty ložisek a šroubových spojů potřebujeme znát síly působící na našem soukolí 12 a soukolí 34. Vždy si rozdělíme celkovou sílu působící na soukolí do 3 základních směrů, a to na:

Sílu tečnou (F_T):

$$F_T = \frac{2 \cdot M_K}{d_w} \quad (62)$$

Sílu radiální (F_R):

$$F_R = F_T \cdot \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\cos(\beta)} \quad (63)$$

Sílu axiální (F_A):

$$F_A = F_T \cdot \operatorname{tg}(\beta) \quad (64)$$

Zajímají nás síly na pastorcích a ozubených kolech soukolí 12 a 34, proto využijeme námi spočítaných hodnot pro nejvíce zatížený stav (přetížení) z odstavce 9.7 *Ozubení mezi hnací (primární) a předlohovou hřídelí* a 9.9. *Ozubení mezi předlohovou hřídelí a vrtacím vřetenem* pro vytvoření následující tabulky:

Tabulka 11 - Síly v soukolí 12 a 34

Síla	Jednotka	Soukolí 12		Soukolí 34	
		Pastorek	Ozubené kolo	Pastorek	Ozubené kolo
Tečná síla F_T	[N]	1963,9	1924,7	5965	5844,5
Axiální síla F_A	[N]	417,4	409,1	1051,8	1030,54
Radiální síla F_R	[N]	730,8	716,18	2204,6	2160

9.12. Šroubová spojení

9.12.1. Centrální šroub rotačního válce

Centrální šroub rotačního válce prochází skrz předlohovou hřídel uvnitř rotačního válce (viz obrázek 27) a má dva hlavní účely. Zajišťuje, že čelní deska otočného válce bude dotlačována na čelní desku skříně vrtací hlavy. Díky tomu nemůže vypadnout žádná z dotlačovaných vnitřních součástí (např.: ložiska) a dále je bráněno nechtěnému pootočení pozice vrtacího vřetena, které je uloženo v rotačním válci. Pro nastavení nové polohy vrtacího vřetene je nutné proto nezapomenout tento centrální šroub povolit a následně utáhnout, aby bylo dosaženo požadované přesnosti při vrtání děr obrobku.

Tento šroubový spoj musí zabránit otáčení ozubeného kola v soukolí 34 okolo osy centrální šroubu, proto si určíme moment M_{oz4} . Ten získáme jako působení radiální síly F_{R4} v místě styku soukolí 34 od osy centrálního šroubu, zde ovšem počítáme tento moment pro přetížený stav.

$$M_{oz4} = F_{T4} \cdot d_{w3} = 5844,5 \cdot 0,0457 = 267 \text{ Nm} \quad (65)$$

Předpětí ve šroubu Q_0 musí být dost velké, aby šroub zabránil pootočení při provozu, a proto si spočítáme normálovou sílu Q_0 , kterou musí mít šroub. Tečná síla od osové síly působí v místě dosedu skříně a válce a tím působí proti momentu M_{oz4} :

$$M_{oz4} = M_{Kcš} = Q_0 \cdot f \cdot \frac{d_{rt}}{2} \quad (66)$$

$$Q_0 = \frac{2 \cdot M_{oz4}}{f \cdot d_{rt}} = \frac{2 \cdot 267 \cdot 1000}{0,15 \cdot 190} = 18,737 \text{ kN} \quad (67)$$

Maximální tahová síla Q působící na šroub se skládá z předpětí Q_0 tíhové síly G , axiálních sil soukolí 34 F_A při přetížení a osové síly vrtáku F_0 (vrták o průměru 14 mm při vrtání do oceli):

$$\begin{aligned} Q &= Q_0 + G + F_A + F_0 = Q_0 + m_{rv} \cdot g + F_{A2} - F_{A3} + F_{A4} - F_0 \\ &= 18\,737 + 13 \cdot 9,81 + 409,1 - 1051,8 + 1030,54 - 285 = 18\,967,37 \text{ N} \end{aligned} \quad (68)$$

Napětí v tahu σ_t :

$$\sigma_t = \frac{Q}{S_3} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{18\,967,37}{\frac{\pi \cdot 11,546^2}{4}} = 181,16 \text{ N/mm}^2 \quad (69)$$

Úhel stoupání γ :

$$\operatorname{tg}(\gamma) = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2}{\pi \cdot 12,701}\right) = 2,869^\circ \quad (70)$$

Třecí úhel φ' :

$$\operatorname{tg}(\varphi') = 1,15 \cdot f \rightarrow \varphi' = \operatorname{arctg}(1,15 \cdot 0,15) = 9,787^\circ \quad (71)$$

Krouticí moment $M_{K\check{s}r}$:

$$\begin{aligned} M_{K\check{s}r} &= Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 18\,967,37 \cdot \frac{12,701}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,869^\circ + 9,787^\circ) \\ &= 27\,047,9 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (72)$$

Redukované napětí σ_{red} :

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha^2 \cdot \tau_{\check{s}r}^2} = \sqrt{\sigma_t^2 + \alpha^2 \cdot \left(\frac{M_{K\check{s}r}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}}\right)^2} \\ &= \sqrt{181,16^2 + (\sqrt{3})^2 \cdot \left(\frac{27\,047,9}{\frac{\pi \cdot 11,546^3}{16}}\right)^2} = 238,43 \text{ N/mm}^2 \end{aligned} \quad (73)$$

Koeficient bezpečnosti $k_{\check{s}r}$:

$$k_{\check{s}r} = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{630}{238,43} = 2,64 \quad (74)$$

Pro potřebný utahovací moment na klíči M_{KK} šroubu nejprve určíme třecí moment M_{TM} :

$$M_{TM} = \frac{Q \cdot f \cdot \left(\frac{s + D_d}{2}\right)}{2} = \frac{18\,967,37 \cdot 0,15 \cdot \left(\frac{21 + 15}{2}\right)}{2} = 25\,606 \text{ Nmm} \quad (75)$$

