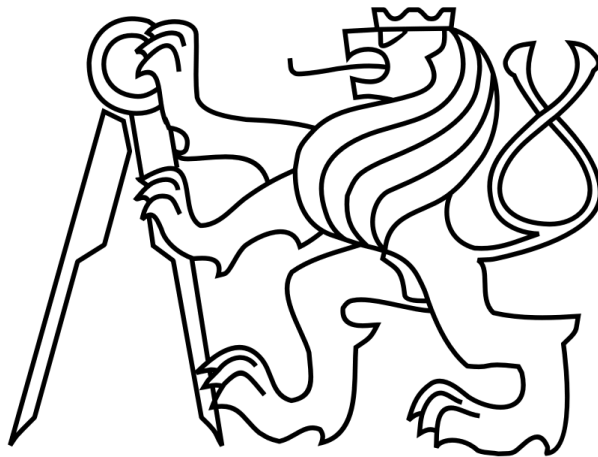


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh strojového upínání nástroje do vřetena konvenční frézky

Michal Daneš

2023

BP 0289

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Daneš** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **502621**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**
Studijní program: **Teoretický základ strojínského inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh strojového upínání nástroje do vřetena konvenční frézky

Název bakalářské práce anglicky:

Design of machine tool clamping for the spindle of a conventional milling machine

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Konvenční frézka má v současném provedení manuální upínání nástrojových držáků do vřetene, které je fyzicky náročné na obsluhu. Cílem práce je navrhnout řešení strojového upínání nástroje s ohledem na ekonomičnost úpravy stávající konstrukce. Klíčové parametry: Vřeteno s max. otáčkami 1400 ot/min, rozhraní ISO50, upínací síla nástroje 20 kN, ovládání tlačítka "upnout/odepnout nástroj", návrh kontroly stavu upnutí nástroje, ekonomické konstrukční provedení. Osnova práce: Přehled stávajících řešení v oblasti upínání nástrojů do vřeten obráběcích strojů. Konceptní návrh možných řešení pro daný stroj, posouzení a volba vhodné finální varianty. Konstrukce finální varianty (vč. nutných návrhových a kontrolních výpočtů). Rozsah textové části: 40 - 60 stran. Rozsah grafické části: Výkresy sestav dle potřeby. Tři výrobní výkresy vybraných dílců.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.; Výukové podklady z předmětu Obráběcí stroje; Technická dokumentace výrobců vřeten a obráběcích ná strojů dostupná na internetu.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

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

Ing. Jaroslav Červenka ústav výrobních strojů a zařízení FS

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2023** Termín odevzdání bakalářské práce: **22.05.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **24.09.2023**

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

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

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

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Prohlášení

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

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

V Praze dne 18.5.2023

.....
podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu doc. Ing. Petru Kolářovi, Ph.D., který mi umožnil řešit bakalářskou práci na mé vlastní téma a jehož rady a připomínky mi nemálo pomohly při řešení mé bakalářské práce. Velké díky patří panu Ing. Jaroslavu Červenkovi, který mě velmi ochotně provázel celým řešením mé bakalářské práce, dával cenné rady, domlouval další konzultace. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Aleši Šimůnkovi, který mi velmi ochotně a trpělivě pomohl s kontrolním výpočtem MKP a panu Ing. Tomáši Krannichovi, Ph.D., který mi ochotně pomohl s návrhem hydraulické části. Na závěr bych rád poděkoval rodině a kamarádům, kteří se mnou prošli celé období mého bakalářského studia a kteří mne podpořili radou, dobrou náladou, či jakkoli jinak.

Anotace

Autor:	Michal Daneš
Název BP:	Návrh strojového upínání nástroje do vřetena konvenční frézky
Rozsah práce:	96 str., 61 obr., 5 tab.
Akad. Rok vyhotovení:	2022/2023
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí BP:	doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jaroslav Červenka
Zadavatel:	
Využití:	Upínání nástrojů v konvenčních frézkách
Klíčová slova:	Upínání, Upínací mechanismus, Nástrojový držák, Tažný čep, Vřeteno
Anotace:	Tato bakalářská práce se zabývá problematikou upínání nástrojů do vřeten s hladkým vývrtem. Byly vytvořeny koncepční návrhy upínacího mechanismu a konstrukce jednoho vybraného.

Annotation

Author:	Michal Daneš
Title of bachelor dissertation:	Design of machine tool clamping for the spindle of conventional milling machine
Extent:	96 p., 61 fig., 5 tab.
Academic year:	2022/2023
University:	CTU in Prague, Faculty of mechanical engineering
Department:	Ú12135 – Research Centre of Manufacturing Technology
Supervisor:	doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Consultant:	Ing. Jaroslav Červenka
Submitter of theme:	
Application:	Machine tool clamping for conventional milling machines
Key words:	Clamping, Clamping mechanism, Tool holder, Pull stud, Spindle
Annotation:	This bachelor's thesis deals with tool clamping for mills with smooth bores. There were made conceptual designs and design of one chosen mechanism.

Obsah

1	Úvod.....	20
2	Cíl práce.....	21
3	Stávající stroj k přestavbě	22
4	Rešerše – upínání nástrojů do vřeten	23
4.1	Nástrojové soustavy	23
4.2	Způsoby upínání nástrojů do vřeten	24
4.2.1	Přímé upnutí nástroje do vřetena.....	24
4.2.2	Nepřímé upnutí nástroje do vřetena.....	27
4.3	Moderní upínací mechanismus.....	31
4.4	Další funkce moderních upínacích mechanismů	33
4.4.1	Ofuk třísek při výměně nástroje-čištění.....	33
4.4.2	Přívod řezné kapaliny skrz vřeteno	33
4.5	Periferie upínacího mechanismu	33
4.5.1	Zásobník a podavač nástrojů.....	33
4.5.2	Řídící jednotka	34
4.5.3	Kontrola upínací síly	34
5	Koncepty řešení	35
5.1	Poháněný šroub (A).....	35
5.2	Kleština s upínacími rameny (B).....	36
5.3	Otočný mechanismus (C)	38
5.4	Upínací kameny (D).....	39
5.5	Celkové zhodnocení konceptů	39
6	Popis konstrukce upínacího mechanismu.....	41
6.1	Důležité polohy upínače	41
6.1.1	ODEPNUTÍ	42
6.1.2	UPNUTÍ.....	43
6.2	Jednotlivé součásti upínače	43
6.2.1	Zavírač.....	43
6.2.2	Trubka zavírače	44
6.2.3	Tažný čep	44
6.2.4	Klec.....	45
6.2.5	Kameny.....	45

6.2.6	Klobouk.....	45
6.3	Upínací a odepínací jednotka.....	46
6.3.1	Pružinový svazek.....	46
6.3.2	Těleso upínací jednotky.....	47
6.3.3	Odepínací jednotka.....	48
6.4	Důležité polohy upínací a odepínací jednotky.....	49
6.4.1	Poloha UPNUTO.....	49
6.4.2	Poloha ODEPNUTO.....	49
6.4.3	Poloha UPNUTO BEZ NÁSTROJE.....	50
6.5	Senzorika.....	51
7	Návrhové a kontrolní výpočty.....	52
7.1	Dimenzování závitu spojovacího klec mechanismu a tažnou tyč.....	52
7.2	Návrh rozložení geometrie v upínači.....	54
7.2.1	Předpoklady návrhového výpočtu upínače.....	54
7.2.2	Výpočet kontaktního tlaku na kuželu.....	54
7.2.3	Místo I.....	56
7.2.4	Místo II.....	60
7.2.5	Místo III.....	61
7.2.6	Místo IV a V.....	62
7.2.7	Místo VI.....	65
7.2.8	Minimální výška zdvihu ZDV_{min}	68
7.2.9	Iterátor.....	68
7.2.10	Výstupy návrhového výpočtu.....	69
7.3	Kontrolní výpočet upínače pomocí MKP.....	69
7.3.1	Zjednodušení modelu.....	70
7.3.2	Kontaktní plochy.....	70
7.3.3	Materiál.....	71
7.3.4	Meshing.....	71
7.3.5	Zhodnocení simulace a porovnání s analytickým výpočtem.....	71
7.4	Návrh pružinového svazku.....	75
7.4.1	Výpočet maximálního stlačení talířové pružiny.....	75
7.4.2	Skládání pružin.....	76
7.4.3	Výpočet odepínací síly.....	77



7.5	Kontrolní výpočty upínací a odepínací jednotky	78
7.5.1	Tah/tlak/otlačení/střih	78
7.5.2	Svary	79
7.5.3	Šroubové spoje	79
7.5.4	Vodící pásy	81
7.5.5	Vzpěr tažné tyče	82
7.5.6	Prodloužení tažné tyče	84
7.6	Parametry odepínací jednotky	84
7.7	Tloušťka seřizovací podložky	85
7.8	Vůle mezi klecí a zavíračem	85
7.9	Kolizní stav	86
8	Složení a seřízení mechanismu	87
8.1	Mechanika	87
8.2	Hydraulika	88
8.3	Elektronika	88
8.4	Kontrola upínací síly	89
9	Závěr	90