Nyní již známe vše pro výpočet momentu na klíči M_{KK} :

$$M_{KK} = M_{K\check{s}r} + M_{TM} = 27\,047,9 + 25\,606 = 52\,653,9 \text{ Nmm} \quad (76)$$

Kontrola otláčení činných závitů při přetížení:

$$p_z = \frac{Q}{z_c \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} = \frac{18\,967,37}{5 \cdot \pi \cdot 12,701 \cdot 1,0825} = 87,83 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$p_z = 87,83 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa} = p_{Dz}$$

9.12.2. Šrouby objímky

Na objímce se nachází celkem dva šroubové spoje. První zajišťuje připevnění vrtací hlavy k objímce, zatímco druhý zajišťuje připevnění objímky na radiální vrtačku pomocí svěrného spoje (viz obrázek 27). Nejprve si stanovíme spojení objímky a vrtačky:

Pro svěrný spoj si nejprve určíme celkovou normálovou sílu F_N pomocí tíhy a krouticího momentu:

$$F_{Nob} = k_{ob} \cdot G_{vh} + \frac{\pi \cdot k_{ob} \cdot M_{oz}}{4 \cdot f \cdot d_{ob}} = k_{ob} \cdot \left(\frac{m_c \cdot g}{f} \right) + \frac{\pi \cdot k_{ob} \cdot F_{T4} \cdot (a_{w12} + d_{w3})}{4 \cdot f \cdot d_{ob}} \quad (78)$$

$$F_{Nob} = 2 \cdot \left(\frac{135 \cdot 9,81}{0,15} \right) + \frac{\pi \cdot 2 \cdot 5844,5 \cdot (162 + 45,7143)}{4 \cdot 0,15 \cdot 200} = 17\,658 + 63\,564$$

$$= 81\,222 \text{ N}$$

Tu si přepočítáme na normálovou sílu na jednom šroubu objímky F_{Nob8} (celkem máme 8 šroubů):

$$F_{Nob8} = \frac{F_{Nob}}{8} = \frac{81\,222}{8} = 10\,153 \text{ N} \quad (79)$$

Nyní si určíme potřebný průměr šroubů pomocí dovoleného napětí, které stanovíme jako 70 % z hodnoty meze kluzu R_e pro šroub s pevnostní třídou 8.8:

$$\sigma = \frac{F_{Nob8}}{S'_3} = 0,7 \cdot R_e \rightarrow S'_3 = \frac{F_{Nob8}}{0,7 \cdot R_e} = \frac{10\,153}{0,7 \cdot 630} = 23,023 \text{ mm}^2 \quad (80)$$

$$d'_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S'_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 23,023}{\pi}} = 5,414 \text{ mm} \rightarrow d_3 \geq d'_3 \rightarrow \text{volíme závit M8} \quad (81)$$

Nyní je již postup výpočtu stejný jako u centrálního šroubu, proto postupujeme podle rovnic (70) až (76). Když zjistíme krouticí moment v závitech $M_{Kšr}$, rozměry šroubu a tahové síly F_{N8} na jednom šroubu, tak si dopočítáme tahové napětí, smykové napětí a pak následně určíme koeficient bezpečnosti přes redukované napětí podle energetické teorie ($\alpha = \sqrt{3}$) pro šroub pevnostní třídy 8.8.

Tabulka 12 – Tabulka parametrů šroubů u svěrného spoje objímky a vrtačky

Parametr	Jednotka	Velikost
Úhel stoupání γ	[°]	3,168
Třecí úhel φ'	[°]	9,787
Krouticí moment v závitech $M_{Kšr}$	[Nmm]	8 394
Třecí moment M_{TM}	[Nmm]	8 376
Moment na klíči M_{KK}	[Nmm]	16 770
Plocha řezu šroubu S_3	[mm ²]	32,837
Průřezový modul v krutu $W_{Kšr}$	[mm ³]	53,08
Napětí v tahu σ_{t8}	[N/mm ²]	309,2
Napětí ve smyku $\tau_{šr}$	[N/mm ²]	158,1
Redukované napětí σ_{red}	[N/mm ²]	413,03
Koeficient bezpečnosti $k_{šr}$ pro šrouby pevnostní třídy 8.8	[-]	1,53

Kontrola tlaku:

Mezi vrtačkou a objímkou:

$$p_o = \frac{4 \cdot F_{Nob}}{d_{ob} \cdot \pi \cdot l_{ob}} = \frac{4 \cdot 81\,222}{200 \cdot \pi \cdot 100} = 5,17 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} = p_{oD} \quad (82)$$

V dosedací ploše pod hlavou šroubu:

$$p_{hš} = \frac{F_{Nob8}}{\pi \cdot \left(\left(\frac{S}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_d}{2} \right)^2 \right)} = \frac{10\,153}{\pi \cdot \left(\left(\frac{13}{2} \right)^2 - \left(\frac{9}{2} \right)^2 \right)} = 146,9 \text{ MPa} \leq 300 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$= p_{DM}$$

V dosedací ploše pod maticí:

$$p_m = \frac{F_{Nob8}}{\pi \cdot \left(\left(\frac{e}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_d}{2} \right)^2 \right)} = \frac{10\,153}{\pi \cdot \left(\left(\frac{14,2}{2} \right)^2 - \left(\frac{9}{2} \right)^2 \right)} = 107,16 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$\leq 300 \text{ MPa} = p_{DM}$$

Kontrola tlaku v závitech:

$$p_{z8} = \frac{F_{Nob8}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot \frac{m}{P}} = \frac{10\,153}{\pi \cdot 7,188 \cdot 0,6765 \cdot \frac{6,8}{2}} = 195,5 \text{ MPa} \leq 200 \text{ MPa} = p_{Dz} \quad (85)$$

Nyní už zbývá spočítat šroubový spoj objímky a vrtací hlavy, který je zatěžován tahovou silou od tíhy vrtací hlavy. Kvůli tečné síle v ozubení při přetížení musíme předejít nebezpečí stříhu šroubu, a proto musíme vyvinout dostatečnou normálovou sílu ve šroubovém spoji, aby normálová síla tření zamezila stříhu šroubu. Výpočtový model volíme jako dvě desky namáhané normálovou a tečnou silou se šroubovým spojením. Celková normálová síla ve šroubech bude tedy:

$$F_{Nvh} = k_{vh} \cdot \frac{m_{vh} \cdot g}{f} + k_{vh} \cdot \frac{F_{T4} \cdot (a_{w12} + d_{w3})}{f \cdot \frac{d_{vh}}{2}} \quad (86)$$

$$F_{Nvh} = 1,5 \cdot \frac{121 \cdot 9,81}{0,15} + 1,5 \cdot \frac{5844,5 \cdot (162 + 45,7143)}{0,15 \cdot 148,5} = 7\,913 + 81\,750 \\ = 89\,663 \text{ N}$$

Další postup je shodný s výpočtem šroubového spoje objímky a vrtačky:

Tabulka 13 – Tabulka parametrů šroubového spoje vrtací hlavy a objímky

Parametr	Jednotka	Velikost
Síla v jednom z osmi šroubů F_{N8}	[N]	10 208
Předběžný průměr d'_3	[mm]	5,429
Volba šroubu s pevnostní třídou 8.8	[mm]	M8
Úhel stoupání γ	[°]	3,168
Třecí úhel v závitu φ'	[°]	9,787
Krouticí moment $M_{K\check{s}r}$	[Nmm]	8 439,6
Plocha příčného řezu závitu S_3	[mm ²]	32,837
Průřezový modul v krutu $W_{K\check{s}r}$	[mm ³]	53,1
Tahové napětí σ_{t8}	[N/mm ²]	310,9
Smykové napětí $\tau_{\check{s}r}$	[N/mm ²]	158,9
Redukované napětí σ_{red}	[N/mm ²]	415,2
Koeficient bezpečnosti $k_{\check{s}r}$	[-]	1,52
Tlak pod šroubem $p_{h\check{s}}$	[MPa]	$147,7 \leq 300 \text{ MPa} = p_{DM}$
Tlak pod maticí p_m	[MPa]	$107,7 \leq 300 \text{ MPa} = p_{DM}$
Tlak v závitech p_{z8}	[MPa]	$196,5 \leq 200 \text{ MPa} = p_{Dz}$
Třecí moment M_{TM}	[Nmm]	8421,6
Moment na klíči M_{KK}	[Nmm]	16 861,2

9.12.3. Šrouby víka rotačního válce

Tyto šrouby zajišťují připevnění víka k rotačnímu válci, čímž zajišťují soudržnost víka a rotačního válce při změně polohy vrtacího vřetena, když je povolený centrální šroub. Zamezení pootočení rotačního válce při provozu je zajištěno pomocí předpětí v centrálním šroubu a ten zároveň zachycuje všechny osové síly. Z těchto důvodů nejsou tyto šrouby prakticky namáhány. Volíme šest šroubů s metrickým závitem M6.

9.12.4. Šrouby na dělicí rovině skříně

Šrouby skříně se nacházejí na dělicí rovině vrchní a spodní části skříně (viz obrázek 27). Opět, díky předpětí centrálního šroubu nehrozí stříh šroubu, a proto tento šroubový spoj navrhujeme na tahové zatížení:

$$\begin{aligned}
 Q_{sk} &= G + F_A + F_0 = m_{sk} \cdot g + F_{A2} - F_{A3} + F_{A4} - F_0 \\
 Q_{sk} &= 107 \cdot 9,81 + 409,1 - 1051,8 + 1030,54 - 285 = 18\,967,37 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{87}$$

Ostatní důležité vztahy pro dopočítání šroubového spoje získáme ze vzorců s pořadovým číslem (69) až (76), pro lepší dosednutí rovin skříně použijeme vyšší počet šroubů (celkem 12):

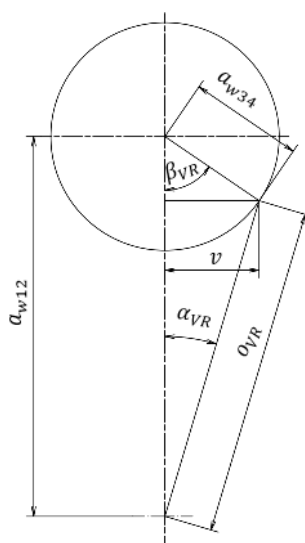
Tabulka 14 - Tabulka parametrů šroubového spoje dělicích rovin skříně

Parametr	Jednotka	Velikost
Síla na jednom z dvanácti šroubů Q_{sk12}	[N]	1 152,51
Volba šroubu s pevnostní třídou 8.8	[mm]	M8
Úhel stoupání γ	[°]	3,168
Třecí úhel φ'	[°]	9,787
Krouticí moment v závitech $M_{Kšr}$	[Nmm]	952
Třecí moment M_{TM}	[Nmm]	951
Moment na klíči M_{KK}	[Nmm]	1903
Plocha příčného řezu závitu S_3	[mm ²]	32,837
Průřezový modul v krutu $W_{Kšr}$	[mm ³]	53,08
Tahové napětí v jednom šroubu σ_{t12}	[N/mm ²]	35,1
Napětí ve smyku $\tau_{šr}$	[N/mm ²]	17,94
Redukované napětí σ_{red}	[N/mm ²]	46,9
Koeficient bezpečnosti $k_{šr}$ pro šrouby pevnostní třídy 8.8	[-]	13,4

9.13. Poloha vrtacího vřetena vůči ose vrtací hlavy

Pro správné vrtání je nutné mít zajištěné kvalitní obráběcí podmínky, ale také správnou polohu vrtacího vřetene. Pro určení polohy nástroje použijeme rysek na víku rotačního válce. Toto řešení patří mezi nejjednodušší na obsluhu a výrobu. Kvůli absenci rotačního mechanismu, který by rotoval se všemi vřeteny současně, můžeme nastavit polohu vřeten nezávisle na sobě. Díky tomu nejsme limitováni na vrtání děr pouze na roztečné kružnici s měnitelným průměrem.