Přehled užitých veličin

Zkratka	Popis veličiny	Jednotka Veličiny
A_I	plocha v místě I	$[\text{mm}^2]$
A_I'	dílčí plocha v místě I	$[\text{mm}^2]$
A_{II}	plocha v místě II	$[\text{mm}^2]$
A_{III}	plocha v místě III	$[\text{mm}^2]$
A_{III}'	dílčí plocha v místě III	$[\text{mm}^2]$
A_{IV}	plocha v místě IV	$[\text{mm}^2]$
A_V	plocha v místě V	$[\text{mm}^2]$
A_{VI}	plocha v místě VI	$[\text{mm}^2]$
A_{3-M16}	plocha dřívku závitové části tažné tyče	$[\text{N}/\text{mm}^2]$
$A_{3š}$	plocha dřívku šroubu	$[\text{mm}^2]$
A_5	plocha závitové části klece	$[\text{mm}^2]$
A_{5-M16}	plocha trubkové části klece	$[\text{mm}^2]$
A_6	plocha závitové části tažné tyče	$[\text{mm}^2]$
$A_{\text{činná}}$	činná plocha pístu	$[\text{mm}^2]$
$A_{\text{tyče}}$	plocha tažné tyče	$[\text{mm}^2]$
a	šířka drážky pro kámen	$[\text{mm}]$
a_1	kratší strana obdélníka	$[\text{mm}]$
a_2	delší strana obdélníka	$[\text{mm}]$
a_{k1}	délka povrchové úsečky kuželu	$[\text{mm}]$
a_{k2}	délka povrchové úsečky komolého kuželu	$[\text{mm}]$
a_s	výška svaru	$[\text{mm}]$
b	hloubka useknutí kamenu	$[\text{mm}]$



b_1	hloubka useknutí kamenu v prvním případě	[mm]
b_2	hloubka useknutí kamenu ve druhém případě	[mm]
$counter_{AII}$	počet bodů uvnitř obrazce A_{II}	[-]
$counter_{AIII}$	počet bodů uvnitř obrazce A_{III}	[-]
$counter_{S1}$	počet bodů uvnitř obrazce S_1	[-]
D	velký průměr závitu	[mm]
D_1	průměr šroubu D_1	[mm]
$D_{1š}$	průměr D_1 šroubu	[mm]
D_{2-kt}	střední průměr závitu spojovací klec a tažnou tyč	[mm]
D_{3-M16}	malý průměr dřívku závitu M16	[mm]
D_d	průměr díry pro šroub	[mm]
D_e	vnější průměr talířové pružiny	[mm]
D_{M16}	velký průměr závitu M16	[mm]
D_i	vnitřní průměr talířové pružiny	[mm]
D_s	střední průměr pružiny	[mm]
$D_š$	velký průměr šroubu	[mm]
d	průměr drátu pružiny	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
$d_{2š}$	průměr d_2 šroubu	[mm]
$d_{3š}$	průměr dřívku šroubu	[mm]
d_{k1}	průměr 1 komolého kuželu	[mm]
d_{k2}	průměr 2 komolého kuželu	[mm]
d_s	střední průměr funkčního kuželu	[mm]
$d_{tyče}$	průměr tažné tyče	[mm]



$d_{tyče16}$	průměr náhradní tažné tyče	[mm]
d_v	vnější průměr trubky	[mm]
$d_{vedení-min}$	menší průměr vodicího kroužku	[mm]
E	Youngův modul pružnosti	[MPa]
e	rameno ohybového momentu	[mm]
e_{kr}	rameno krouticího momentu	[mm]
e_p	maximální dovolená excentricita pístu	[mm]
e_{p1}	dovolená excentricita pístu pro případ 1	[mm]
e_{p2}	dovolená excentricita pístu pro případ 2	[mm]
F	síla	[N]
F_1	minimální provozní síla pružiny klobouku	[N]
F_8	maximální provozní síla pružiny klobouku	[N]
F_g	síla tíže	[N]
F_{kr}	kritická síla na vzpěr	[N]
F_N	normálová síla	[N]
F_O	odepínací síla	[N]
F_{Omax}	maximální odepínací síla	[N]
F_{par}	síla paralelně řazených pružin se zanedbáním tření	[N]
F_{par-t}	síla paralelně řazených pružin bez zanedbání tření	[N]
F_V	vyrážecí síla	[N]
F_X	radiální síla vytvořená sešikmením dosedací plochy	[N]
F_Z	upínací síla	[N]
f	součinitel tření	[-]
$f_{mazaný}$	součinitel tření v mazaném stavu	[-]



$f_{\text{suchý}}$	součinitel tření v suchém stavu	[-]
H_I	výška opěrné plochy	[mm]
H_{IV}	výška kamenu	[mm]
H_V	výška kroužku klece	[mm]
H_C	výška dosedací části tažného čepu	[mm]
H_{sevreni}	výška potřebná pro sevření mechanismu	[mm]
H_{sp}	tloušťka seřizovací podložky	[mm]
h_0	volná délka jedné talířové pružiny	[mm]
i	kvadratický poloměr průřezu	[mm]
i_{pr}	počet pružin při sériovém řazení	[-]
J	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
K_1	konstanta 1 pro výpočet talířové pružiny	[-]
K_2	konstanta 2 pro výpočet talířové pružiny	[-]
K_3	konstanta 3 pro výpočet talířové pružiny	[-]
$k_{H_{\text{sp}}}$	bezpečnostní součinitel seřizovací podložky	[-]
krok_plochy	velikost kroku iteračního výpočtu plochy	[mm]
krok_iterace	velikost kroku iteračního výpočtu rozměrů upínače	[-]
k_{pI}	bezpečnostní součinitel v místě I	[-]
k_{pII}	bezpečnostní součinitel v místě II	[-]
k_{pIII}	bezpečnostní součinitel v místě III	[-]
$k_{\text{p-kont}}$	bezp. souč. kontaktního tlaku vztažený k mezi kluzu	[-]
k_{svaru}	bezp. souč. napětí kout. svaru vztažený k upravené mezi kluzu	[-]
$k_{\text{pš}}$	bezp. předepnutí šroubu	[-]
k_{vZ}	bezpečnostní součinitel seřizovací vůle mezi klecí a zavíračem	[-]



$k_{vzpěr}$	bezpečnostní součinitel vzpěru	[-]
k_{σ}	bezpečnostní součinitel vztažený k mezi kluzu	[-]
$k_{\sigma IV}$	bezpečnostní součinitel v místě IV	[-]
$k_{\sigma V}$	bezpečnostní součinitel v místě V	[-]
$k_{\sigma VI}$	bezpečnostní součinitel v místě VI	[-]
$k_{\sigma red}$	bezp. součinitel redukovaného napětí vztažený k mezi kluzu	[-]
L_0	volná délka svazku talířových pružin	[mm]
L_{0k}	volná délka pružiny klobouku	[mm]
L_3	vzdálenost mezi dosedací plochou a hrany hlavy tažného čepu	[mm]
$L_{oblouku}$	délka oblouku dosedací plochy	[mm]
L_{svaru}	délka svaru	[mm]
l	délka funkčního kuželu	[mm]
$l_{tyče}$	délka výpočtové části tažné tyče	[mm]
M_C	celkový moment potřebný k utažení šroubu	[Nmm]
M_{th}	třecí moment pod hlavou šroubu	[Nmm]
M_Z	třecí moment v závitě	[Nmm]
n	počet pružin při paralelním řazení	[-]
$n_{svarů}$	počet svarů	[-]
$n_{šr}$	počet šroubů	[-]
n_{vzp}	případ vzpěru	[-]
P	rozteč závitu	[mm]
p	tlak v hydraulickém okruhu	[MPa]
p_I	kontaktní tlak v místě I	[MPa]
$p_{I-nové}$	nový kontaktní tlak v místě I	[MPa]



$p_{I\text{-staré}}$	starý kontaktní tlak v místě I	[MPa]
p_{II}	kontaktní tlak v místě II	[MPa]
$p_{II\text{-nové}}$	nový kontaktní tlak v místě II	[MPa]
$p_{II\text{-staré}}$	starý kontaktní tlak v místě II	[MPa]
p_{III}	kontaktní tlak v místě III	[MPa]
$p_{III\text{-nové}}$	nový kontaktní tlak v místě III	[MPa]
$p_{III\text{-staré}}$	starý kontaktní tlak v místě III	[MPa]
p_{hs}	kontaktní tlak pod hlavou šroubu	[MPa]
p_{kont}	kontaktní tlak	[MPa]
$p_{kuž}$	kontaktní tlak na kuželu	[MPa]
p_{mk}	kontaktní tlak na mezikruží	[MPa]
$p_{pásu}$	tlak na vodicím pásu	[MPa]
p_z	tlak v závitech	[MPa]
p_{z-M16}	tlak v závitech šroubového spoje klece a tažné tyče	[MPa]
Q	celková předepínací síla	[N]
Q_i	předepínací síla jednoho šroubu	[N]
R	zaoblení v drážce pro kámen	[mm]
R_1	reakce vodicího pásu při odepnutí pro případ 1	[N]
R_2	reakce vodicího pásu při upnutí pro případ 2	[N]
R_{hrany}	poloměr zaoblení hrany	[mm]
r_1	poloměr dířku tažného čepu	[mm]
r_2	poloměr hlavy tažného čepu	[mm]
r_3	poloměr dosedací plochy mezi kamenem a zavíračem	[mm]
r_4	vnější poloměr spodní části klece	[mm]



r_{k1}	malý poloměr komolého kuželu	[mm]
r_{k2}	velký poloměr komolého kuželu	[mm]
S	plocha	[mm ²]
S_1	dílčí plocha užitá při výpočtu plochy A_{vI}	[mm ²]
S_2	dílčí plocha užitá při výpočtu plochy A_{vI}	[mm ²]
S_4	dílčí plocha užitá při výpočtu plochy A_{vI}	[mm ²]
S_{mk}	plocha mezikruží	[mm ²]
S_{pl}	povrch pláště komolého kuželu	[mm ²]
S_s	střižná plocha	[mm ²]
s_1	stlačení svazku talířových pružin odpovídající upínací síle	[mm]
s_2	stlačení svazku talířových pružin odpovídající odepínací síle	[mm]
s_{hlavy}	rozměr pro klíč hlavy šroubu	[mm]
s_{ser}	celkové stlačení pružinového svazku	[mm]
T_1	vzdálenost silové dvojice R1	[mm]
T_2	vzdálenost silové dvojice R2	[mm]
T_{ζ}	délkové toleranční pole tažného čepu	[mm]
T_{ND}	délkové toleranční pole nástrojového držáku	[mm]
t	tloušťka talířové pružiny	[mm]
$t_{odepnuti}$	čas potřebný pro odepnutí nástroje	[s]
$t_{r-odepínače}$	reakční čas odepínače	[s]
u	výška vodícího pásu	[mm]
\dot{V}	objemový průtok	[mm ³ /s]
v_1	vůle mezi dřikem tažného čepu a kamenem	[mm]
v_2	vůle mezi hlavou tažného čepu a vnitřní m poloměrem klece	[mm]