Pro přesné vyjádření polohy vrtacího vřetene si vyjádříme úhel pootočení β_{VR} , což je úhel, o který musíme rotační válec otočit z polohy s nejmenší osovou vzdáleností o_{VRmin} , abychom dosáhli výsledné obecné osové vzdálenosti o_{VR} vůči středu vrtací hlavy:



Obrázek 30 - Schéma pro výpočet polohy vrtacího vřetena

Z kosinové věty získáme vztah pro vyjádření úhlu α_{VR} pomocí námi žádané osové vzdálenosti o_{VR} a známých osových vzdáleností soukolí 12 (a_{w12}) a soukolí 34 (a_{w34}):

$$(a_{w34})^2 = (a_{w12})^2 + (o_{VR})^2 - 2 \cdot a_{w12} \cdot o_{VR} \cdot \cos(\alpha_{VR}) \quad (88)$$

$$\alpha_{VR} = \arccos\left(\frac{(a_{w12})^2 + (o_{VR})^2 - (a_{w34})^2}{2 \cdot a_{w12} \cdot o_{VR}}\right) \quad (89)$$

Vyjádříme si výšku trojúhelníku v :

$$\sin(\alpha_{VR}) = \frac{v}{o_{VR}} \rightarrow v = o_{VR} \cdot \sin(\alpha_{VR}) \quad (90)$$

Nyní máme vše potřebné na vyjádření úhlu β_{VR} :

$$\sin(\beta_{VR}) = \frac{v}{a_{w34}} \quad (91)$$

$$\begin{aligned} \beta_{VR} &= \arcsin\left(\frac{v}{a_{w34}}\right) \\ &= \arcsin\left(\frac{o_{VR} \cdot \sin\left(\arccos\left(\frac{(a_{w12})^2 + (o_{VR})^2 - (a_{w34})^2}{2 \cdot a_{w12} \cdot o_{VR}}\right)\right)}{a_{w34}}\right) \end{aligned} \quad (92)$$

Úhel β_{VR} využijeme k vytvoření potřebných rysek na rotačním válci. Přičemž námi požadovaná osová vzdálenost o_{VR} se pohybuje v rozmezí $o_{VR} \in \langle 114; 210 \rangle$ mm, tudíž roztečná kružnice s vrtacími vřeteny může mít průměr $D_{VR} \in \langle 228; 420 \rangle$ mm.

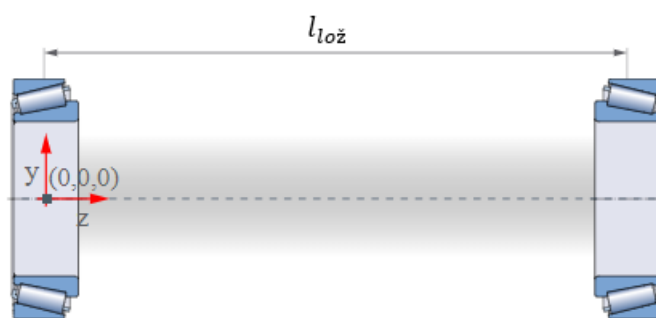
9.14. Ložiska

Jak už bylo řečeno, tak ložiska počítáme na nepřetížený stav, oproti hřídelům, ozubením a šroubovým spojům. Přetížení ložisek při zaseknutí vrtáku nastane pouze krátkodobě, a tudíž životnost ložisek bude ovlivněna minimálně. Volíme ložiska s valivými kuželíkovými elementy z níže uvedených důvodů.

První výhodou těchto ložisek je jejich vysoká únosnost v axiálním i radiálním směru. I pro nepřetížený stav jsou axiální síly, které jsou přítomné od ozubení a vrtání významné, proto nemůžeme využít čistě radiální kuličková ložiska. Také s vyšší únosností kuželíková ložiska lépe zvládají přetížení. Pro nezanedbatelné axiální síly bychom mohli použít kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nebo případně kombinaci radiálních a axiálních kuličkových ložisek, tato řešení ovšem nemají následující výhodu.

Druhá výhoda kuželíkových ložisek spočívá v jejich zástavbovém prostoru. Ze všech výše uvedených relevantních variant (kuželíková ložiska; kuličková ložiska s kosoúhlým stykem; kombinace radiálního a axiálního ložiska) zabírají tato ložiska nejméně cenného vnitřního prostoru, zvláště když potřebujeme co nejmenší vnější průměr ložisek pro maximální využití prostoru v rotačním válci.

Protože budeme používat k výpočtu konfigurátor firmy SKF, tak si nyní určíme jednotný souřadný systém pro zadávání dat. Střed levého ložiska se nachází v počátku souřadného systému a střed pravého je ve vzdálenosti $l_{lož}$ od levého ložiska. V systému se držíme stejné orientace vrtací hlavy (tudíž i ložisek na hřídelích) jako na obrázku 27, takže např. ložisko vrtacího vřetena ve víku rotačního válce se nachází vpravo na vřetenu. Dále všechny radiální síly působí ve směru osy x , axiální ve směru osy z a tečné ve směru osy y (viz obrázek 31). Ve směru osy x budeme označovat vzdálenosti pomocí $\frac{d_w}{2}$, jelikož síly na ozubení jsou vzdáleny od osy ozubeného kola v $\frac{1}{2}$ valivého průměru d_w . [24]

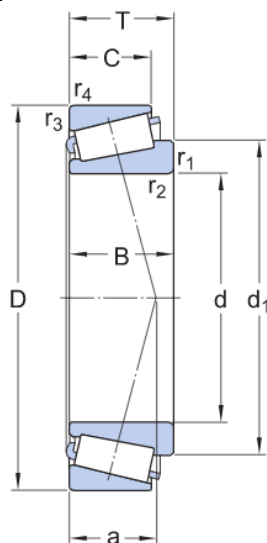


Obrázek 31 – Souřadný systém konfigurátoru [24]

Pro výpočet trvanlivosti ložisek a jejich zatížení volíme konfigurátor firmy SKF. Hranici pro minimální trvanlivost ložisek stanovíme na 50 000 hodin, jelikož vrtací hlava je konstruována na dlouhodobý a nepřetržitý provoz. Pro všechna kuželíková ložiska volíme uspořádání do „X“.

Tabulka 15 – Parametry kuželíkových ložisek JM 511946/910 [25], 320/22X [26] a 32005X [27]

Rozměry				
Parametr	Jednotka	JM 511946/910	320/22X	32005X
		Velikost	Velikost	Velikost
Průměr díry d	[mm]	65	22	25
Vnější průměr D	[mm]	110	44	47
Celková šířka ložiska T	[mm]	28	15	15
Průměr nákrůžku vnitřního kroužku d_1	[mm]	≈87,95	≈ 34,3	≈ 37,5
Šířka vnitřního kroužku B	[mm]	28	15	15
Šířka vnějšího kroužku C	[mm]	22,5	11,5	11,5
Poloměr rohu vnitřního kroužku r_1, r_2	[mm]	min. 3	min. 0,6	min. 0,6
Poloměr rohu vnějšího kroužku r_3, r_4	[mm]	min. 2,5	min. 0,6	min. 0,6
Vzdálenost tlakového bodu a	[mm]	23,892	10,68	11,433
Data pro výpočet				
Parametr	Jednotka	JM 511946/910	320/22X	32005X
		Velikost	Velikost	Velikost
Základní dynamická únosnost C	[kN]	152	30,9	33,2
Základní statická únosnost C_0	[kN]	183	29	32,5
Mezní únavové zatížení	[kN]	21,2	2,85	3,25
Referenční otáčky	[min ⁻¹]	4 800	13 000	12 000
Mezní otáčky	[min ⁻¹]	5 600	15 000	14 000
Výpočtový součinitel e	[–]	0,4	0,4	0,43
Výpočtový součinitel Y	[–]	1,5	1,5	1,4
Výpočtový součinitel Y_0	[–]	0,8	0,8	0,8



Obrázek 32 - Schéma kuželíkového ložiska [25]

Pomocí námi zjištěných dat o radiálním (F_R), axiálním (F_A) a tečném (F_T) zatížení na soukolí 12 a 34 a zatížení od vrtání, geometrii soukolí 12 a 34 (průměr valivé kružnice pastorku d_w), vzdáleností ložisek ($l_{lož}$), vzdálenosti zatížení (z) a maximálních možných otáček hřídele (ot) získáme vstupní tabulku pro program SKF:

Tabulka 16 – Zatížení hřídelí

Vzdálenost ložisek	Poloha zatížení v souřadném systému			Zatížení v souřadném systému			Max. otáčky
Hnací hřídel							
$l_{lož}$ [mm]	$\frac{d_w}{2}$ [mm]	y [mm]	z [mm]	F_R [kN]	F_T [kN]	F_A [kN]	ot [min^{-1}]
104	91	0	32	0,731	1,964	0,418	1400
Předloková hřídel							
$l_{lož}$ [mm]	$\frac{d_w}{2}$ [mm]	y [mm]	z [mm]	F_R [kN]	F_T [kN]	F_A [kN]	ot [min^{-1}]
104	70,8	0	24	0,120	-0,481	0,179	1802
	-22,85	0	97,5	-0,263	-1,491	-0,551	
Vrtací vřeteno							
$l_{lož}$ [mm]	$\frac{d_w}{2}$ [mm]	y [mm]	z [mm]	F_R [kN]	F_T [kN]	F_A [kN]	ot [min^{-1}]
79	25,145	0	31,5	0,257	1,461	0,54	1638
	0	0	79	0	0	-0,285	

Po vypočtení zadaných hodnot získáme únosnost ložisek a reakce v ložiskách:

Tabulka 17 – Reakce a únosnost ložisek [24]

Reakce v ložiskách				Únosnost ložiska	
Levé ložisko		Pravé ložisko		Levé ložisko	Pravé ložisko
Hnací hřídel					
Radiální [kN]	Axiální [kN]	Radiální [kN]	Axiální [kN]	L_{10h} [h]	L_{10h} [h]
1,75	0,585	0,577	1	$> 2 \cdot 10^5$	$> 2 \cdot 10^5$
Předloková hřídel					
Radiální [kN]	Axiální [kN]	Radiální [kN]	Axiální [kN]	L_{10h} [h]	L_{10h} [h]
0,446	0,149	1,06	0,328	$> 2 \cdot 10^5$	$> 2 \cdot 10^5$
Vrtací vřeteno					
Radiální [kN]	Axiální [kN]	Radiální [kN]	Axiální [kN]	L_{10h} [h]	L_{10h} [h]
0,96	0,343	0,574	0,883	$> 2 \cdot 10^5$	$> 2 \cdot 10^5$