V_H	vůle mezi klecí a zavíračem (v ose Z)	[mm]
V_{L3}	vůle mezi klecí a tažným čepem	[mm]
V_{pistu}	rychlost vysouvání pístu	[mm/s]
V_Z	seřizovací vůle mezi klecí a zavíračem	[mm]
W_1	výška trojúhelníku	[mm]
W_2	délka základny trojúhelníka	[mm]
W_{O-V}	průřezový modul v ohybu v místě V	[mm ³]
W_{O-VI}	průřezový modul v ohybu v místě VI	[mm ³]
W_{P-V}	průřezový modul v krutu v místě V	[mm ³]
x	souřadnice ve směru X	[mm]
x_{pa}	souřadnice přímky p_a	[mm]
$x_{pa'}$	souřadnice přímky p_a'	[mm]
Y_p	souřadnice kolize hlavy tažného čepu a kamenu ve směru Y	[mm]
Y_{str2}	funkční hodnota na kružnice k_2	[mm]
Y_{str4}	funkční hodnota na kružnice k_4	[mm]
$y_{k1'}$	funkční hodnota kružnice k_1'	[mm]
y_{k2}	funkční hodnota kružnice k_2	[mm]
$y_{k2'}$	funkční hodnota kružnice k_2'	[mm]
y_{k3}	funkční hodnota kružnice k_3	[mm]
y_{k4}	funkční hodnota kružnice k_4	[mm]
y_n	posunutí kružnice ve směru osy Y	[mm]
y_{pc}	funkční hodnota přímky p_c	[mm]
ZDV	výška zdvihu	[mm]
ZDV _{min}	minimální výška zdvihu	[mm]



$ZDV_{\text{pístnice}}$	zdvih pístnice hydraulického válce	[mm]
z_T	počet závitů	[-]
α	úhel funkčního kuželu od osy rotace	[°]
β_n	poloviční úhel profilu závitu v normálovém řezu	[°]
γ_Z	úhel stoupání závitu	[°]
$\Delta L_{\text{tyče}}$	prodloužení tažné tyče	[mm]
ΔX	dovolené posunutí v ose X	[mm]
ΔY	dovolené posunutí v ose Y	[mm]
ΔZ	dovolené posunutí v ose Z	[mm]
δ	poměr vnějšího a vnitřního poloměru talířové pružiny	[-]
θ	úhel oblouku dosedací plochy	[rad]
θ_1	úhel oblouku dosedací plochy pro případ 1	[rad]
θ_2	úhel oblouku dosedací plochy pro případ 2	[rad]
λ	štíhlost	[-]
λ_{mez}	mezní štíhlost	[-]
μ	poissonovo číslo	[-]
μ_M	součinitel povrchového tření	[-]
μ_R	součinitel tření na okrajích pružiny	[-]
σ	napětí	[N/mm ²]
σ_I	napětí v místě I talířové pružiny	[N/mm ²]
$\sigma_{IV-\text{nové}}$	nové redukované napětí v místě IV	[MPa]
$\sigma_{IV-\text{staré}}$	staré redukované napětí v místě IV	[MPa]
$\sigma_{V-\text{nové}}$	nové redukované napětí v místě V	[MPa]
$\sigma_{V-\text{staré}}$	staré redukované napětí v místě V	[MPa]



$\sigma_{VI-nové}$	nové redukované napětí v místě VI	[MPa]
$\sigma_{VI-staré}$	staré redukované napětí v místě VI	[MPa]
σ_{A3}	napětí dřívku šroubu při utahování	[N/mm ²]
$\sigma_{analyticky}$	redukované napětí vypočítané analyticky	[N/mm ²]
σ_k	mez kluzu	[N/mm ²]
$\sigma_{klece-M16}$	napětí na trubkové části klece	[N/mm ²]
σ_{MKP}	redukované napětí (tlak) vypočítané pomocí MKP	[N/mm ²]
σ_{red-IV}	redukované napětí v místě IV	[N/mm ²]
σ_{red-V}	redukované napětí v místě V	[N/mm ²]
σ_{red-VI}	redukované napětí v místě VI	[N/mm ²]
σ_{red}	redukované napětí	[N/mm ²]
$\sigma_{redš}$	redukované napětí dřívku závitu při utahování	[N/mm ²]
$\sigma_{tyce-M16}$	napětí dřívku závitové části tažné tyče	[N/mm ²]
σ_u	mez úměrnosti	[N/mm ²]
τ	smykové napětí	[N/mm ²]
τ_V	výsledné napětí v koutovém svaru	[N/mm ²]
ϕ	úhel komolého kuželu	[rad]
φ	úhel sevření	[°]
φ_{kr}	třecí úhel	[°]
$\varphi_{kr-suchý}$	třecí úhel za sucha	[°]
$\varphi_{kr-mazaný}$	třecí úhel v mazaném stavu	[°]
φ'_z	třecí úhel závitu	[°]

1 Úvod

Možnost jednoduše vyměnit nástroj při obrábění zvyšuje výrobní možnosti, zkracuje vedlejší časy a v neposlední řadě zpříjemňuje práci obsluze. U větších konvenčních strojů je manuální výměna nástrojů fyzicky náročná. Pokud obsluha provádí výměnu nástroje sama, musí kvůli výšce vřetena balancovat na žebříku nebo na židli a snažit se jednou rukou držet například sedmikilový nástrojový držák v dutině vřetena a druhou rukou se pokoušet do nástrojového držáku zašroubovat tažnou tyč, která ústí na druhém konci vřetena. Z tohoto důvodu se jeví jako velmi výhodné opatřit vřeteno strojním upínáním, které zajistí snadné, rychlé a bezproblémové upnutí nástrojového držáku do vřetena.

2 Cíl práce

Cílem této práce byl tedy návrh strojového upínání nástrojů do vřetena konvenční frézky, jenž byla znázorněna na Obrázku 2. Frézka má výsuvnou hřídel, která byla zablokována z důvodu nevyužití této funkce při běžném provozu a z důvodu usnadnění konstrukce celého upínacího mechanismu.

Po vytvoření rešerše bylo možné se snáze orientovat ať už při aplikaci existujícího řešení, či se inspirovat při konstrukci řešení vlastního.

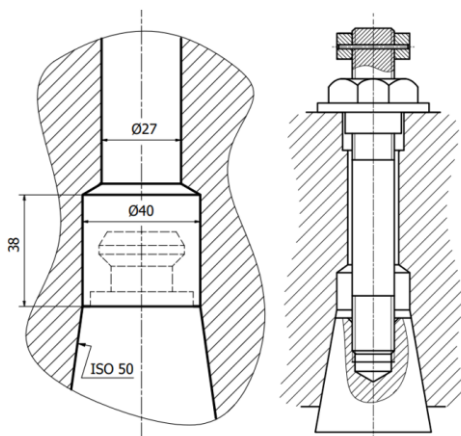
V části věnované vlastnímu řešení byl učiněn výběr z velkého množství koncepčních návrhů a existujících řešení upínání. Z této skupiny byl po důkladném zhodnocení předností a úskalí jednotlivých mechanismů zvolen jeden nejvhodnější, pro nějž byly provedeny návrhové a kontrolní výpočty. Dále byla navržena jednotka vytvářející upínací sílu a odepínací jednotka společně s kontrolou stavu upnutí nástroje.

V neposlední řadě byl stručně popsán postup montáže upínacího mechanismu na vřeteno frézky.

Závěrem bylo provedeno shrnutí a zhodnocení celé práce. Výstupem byl navržený upínací mechanismus společně s jedním sestavným a třemi návrhovými výkresy.

3 Stávající stroj k přestavbě

Upínací mechanismus byl navržen pro frézku FSS 315-V od výrobce Fritz-Heckert-Werk. Vřeteno frézky je opatřeno kuželem ISO 50, který slouží jako rozhraní s nástrojovým držákem. Na kuželovou část hřídele navazuje válcová část o průměru 40 mm a délce 38 mm. Dále následuje vývrt o průměru 27 mm, který ústí na druhém konci vřetena a jímž prochází tažná tyč. Vřeteno má v porovnání s moderními stroji nízké otáčky – 1400ot/min. Při konstrukci tedy je možné zanedbat drobné nevývahy upínacího mechanismu.