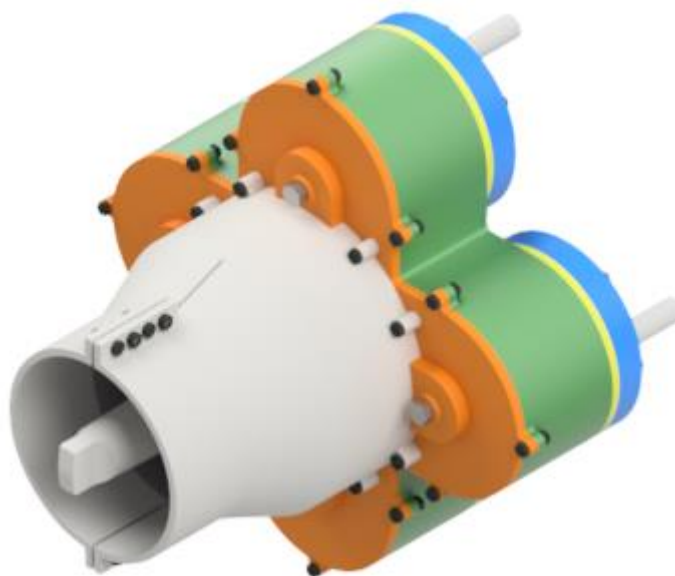
Minimální únosnost ložisek byla splněna

10. Výsledný model vrtací hlavy

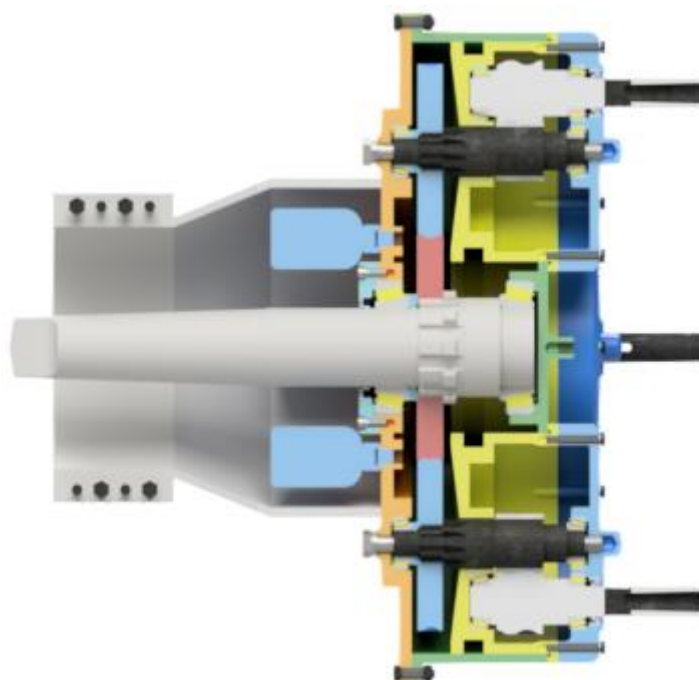
Po navržnutí všech potřebných součástí jsme vypracovali výsledný 3D model vrtací hlavy, který můžeme vidět na obrázcích 33, 34 a 35:



Obrázek 33 - Finální 3D model vrtací hlavy – zepředu



Obrázek 34 - Finální 3D model vrtací hlavy – zezadu



Obrázek 35 - Finální 3D model vrtací hlavy – řez

11. Závěr

V této bakalářské práci jsme se v prvních kapitolách věnovali řešením vrtacích hlav a pohonu jejich vrtacích vřeten, následně ozubeným převodům, upínání nástrojů, rozhraní obráběcího stroje, hřídelovým těsněním a mazání, kde jsme si probrali používaná řešení a následně vybrali nejvhodnější východisko pro naše zadání. Tyto informace sloužily jako základ pro vytvoření návrhu konceptu vrtací hlavy.

Po vytvoření finální verze konceptu jsme začali s výpočtovou částí. Jako první jsme si určili maximální průměr vrtáků a z požadovaného řezného výkonu jsme si vypočetli celkový potřebný výkon, na jehož základě jsme si vybrali vhodné vrtací zařízení. Díky známým otáčkám vrtacího zařízení jsme si vypočetli převodový poměr, jež nám posloužil k návrhu soukolí vrtací hlavy. Následovalo určení minimálních průměrů jednotlivých hřídelů spolu s volbou jejich upínacích kuželů a spojovacích prvků mezi hřídeli a ozubenými koly. Všechna ozubená kola a hřídele jsme navrhovali na největší možné zatížení v sestavě, které nastane při přetížení, při zaseknutí jednoho z vrtáků v obrobku.

Poté jsme se pustili do výpočtu šroubových spojů. Jako první jsme zjistili síly v ozubení pro největší zatížení. Tyto informace nám posloužily k návrhovým a kontrolním výpočtům šroubových spojů vrtací hlavy s objímkou, dělicích rovin skříně vrtací hlavy, centrálních šroubů a svěrného spoje.

Pomocí goniometrie jsme si popsali polohu vrtacího vřeten vzhledem k ose vrtací hlavy v závislosti na pootočení rotačního válce.

Jako poslední jsme zdůvodnili výběr kuželíkových ložisek a určili jejich únosnost a zatížení v radiálním a axiálním směru pomocí výpočetního programu firmy SKF.

Konečná verze konstrukce se oproti finálnímu návrhu konceptu liší v orientaci a uchycení centrálních šroubů a také v umístění automatických maznic.