Obrázek 1 Spodní část dutiny vřetena a stávající upínací mechanismus

Vrchní část vřetena se nachází 2,2 metru vysoko nad zemí. Nástrojové držáky ISO 50 mívají obvyklou hmotnost 3 až 7 kg. Přístup ke spodní části vřetena je obtížně dostupný přes konzolu a stoly frézky. Z těchto důvodů je vhodné navrhnout a realizovat přestavbu upínacího mechanismu.



Obrázek 2 Stávající stroj k přestavbě a nástroj s ISO 50

4 Rešerše – upínání nástrojů do vřeten

Tato část práce byla zaměřena na vytvoření přehledu nejpoužívanějších, popřípadě konstrukčně od standardního řešení odlišných nástrojových držáků a upínacích mechanismů určených pro frézovací stroje. Jelikož je tématem práce návrh strojového upínání nástrojů, nabízí se vytvoření rešerše právě na toto téma. Po zhodnocení výsledků rešerše bylo možné se snáze orientovat při aplikaci existujícího upínacího mechanismu a rozhraní s nástrojovým držákem, popřípadě se inspirovat při řešení mechanismu vlastního.

4.1 Nástrojové soustavy

Nástrojová soustava je označení pro soubor dílů, který se nachází mezi vřetenem a obrobkem. Má za úkol spolehlivě přenést krouticí moment, ohybový moment a osovou sílu mezi vřetenem a břitem nástroje, které jsou nezbytné pro obrábění.

Nástrojové soustavy jsou kritickým souborem dílů, který má zásadní vliv na výkonnost, spolehlivost a přesnost obrábění. Velmi důležité jsou také univerzálnost, celkové rozměry a hmotnost, které usnadňují kompatibilitu jak s nástrojem, tak se systémem AVN. [1]



Obrázek 3 Příklad provedení nástrojových držáků [1]

V kontextu s výměnou nástroje jsou nástrojové držáky, jenž jsou založeny na kuželu s kuželovitostí 7/24 podstatně delší a těžší, než jsou například nástrojové držáky HSK, nebo KM4X. [2] Převážně tyto dva faktory znesnadňují integraci se systémem AVN.

U novějších druhů trnů jsou tendence zvyšovat počet dosedacích ploch, což má za následek zvýšení tuhosti nástrojové soustavy. Zejména přidání čelní dosedací plochy má za následek to, že se kužel vlivem tření, vibrací, změn teploty apod. nezasekne v kuželové dutině vřeten a neznesnadní jeho vyjmutí. Na druhou stranu je ale kladen daleko větší důraz na přesnost kontaktních ploch mezi vřetenem a trnem, což zvyšuje výrobní cenu.

4.2 Způsoby upínání nástrojů do vřeten

Vřeten a do sebe v naprosté většině případů nemají přímo zabudovaný nástroj. Z praktického a ekonomického hlediska je výhodné, aby byl nástroj snadno vyměnitelný, ať už z důvodu výměny opotřebovaného nástroje za nový nebo kvůli výměně původního nástroje za zcela jiný. Protože dochází k brždění nástroje řeznými silami, je nutné zajistit, aby docházelo mezi vřetenem a nástrojem ke spolehlivému přenosu krouticího momentu, ohybového momentu a osových sil. To je nejčastěji řešeno buď třecím spojením, tvarovým spojením, popřípadě jejich kombinací.

4.2.1 Přímé upnutí nástroje do vřeten

Konstrukčně nejjednodušší a zpravidla nejpřesnější je přímé upnutí nástroje do vřeten. Jedním z mnoha způsobů upnutí nástroje je vsazení nástroje do kleštiny. Kleštiny se obvykle dají vyměňovat. Jeden druh kleštiny má stejnou geometrii vnějšího povrchu a rozdílné velikosti (někdy i tvary) otvorů, což umožňuje upnutí nástrojů různých velikostí do stejné dutiny vřeten.

Kleštiny jsou vyrobeny tak, že jsou schopné se pružně sevřít. Vnější povrch kleštiny a vnitřní povrch dutiny upínacího pouzdra jsou opatřeny kuželky. Sevření kleštiny proběhne tak, že se pružná kleština nasune do nepružného pouzdra, čímž dojde k obepnutí nástroje kleštinou.

Kleštin existuje celá řada. Níže uvádím jako příklad ER a R8 kleštiny.

Přesné ER kleštiny

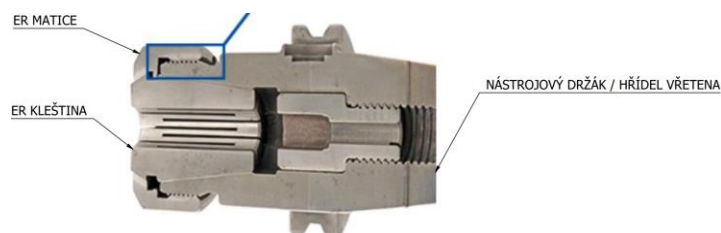
ER kleštiny se většinou používají pro nástroje, na které působí menší řezné síly. Mají dobrou přesnost upnutí. Jsou často aplikovány u jednodušších elektrovřeten

zajména menších rozměrů, popřípadě jsou integrovány do nástrojových držáků, o kterých je pojednáno níže.



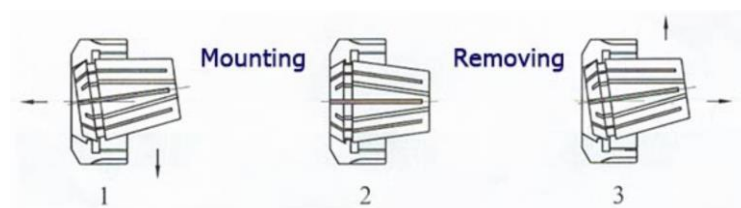
Obrázek 4 Příklad elektrovřetena s integrovanou ER kleštinou [2]

ER kleštiny jsou zajištěny ER maticí, která našroubováním na hřídel vřetena poskytne potřebnou zarážecí sílu, která vytvoří předpětí v upínané soustavě. Upnutí nástroje je pouze silové. Na obrázku 5 je znázorněna ER kleština v řezu vsazená do dutiny, zajištěna ER maticí.



Obrázek 5 Řez ER kleštinou [3]

Kleština s maticí jsou do sebe zacvaklé. Výměna kleštiny proběhne tak, že matice při vyšroubování vytáhne kleštinu z pouzdra. Následné vycvaknutí kleštiny z matice je docíleno působením síly z boku kleštiny, jak je ukázáno na Obrázku 6.



Obrázek 6 Výměna ER kleštiny [4]

R8 kleštiny

R8 kleštiny se většinou používají u vřeten konvenčních frézovacích strojů, při jejichž konstrukci bylo dbáno na rychlou výměnu nástroje. Stejně jako ER kleštiny nedisponují

R8 kleštiny unašečem, takže i přes vyšší upínací síly nejsou vhodné pro těžší hrubování. Příklad R8 kleštin je znázorněn na Obrázku 7.



Obrázek 7 R8 kleštiny [5]

R8 kleštiny jsou v zadní části opatřeny závitem, do kterého je našroubována tažná tyč. Utažením tažné tyče dojde ke stažení kleštiny.

Výměna kleštiny proběhne vyšroubováním tažné tyče ze závitu a následným našroubováním kleštiny nové.

Morse kužel

Další možností upnutí je nástroj, který je opatřen kuželem a vnitřním závitem, do kterého je přímo zašroubována tažná tyč. Tento způsob upevnění je používán u starších vřeten s nástroji, které mají velký průměr stopky. Protože již jde o nástroje s větším průměrem, na které působí větší moment než u ER a R8 kleštin, ale stále toto upnutí nedisponuje unášecími kameny, je uložení opatřeno strmějším úhlem, který lépe přenesení krouticí moment. Výhodou i nevýhodou tohoto způsobu upnutí je, že se nástroj snáze zasekne do vřetena, což zajistí lepší přenos krouticího momentu, na druhou stranu to však znesnadní výměnu nástroje.



Obrázek 8 Fréza s kuželem morse [6]

Výměna nástroje proběhne tak, že je tažná tyč částečně vyšroubována ze závitu v nástroji, poté obsluha zapůsobí silou na tažnou tyč ve směru vyjmutí nástroje

(většinou realizováno pomocí palice, ...). Tím je nástroj uvolněn ze sevření kuželu. Poté dojde k volnému vyšroubování tažné tyče z nástroje a k jejímu zašroubování do nástroje jiného.

Upínání nástrojů přímo do vřeten je však neefektivní z hlediska času upnutí a ergonomie. Jelikož jsou výše zmíněná řešení založena pouze na silovém spojení, nejsou schopna přenesení vysokého krouticího momentu potřebného pro těžší hrubování. Je tedy výhodné nástroj upevnit do normalizovaného nástrojového držáku, který obsluha bez jakýchkoli větších obtíží a časových prodlev upne do vřetena.

4.2.2 Nepřímé upnutí nástroje do vřetena

Nástrojový držák musí být schopen přenést velké řezné síly a krouticí moment. Z tohoto důvodu jsou na vřetenech umístěny unášecí kameny a na nástrojových držácích drážky, které zajistí přenos vyššího krouticího momentu, než by bylo možné dosáhnout pomocí spojení založeném pouze na tření.

Pro nástrojové držáky platí, že by mělo být jejich uložení do vřetena co nejvíce tuhé. Důraz je také kladen na snadné upnutí a vyjmutí nástrojového držáku ze vřetena.