Výsledná vrtací hlava je schopná vrtat současně čtyři díry do průměru vrtáků 14 mm na měnitelné roztečné kružnici, jejíž průměr se pohybuje v rozmezí $D_{VR} \in \langle 228; 420 \rangle$ mm a má minimální požadovaný výkon 7,05 kW, na jehož základě jsme vybrali pro pohon vrtací hlavy radiální vrtačku Knuth R80 V s výkonem 7,5 kW. Pro připojení vrtací hlavy k vřetenu vrtačky použijeme Morse kužel Mk6, zatímco pro připevnění vrtáků Morse kužel Mk2. Z 3D modelu jsme vytvořili výkresy: sestavy, podsestavy a výrobní výkresy soukolí 34, proto můžeme usoudit, že jsme splnili zadání bakalářské práce.

12. Použitá literatura

- [1] BUI NGOC TAM, Tran. *Research, Design and Develop a prototype of Multi-Spindle Drilling Head*. 2018, s. 29-34.
- [2] SUHNER. Bibus. In: *Suhner POLYdrill* [online]. [cit. 2022-10-13]. Dostupné z: https://www.bibus.pt/fileadmin/editors/countries/bipor/product_data/SUHNER_POLYdrill.pdf
- [3] DINKGE MACHINERY & EQUIPMENT CO., LTD. China Automatic Drilling Machine manufacturer. *China Drilling and Tapping U Type Adjustable Aluminum Multi Spindle Drill Head* [online]. [cit. 2022-10-20]. Dostupné z: <https://cndingke.en.made-in-china.com/product/cNyQagqubvVx/China-Drilling-and-Tapping-U-Type-Adjustable-Aluminum-Multi-Spindle-Drill-Head-Spindle.html>
- [4] BIG KAISER Precision Tooling Inc. *Angle Head - Angle Heads & Spindle Increasers - Products* [online]. [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.bigkaiser.eu/en/products/angle-heads-spindle-increasers/angle-head.html>
- [5] SRL, O.M.G. Adjustable Joint Multispindle Head. *Omgnet* [online]. [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.omgnet.eu/omg-company-eu>
- [6] Chuan King Sand machinery Co., LTD. *Universal type Multiple Spindle Head* [online]. [cit. 2021-11-05]. Dostupné z: https://www.kingsang.com.tw/eg/product_a2.html
- [7] I.PORAT. *Moment transmission by a universal joint*. 1980, , s. 245-254.
- [8] A.S.UDGAVE, Prof.V.J.Khot. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE). In: *Iosjournals* [online]. Jaysingpur [cit. 2021-11-05]. Dostupné z: www.iosrjournals.org
- [9] BORO VAN, Petr. Upínače nástrojů (1). *Technický týdeník* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/obrabeci-stroje-a-jejich-prislusenstvi/upinace-nastroju-1_8497.html
- [10] Morse kužel. *Oneindustry - průmyslový portál, výroba a technologie* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://www.oneindustry.cz/lexikon/morse-kuzel/>
- [11] BORO VAN, Petr. Upínače nástrojů (2). *Technický týdeník* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/obrabeci-stroje-a-jejich-prislusenstvi/upinace-nastroju-2_8498.html
- [12] KRESS, Mapal. Mapal Catalogues Clamping. In: *Mapal* [online]. 2022 [cit. 2022-11-25]. Dostupné z: <https://mapal.com/en-gb/mapal-homepage/media/catalogues/catalogues-clamping>. Mat. No. 10152196.
- [13] Sandvik Coromant. *Jak zvolit vřeteno obráběcího stroje* [online]. [cit. 2021-11-25]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/machine-tooling-solutions/tooling-considerations/pages/spindle-selection.aspx>
- [14] HUŇKA, Radek. *Rešerše nástrojových upínacích rozhraní frézovacích strojů*. Brno, 2010. ISBN 1212-2572. Dostupné také z:

- https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=28477. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík.
- [15] Druhy a použití nástrojových kuželů. *TumliKOVO: Technologie strojního obrábění kovů* [online]. [cit. 2021-12-04]. Dostupné z: <http://www.tumlikovo.cz/nastrojove-kuzely/>
- [16] LUDĚK, Jančík a Zýma JIŘÍ. *Části a mechanismy strojů*. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1996.
- [17] Mazání ložisek. In: *ZKL Group* [online]. Brno: ZKL, a.s., 2022 [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: <https://www.zkl.cz/cs/produkty/obecne-informace-pro-konstruktery/9-mazani-lozisek>
- [18] Gas driven single point automatic lubricators: SKF SYSTEM 24. In: *Gas driven single point automatic lubricators* [online]. Göteborg: SKF, 2020 [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/lubrication-management/lubricators/gas-driven-single-point-automatic-lubricators>
- [19] Hřídelová těsnění. In: *Hřídelová těsnění* [online]. Göteborg: SKF, 2010 [cit. 2022-04-16]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196802e8ff2-10919_CZ_lowres_tcm_54-129139.pdf
- [20] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Šesté. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [21] Knuth: R 80 V. In: *Knuth* [online]. Wasbek: KNUTH Werkzeugmaschinen GmbH, 2021 [cit. 2022-03-07]. Dostupné z: <https://www.knuth.com/en/r-80-v-101558>
- [22] Markagro: DRŽÁK NÁSTROJE S KUŽELEM MORSE-DIN 228. In: *Markagro: DRŽÁK NÁSTROJE S KUŽELEM MORSE-DIN 228* [online]. Frýdek - Místek: Sviadnov, 2004 [cit. 2022-03-12]. Dostupné z: <https://www.markagro.cz/cs/technicke-informace/585-inf-tech/3484-drzak-nastroje-s-kuzelem-morse-din-228.html>
- [23] RAYSPER, Yuri. Morse Taper, scheme. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2006 [cit. 2022-04-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Morse_Taper.png
- [24] SKF Bearing select. In: *SKF Bearing select* [online]. Göteborg: SKF, 2020 [cit. 2022-04-17]. Dostupné z: <https://www.skfbearingselect.com/#/size-lubrication/own-arrangement>
- [25] JM 511946/910: Kuželíková ložiska, jednořadá. In: *SKF* [online]. Göteborg: SKF, 2020 [cit. 2022-04-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-JM%20511946%2F910?system=metric>
- [26] 320/22 X: Kuželíková ložiska, jednořadá. In: *SKF* [online]. Göteborg: SKF, 2020 [cit. 2022-04-17]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-320%2F22%20X?system=metric>