Nástrojové držáky mohou být upnuty do vřeten různými způsoby. Často však platí, že nástrojový držák má jen jeden optimální upínací mechanismus, kterému je uzpůsoben nejen tvar stopky, ale i celé vřeteno. Příklady nejběžnějších upnutí nástrojových stopek uvádím níže.

Kuželová rozhraní s jednou dosedací plochou—morse kužel, SK/ISO, MAS BT, CAT

U starších frézovacích strojů se můžeme setkat se vřeteny, která sice mají rozhraní pro použití nástrojového držáku — například morse nebo ISO kužel, avšak zarážecí síla působící na nástrojový držák je vyvozena tažnou tyčí, která je zašroubována přímo do nástrojového držáku. Pro odepnutí nástroje je nutné kompletní vyšroubování tažné tyče z nástrojového držáku a jeho vytlačení ze vřetena stejným způsobem, jak bylo zmíněno výše v podkapitole 4.2.1 v části věnované upnutí nástrojů opatřených morse kuželem. Výměna nástroje tímto způsobem je rychlejší, než například výměna nástroje u vřetena se zabudovanou kleštinou (nástroj je vždy nutné znovu zaměřit). Na druhou

stranu má ale také značné nedostatky z hlediska času upnutí a ergonomie. Jedním z důvodů je, jak bylo zmíněno výše, nutnost tažnou tyč zašroubovat, respektive vyšroubovat z nástrojového držáku. Výrazný problém nastává u větších strojů, kdy jsou nástrojové držáky velké, těžké a obsluha při držení nástrojového držáku ve vřetení nedosáhne na vrchní část tažné tyče. Je tedy nutná výměna nástroje ve více lidech.

Kleština s tažným čepem – SK/ISO, MAS BT, CAT, BIG-PLUS

Jedním z nejčastějších řešení moderních upínacích systémů určených pro frézovací vřetena je řešení pomocí tažného čepu a kleštiny opatřené upínacími rameny.

Tažný čep je zašroubován v nástrojovém držáku. Tažná tyč je opatřena kleštinou, která se při posuvu tažné tyče směrem od nástrojového držáku kolem tažného čepu sevře díky kontuře uvnitř dutiny vřetena. Pohyb tažné tyče je velmi krátký, takže je upnutí nástroje do vřetena mimo jiné velmi rychlé.



Obrázek 9 Upínač a SK nástrojový držák s tažným čepem [7]

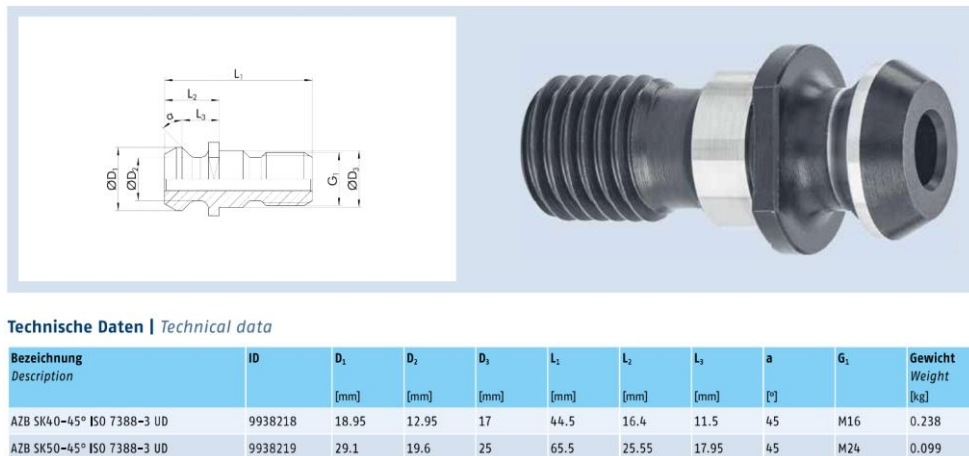
Mezi nevýhody těchto nástrojových držáků se řadí jejich vysoká hmotnost a délka, která znesnadňuje integraci s AVN.

Jako rozhraní mezi tažnou tyčí a nástrojovým držákem slouží tažná ramena a tažný čep. Tažných čepů existuje celá řada. Liší se velikostí, délkou, geometrií dosedacích ploch, průměrem díku, přítomností otvoru pro přívod řezné kapaliny skrz vřeteno a nástroj apod.

Protože mají různé druhy tažných čepů odlišné rozměry, je velmi důležité, aby nedošlo k jejich záměně. Záměna by mohla způsobit poškození upínacího

mechanismu, vypadnutí nástrojového držáku ze vřetena nebo dokonce poškození samotné dutiny vřetena. Toto poškození by mohlo být velmi náročné na opravu, jejíž výsledkem by mohla být kompletní výměna vřetena.

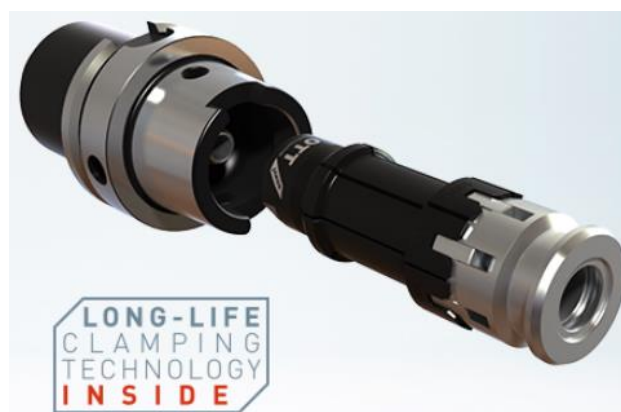
Dříky tažných čepů jsou namáhány převážně na tah, popřípadě na tlak při vytlačení nástrojového držáku z dutiny vřetena.



Obrázek 10 Příklad rozměrů tažných čepů [8]

Strmé kužely (HSK)

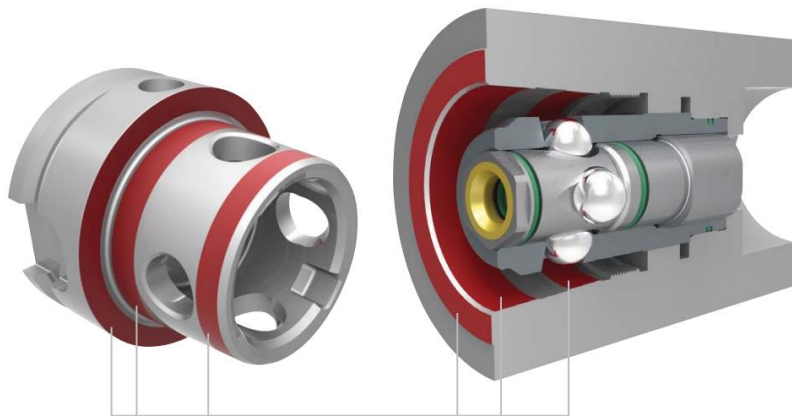
Nástrojové držáky HSK disponují strmějším kuzelem než například držáky ISO. Kužel 1:10 dokáže lépe přenést ohybový moment, což přispívá ke zvýšení výkonnosti při obrábění. Upínač je na rozdíl od nástrojových držáků ISO uvnitř nástrojového držáku, což má díky působení odstředivých sil při vysokých otáčkách za následek ještě silnější sevření ve vřetenu. Mimo jiné jsou také důležité menší celkové rozměry a hmotnost.



Obrázek 11 Upínač a nástrojový držák HSK [7]

Rozhraní Kennametal (KM a KM4X)

Stejně jako nástrojový držák HSK mají i nástrojové držáky vyvinuté firmou Kennametal dosedací kužel 1:10. Upínač je podobný s tím rozdílem, že spojení tažné tyče s nástrojovým držákem nezajišťují rozepínací ramena, ale kalené kuličky. Ty se při upnutí přemístí do připravených děr v nástrojovém držáku. Tento systém má výbornou tuhost, nástrojové držáky jsou kratší a o poznání lehčí, než například ISO držáky, což umožňuje snazší integraci AVN. Na druhou stranu je nutné vhodně orientovat otočení nástrojového držáku vůči vřetenu.

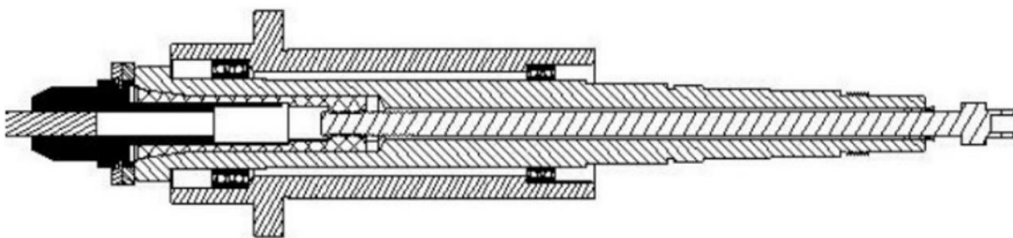


Obrázek 18 KM4X [9]

Tormach Tooling System (TTS)

Za zmínku jistě stojí řešení výrobce Tormach, který přišel s ekonomickým řešením pro slabší vřetena s nižšími otáčkami opatřené R8 kleštinou. [10]

Tento systém využívá R8 kleštiny, která upíná nástrojový držák s válcovou stopkou, popřípadě přímo nástroj.

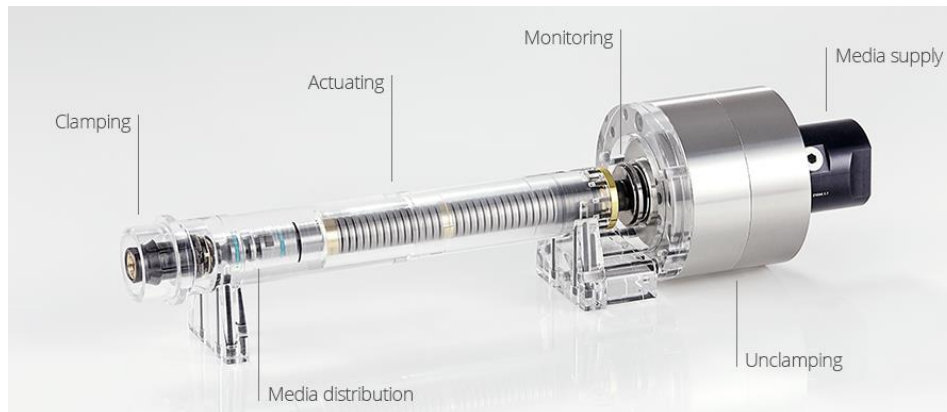


Obrázek 19 Řez vřetenem a nástrojový držák výrobce Tormach [10]



4.3 Moderní upínací mechanismus

Snadné, rychlé a spolehlivé upnutí nástrojového držáku do vřetena je zajištěno pomocí upínacího mechanismu, který je integrován do vřetena obráběcího stroje. Obvykle se skládá z upínací kleštiny, tažné tyče, talířových pružin, odepínací jednotky, rotační jednotky a senzorů monitorujících stav upnutí nástroje do vřetena.



Obrázek 22 Příklad upínacího mechanismu [7]

Upínací kleština má za úkol pevné a spolehlivé uchopení nástrojového držáku. K jeho uchopení se ve většině případů používá tvarové spojení realizované pomocí například svíracích ramen (ISO), rozevíracích ramen (HSK) nebo kuliček (KM4). Kleština je namáhána převážně na tah, tlak (při vytlačení nástrojového držáku ze vřetena) a na otláčení kontaktních ploch. Vliv ohybového momentu je snaha eliminovat. Některé upínací kleštiny jsou opatřeny otvorem v ose, který slouží pro přenos řezné kapaliny do nástroje.

Tažná tyč slouží k přenosu tažné síly mezi upínací kleštinou a talířovými pružinami, popřípadě slouží pro přenos tlačné síly mezi odepínací jednotkou a upínací kleštinou. Dále jsou některé tažné tyče duté kvůli přenosu řezné kapaliny skrz nástroj do místa řezu. Tažná tyč je namáhána na tah a tlak, popřípadě vzpěr.

Tažná upínací síla je v naprosté většině konstrukcí generována talířovými pružinami, které bývají uloženy v připravené dutině vřetena. Talířové pružiny jsou vhodné zejména kvůli možnosti vytvoření velké upínací síly (SK 50 až 25 kN [11]) a nízkého zdvihu (SK 50 min 6 mm [11]) při celkově skromných rozměrech pružinového svazku. Talířové pružiny lze kombinovat sériově (delší zdvih), paralelně (větší tuhost), popřípadě sério-paralelně, což zajistí jak delší zdvih, tak i vyšší tuhost

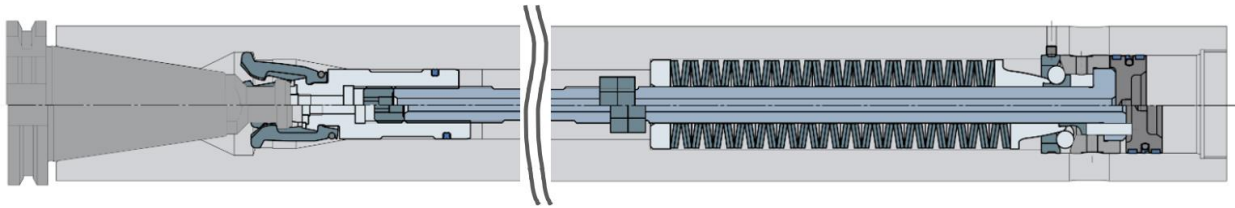
pružinového svazku. Talířové pružiny jsou z principu funkce namáhány na ohyb a tlak. Talířové pružiny mohou způsobit nevývahu, což může být problém u vřeten s vysokými otáčkami. Řešením může být například užití pneumatické pružiny nebo elektrického lineárního motoru. „Ve většině případů je upínací síla realizována pomocí axiálně složených talířových nebo vinutých pružin. Avšak tyto pružiny jsou zdrojem nevývahy při chodu, protože je umožněno nerovnoměrné rozložení hmoty. Jednou možností je užití pneumatických pružin místo ocelových.“ [12] „Jedním z problémů pneumatických pružin je ztráta tlaku, která má poté za příčinu ztrátu upínací síly,“ [12]

Odepínací jednotka slouží pro vytvoření odepínací síly, která je nejčastěji vytvořena hydraulicky, popřípadě u menších systémů, jako je například výše zmíněný TTS pneumaticky, v kombinaci se silovým multiplikátorem. Při aktivaci odepínací jednotky dojde k přitížení pružinového svazku, což způsobí posunutí tažné tyče s upínací kleštinou, její rozevření (nebo sevření v závislosti na principu funkce upínací kleštiny), uvolnění a následné vytlačení nástrojového držáku z dutiny vřeten. Odepínací jednotka se neotáčí se vřetenem. Pro odepnutí nástroje je nutné, aby bylo vřeten v klidu. To je důležité nejen z konstrukčního hlediska, ale především i z hlediska bezpečnostního.

Pro přenos řezné kapaliny, popřípadě stlačeného vzduchu slouží rotační jednotka. Ta musí být schopna spolehlivě přenést tato média mezi staticky uloženými hadicemi a rotujícím vřetenem při požadovaných otáčkách i tlaku.

Důležitou součástí upínací jednotky jsou různé senzory monitorující jak axiální posunutí upínacího mechanismu, tak i otáčky vřeten, které, jak bylo zmíněno výše, musí být při odepnutí nástroje nulové. Stav upnutí nástroje monitoruje soustava senzorů, které jsou schopné detekovat následující stavy: upnuto s nástrojem, upnuto bez nástroje a odepnuto.

Na Obrázku 23 je zobrazen řez upínacího mechanismu. V horní polovině ve stavu odepnutém, ve spodní polovině ve stavu upnutém.



Obrázek 23 Řez upínacím mechanismem [13]

4.4 Další funkce moderních upínacích mechanismů

4.4.1 Ofuk třísek při výměně nástroje-čištění

Při upnutí trnu je velmi důležité, aby se na styčné plochy nedostaly žádné nečistoty. Jedním z řešení je profouknutí vzduchu přes mezeru mezi trnem a dutinou vřetena při povolení trnu z dutiny vřetena.

4.4.2 Přívod řezné kapaliny skrz vřeteno

Jedním z pokrokových řešení v oblasti chlazení při frézování je přívod chladicího média skrz vřeteno a nástroj přímo do místa řezu. Toto řešení je velmi efektivní nejen kvůli tomu, že se chladicí médium dostane spolehlivě přímo do místa řezu, ale také dochází k efektivnímu výplachu třísek z obráběné oblasti. To je velký přínos zvláště při vrtání, ať už jde o vrtání mělké, nebo do velké hloubky.

4.5 Periferie upínacího mechanismu

4.5.1 Zásobník a podavač nástrojů

Pro plnou automatizaci výměny nástrojů je vhodné systém opatřit zásobníkem, ve kterém jsou uloženy nástrojové držáky a podavačem, jenž zajistí přesun nástrojových držáků mezi vřetenem a zásobníkem. Jak druhů zásobníků, tak druhů podavačů existuje celá řada. Jelikož je tato práce zaměřena pouze na návrh upínacího mechanismu, byl vybrán jeden příklad a dále tato problematika nebyla rozebírána. Jako příklad byl vybrán standardní diskový skladovací zásobník, ze kterého je nástroj do vřetena vsazován manipulátorem.



Obrázek 12 Příklad kompletní AVN [14]

4.5.2 Řídící jednotka

Řídící jednotka má mimo jiné za úkol výběr nástroje ze zásobníku, ovládání manipulátoru a upínače ve vřetenu. Při celém procesu výměny nástroje je nutné kontrolovat kolizní stavy a v případě kolize na tuto chybu upozornit, popřípadě znemožnit operace, při nichž by mohlo dojít k poškození stroje či poranění obsluhy.

4.5.3 Kontrola upínací síly

Kontrola velikosti upínací síly je důležitou součástí montážního procesu. Nesprávná velikost upínací síly může mít za následek snížení životnosti nástroje, dosedací plochy nástrojového držáku a hřídele vřetena, či ohrožení zdraví obsluhy. Velikost upínací síly lze kontrolovat například kontrolními trny, které jsou schopné měřit sílu, kterou táhne upínač za tažný čep.