[27] 32005 X: Kuželíková ložiska, jednořadá. In: SKF [online]. Göteborg: SKF, 2020 [cit. 2022-04-17].
Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-32005%20X?system=metric>

13. Seznam obrázků

Obrázek 1 - Vícevřetenová vrtací hlava s pevnou pozicí vrtacích vřeten [2].....	- 6 -
Obrázek 2 - Vícevřetenová vrtací hlava s flexibilní polohou vřeten, kloubový náhon [3].....	- 6 -
Obrázek 3 - Úhlová vrtací hlava [4]	- 7 -
Obrázek 4 – Křížový kloub [1].....	- 8 -
Obrázek 5 - Změna roztečné kružnice na vrtací hlavici s kloubovým pohonem vřeten [1]	- 8 -
Obrázek 6 - Namontovaná vrtací hlava s kloubovým pohonem vřeten [6]	- 9 -
Obrázek 7 - Model hlavice s dvěma vrtacími vřeteny s pohonem pomocí ozubených kol [8].....	- 9 -
Obrázek 8 - Vrtací hlavy firmy Suhner [2]	- 10 -
Obrázek 9 - Vrtáky s Morse kuželem [10]	- 11 -
Obrázek 10 - Upínač typu Weldon [11]	- 11 -
Obrázek 11 - Kleštinový upínač [11].....	- 12 -
Obrázek 12 - Hydraulický upínač [12].....	- 13 -
Obrázek 13 - Tepelný upínač [12].....	- 14 -
Obrázek 14 - Strmý kužel [13]	- 16 -
Obrázek 15 - BIG-PLUS® [13]	- 16 -
Obrázek 16 - Typy HSK [13]	- 17 -
Obrázek 17 - Coromant Capto® [13]	- 18 -
Obrázek 18 - Maximální ohybový a krouticí moment spojek [13]	- 19 -
Obrázek 19 - Statické zkoušky torzní a ohybové odolnosti [13].....	- 19 -
Obrázek 20 - Druhy ozubených kol [16]	- 21 -
Obrázek 21 - Ozubené kolo čelní se šikmými zuby [16]	- 22 -
Obrázek 22 - vyrušení axiální síly u šípovitého ozubení [16].....	- 23 -
Obrázek 23 - První návrh konceptu vrtací hlavy.....	- 25 -
Obrázek 24 - Druhý návrh konceptu vrtací hlavy	- 26 -
Obrázek 25 - Finální návrh konceptu vrtací hlavy	- 27 -
Obrázek 26 - Radiální vrtačka Knuth R80 V [21].....	- 29 -
Obrázek 27 - Vnitřní schéma vrtací hlavy.....	- 31 -
Obrázek 28 - DIN 228-A s vnitřním závitem M24 (vlevo) a DIN 228-B bez vnitřního závitu (vpravo) [22]	- 32 -
Obrázek 29 – Kuželová Morse dutina Mk2 s vyrážecem [23]	- 42 -
Obrázek 30 - Schéma pro výpočet polohy vrtacího vřeten a - 49 -	- 49 -
Obrázek 31 – Souřadný systém konfigurátoru [24]	- 51 -
Obrázek 32 - Schéma kuželíkového ložiska [25].....	- 52 -
Obrázek 33 - Finální 3D model vrtací hlavy – zepředu.....	- 54 -
Obrázek 34 - Finální 3D model vrtací hlavy – zezadu.....	- 54 -
Obrázek 35 - Finální 3D model vrtací hlavy – řez	- 55 -

14. Seznam tabulek

Tabulka 1 - Srovnání a výběr [13]	- 18 -
Tabulka 2 - Řezné podmínky pro vrtání do oceli (obrobitelnost 14 b) [20]	- 27 -
Tabulka 3 - Řezné podmínky pro vrtání do litiny (obrobitelnost 11 a) [20]	- 28 -
Tabulka 4 - Parametry radiální vrtačky Knuth R80 V [21]	- 28 -
Tabulka 5 – Rovnoboké drážkování na hnací hřídeli	- 33 -
Tabulka 6 – Soukolí 12	- 37 -
Tabulka 7 - Parametry předlohové hřídele	- 39 -
Tabulka 8 – Rovnoboké drážkování na předlohové hřídeli	- 39 -
Tabulka 9 – Soukolí 34	- 40 -
Tabulka 10 – Parametry vrtacího vřetena	- 41 -
Tabulka 11 - Síly v soukolí 12 a 34	- 42 -
Tabulka 12 – Tabulka parametrů šroubů u svěrného spoje objímky a vrtačky	- 46 -
Tabulka 13 – Tabulka parametrů šroubového spoje vrtací hlavy a objímky	- 47 -
Tabulka 14 - Tabulka parametrů šroubového spoje dělicích rovin skříně	- 48 -
Tabulka 15 – Parametry kuželíkových ložisek JM 511946/910 [25], 320/22X [26] a 32005X [27] ...	- 52 -
Tabulka 16 – Zatížení hřídelí	- 53 -
Tabulka 17 – Reakce a únosnost ložisek [24]	- 53 -

15. Seznam příloh

all_Návrh čelního ozubení12.xls

all_Návrh čelního ozubení34.xls

Soukolí – Základní prvky.xls

Sestavný výkres.pdf

Výkres podsestavy.pdf

Výrobní výkres předlohové hřídele.pdf

Výrobní výkres vrtacího vřetena.pdf