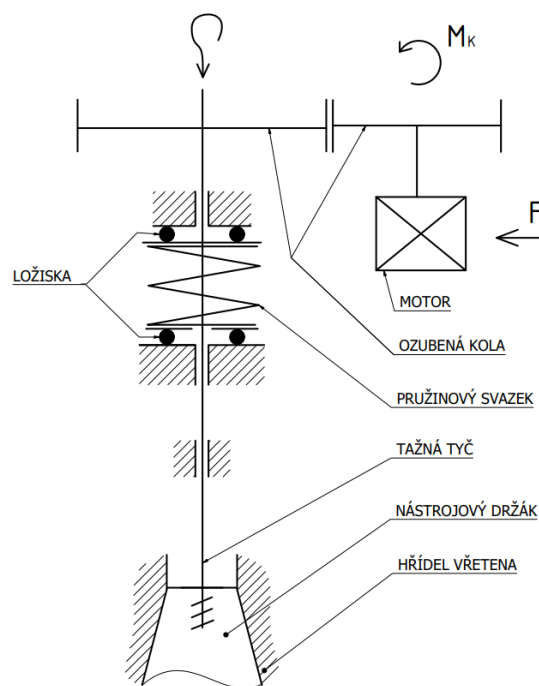
Obrázek 13 Kontrolní trny upínací síly [7]

5 Koncepty řešení

Z velkého množství koncepčních návrhů upínacích mechanismů byly zvoleny čtyři nejrealističtější koncepty, které jsou představeny níže společně s jejich přednostmi i úskalími. Z těchto konceptů byl dále vybrán jeden nejvhodnější mechanismus, jemuž je dále věnována pozornost přímo při jeho konkrétním návrhu.

5.1 Poháněný šroub (A)

Jako koncepčně nejjednodušší se zdá být přidání pohonu na původní upínací mechanismus. Tento pohon by otáčel tažnou tyčí, která by se šroubovala přímo do nástrojového držáku. Pro lepší kontrolu upínací síly je vhodné přidat mezi vrchní část tažné tyče a hřídele vřetena pružinový svazek, k jehož stlačení dojde při upínacím procesu.



Obrázek 14 Kin. schéma poháněného šroubu

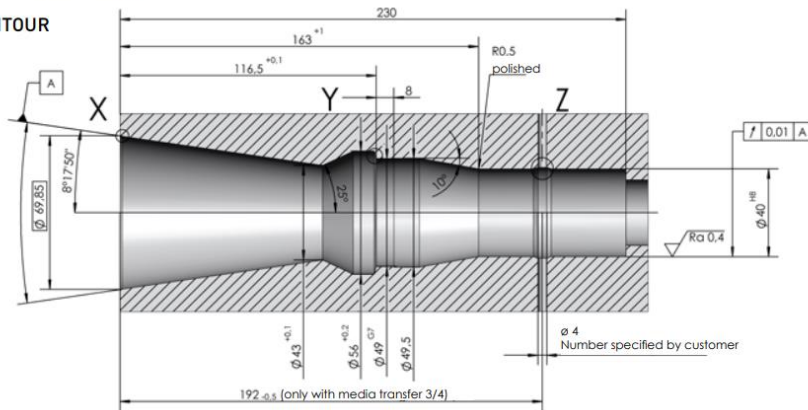
Spodní ložisko je zapojeno do silového obvodu vždy, když je na tažnou tyč vytvořena tažná síla. Tedy po většinu času chodu stroje. Vrchní ložisko je zapojeno do silového obvodu pouze tehdy, když dochází k vyražení nástrojového držáku ze vřetena. Při chodu vřetena by musel být motor odpojen od tažné tyče, aby nedošlo

k jejímu vyšroubování. Při připojení motoru by muselo dojít k synchronizaci zubů na ozubených kolech, popřípadě by přenos momentu musel být realizován jinak. Další možností by bylo například použití servomotoru, který by při chodu vřetena pracoval v módu konstantního krouticího momentu, který by byl nastaven na nulu. Dalším úskalím při utahování a povolování tažné tyče je to, že upínací motor přes tření v závitu překoná tření v ložiskách a převodech a hřídel vřetena roztočí. Bylo by tedy nutné buď hřídel zablokovat, nebo na ni přidat snímač polohy a na hřídel aktivně působit krouticím momentem v opačném směru. Po bezpečnostní rozvaze vyvstaly ještě další dva problémy. Prvním z nich je nedokonalé dosednutí závitů a jejich následné „kousnutí“. Toto by při vytvořeném krouticím momentu mohlo vést buď k poškození závitů, nebo ke zranění obsluhy v závislosti na tom, kde by ke „kousnutí“ závitů došlo. Druhým bezpečnostním rizikem je fakt, že je nástrojový držák vtahován do vřetena z polohy, kdy je možné mezi nástrojový držák a hřídel vřetena strčit prst. Toto by mohlo vést ke skřípnutí kůže, nebo dokonce k rozdrcení prstu. Jednou z mála výhod tohoto upínacího mechanismu tak zůstává minimální zásah do vřetena a možnost regulovat velikost upínací síly podle potřeby.

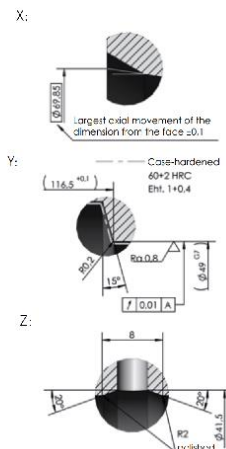
5.2 Kleština s upínacími rameny (B)

Způsob upnutí nástrojového držáku pomocí tohoto mechanismu byl popsán v rešeršní části. Pro správnou funkci potřebuje mechanismus speciální konturu uvnitř hřídele vřetena, jenž zajistí spolehlivé uzamčení mechanismu v upnutém stavu. Na tuto konturu jsou kladeny vysoké nároky jak z hlediska výrobních nepřesností, tak i z hlediska chemicko-tepelného zpracování kontaktních ploch.

SK50

 NOMINAL SIZE **5 0 -**
INSIDE CONTOUR


Obrázek 15 Příklad dutiny určené pro kleštinu opatřenou upínacími rameny [7]

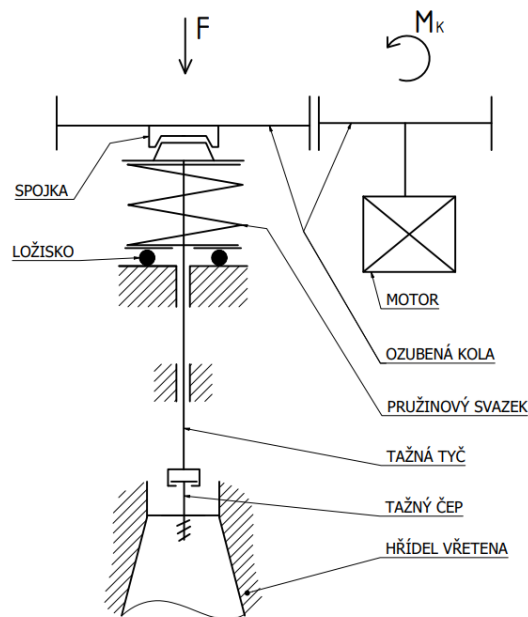
DETAILS


Jelikož má zadané vřeteno hladký vývrt a hřídel vřetena je z neznámé oceli, není možné bez chemické analýzy stanovit, jestli jde o kvalitní ocel, popřípadě za jakých podmínek ji lze kalit. Aby bylo možné kalení provést, bylo by nutné celé vřeteno demontovat a hřídel vyjmout nebo by bylo možné do hřídele navrtat přímo na stroji větší válcovou díru a do ní nalisovat zakalenou vložku se zhotovenou konturou. Další problém nastává s rozměry upínací kleštiny a dutiny vřetena. Jak bylo zmíněno výše, větší průměr dutiny zadané hřídele má $\phi 40$ mm a menší $\phi 27$ mm. Z Obrázku 15 vyplývá, že by největší vnitřní průměr vložky musel být 49 mm. Vrtání díry by tedy mohlo mít za následek ztenčení hřídele vřetena natolik, že by hrozila její destrukce ať už přímo při úpravě, nebo při samotném chodu stroje.

Tento koncept je tedy neproveditelný bez hlubší analýzy rozměrů a materiálu a bez rozsáhlých úprav hřídele nebo bez celkové výměny vřetena. Výhodou však zůstává jednoduchý a spolehlivý chod a ovládání mechanismu. Dále je důležité zmínit, že je upínací mechanismus konstruován tím způsobem, že když je pružina v odlehčeném stavu, tak je mechanismus v pozici „upnuto“. Pro odepnutí je nutný aktivní zásah v podobě přitížení pružinového svazku, což má příznivý vliv na bezpečnost. Další předností z hlediska bezpečnosti je řešení kolizního stavu způsobeného špatným zasunutím nástrojového držáku do dutiny vřetena. V tomto případě dojde pouze k roztažení gumičky držící upínací ramena na těle upínací kleštiny. Nedojde tedy k destrukci upínače a řídicí jednotka pouze nahlásí chybový stav.

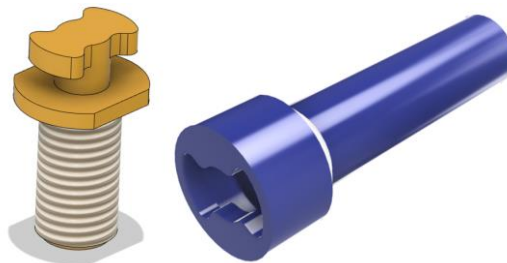
5.3 Otočný mechanismus (C)

Dalším uvažovaným konceptem je mechanismus, který pracuje s tažnou tyčí, které je umožněno pootočení. Upínací síla je tvořena stejným principem, jak tomu bylo u předešlého upínacího mechanismu opatřeného kleštinou s upínacími rameny.



Obrázek 16 Kin. schéma otočného mechanismu

K pootočení tažné tyče dojde ve stavu, kdy je pružinový svazek přitížen, tedy motor, který otáčí tažnou tyčí, překonává pouze tření v ložiskách. Jednou z výhod tohoto upínacího mechanismu je velmi efektivní využití prostoru a jeho jednoduchost. Mezi nevýhody se řadí například užití nestandardního tažného čepu a nutnost spolehlivého polohování jak tažné tyče, tak tažného čepu upevněného na nástrojovém držáku.



Obrázek 17 Model tažného čepu a tažné tyče pro otočný mechanismus

- 2) Náročnost přizpůsobení standartního ISO 50 rozhraní ve stávajícím vřetenu
- 3) Ergonomie a bezpečnost
- 4) Náročnost realizace a cena

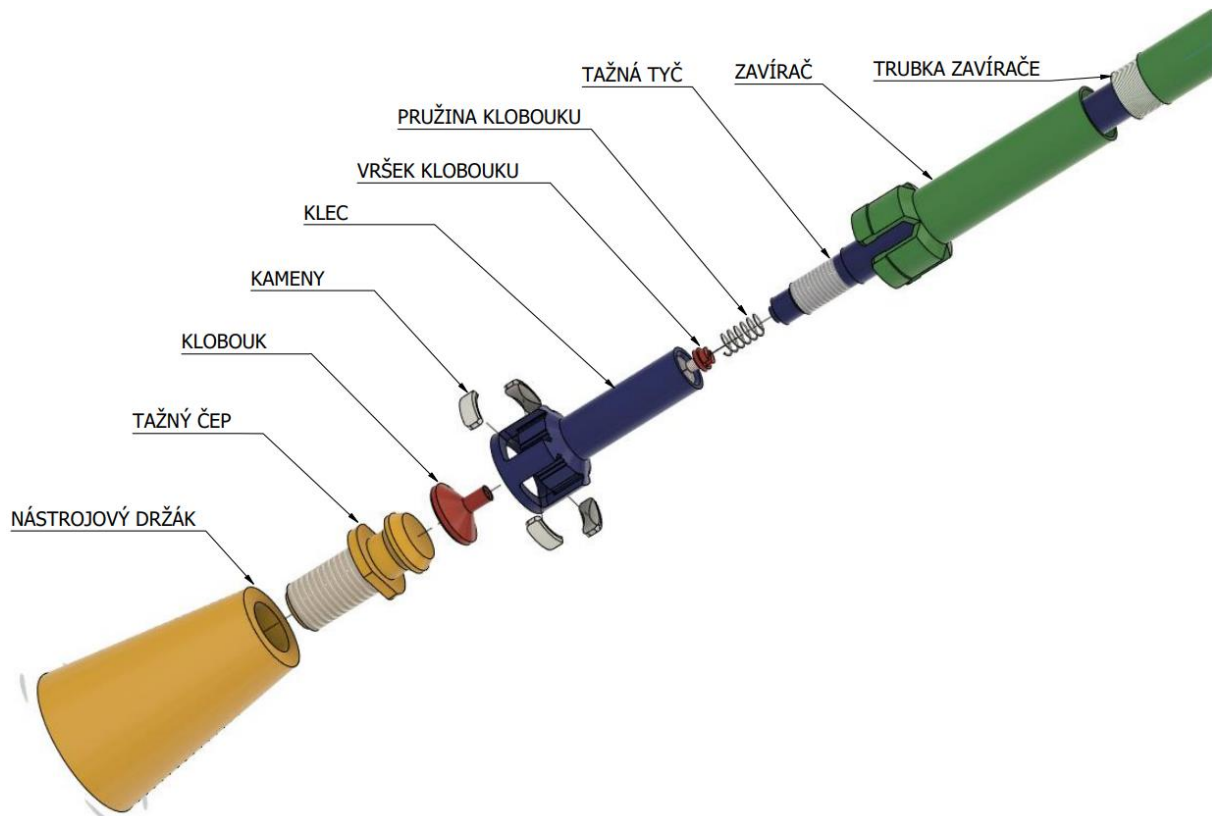
		q	Řešení upnutí			
			A	B	C	D
Kritéria	1	0,3	20	70	10	70
	2	0,1	100	80	50	70
	3	0,15	20	80	80	80
	4	0,45	50	0	60	60
Celkem		1	41,5	41	47	67
Pořadí			3	4	2	1

Obrázek 19 Zhodnocení konceptů upínače

Po pečlivém zhodnocení jednotlivých konceptů a vyhodnocení vícekritériální analýzy byl zvolen mechanismus řešený pomocí upínacích kamenů (D) především z důvodu minimálního zásahu do stávajícího vřetena a z důvodu snadného ovládání upínacího mechanismu.

6 Popis konstrukce upínacího mechanismu

Dále byly podrobněji popsány jednotlivé díly a princip funkce zvoleného upínače společně s upínací a odepínací jednotkou.

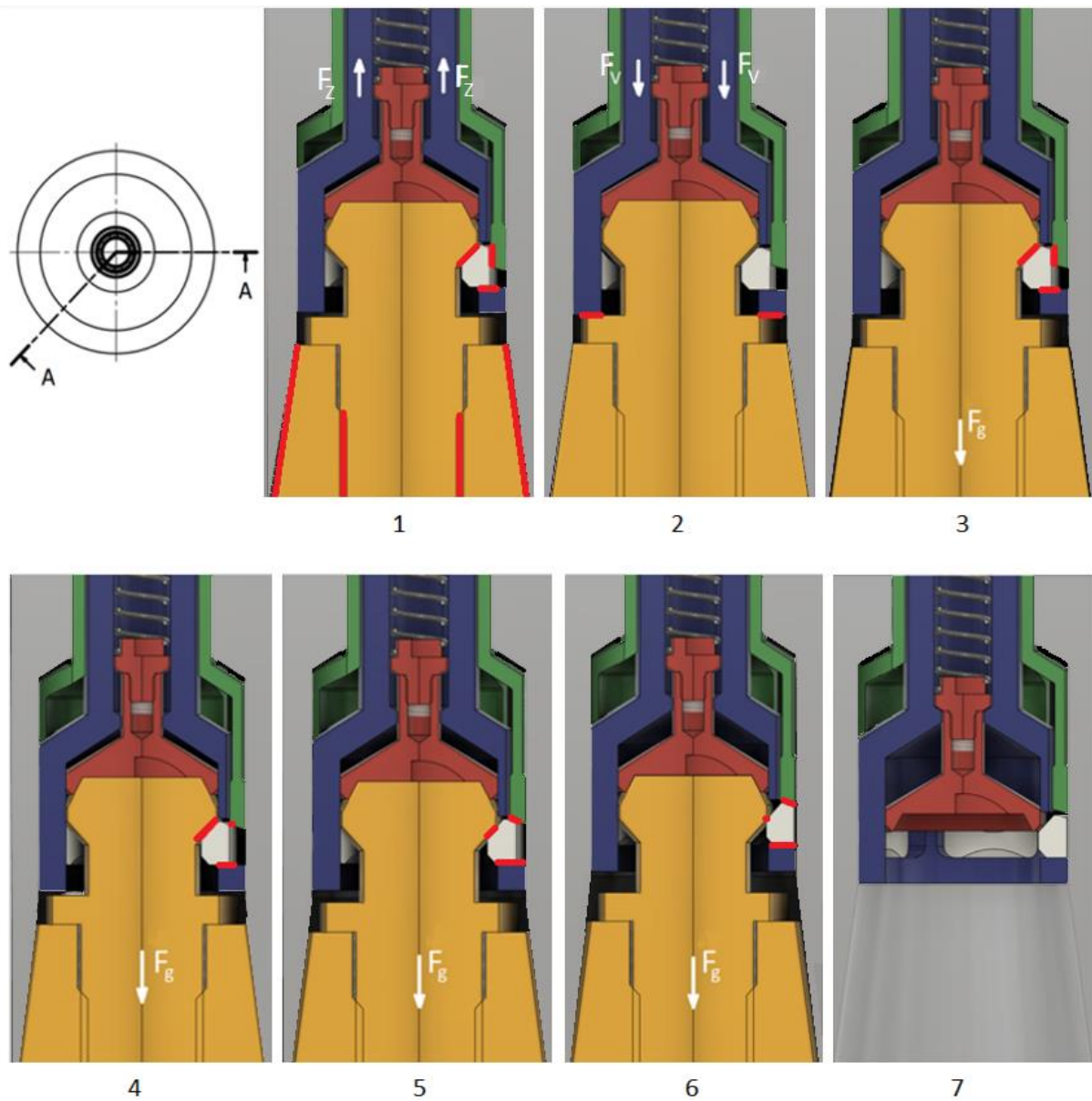


Obrázek 20 Rozstřel mechanismu

6.1 Důležité polohy upínače

Na Obrázcích 21 a 22 jsou znázorněny důležité polohy upínače s bíle vyznačenými budícími silami a s červeně vyznačenými namáhanými kontaktními plochami. Síla F_Z reprezentuje upínací sílu vytvořenou pružinovým svazkem, síla F_V je síla vytvořená odepínací jednotkou po překonání síly pružinového svazku. Síla F_g je síla způsobená tíhou nástrojového držáku. Oproti tomu síla F je síla vytvořená například rukou obsluhy tlačící nástrojový držák do vřetena.

6.1.1 ODEPNUTÍ



Obrázek 21 Polohy mechanismu při odepínání

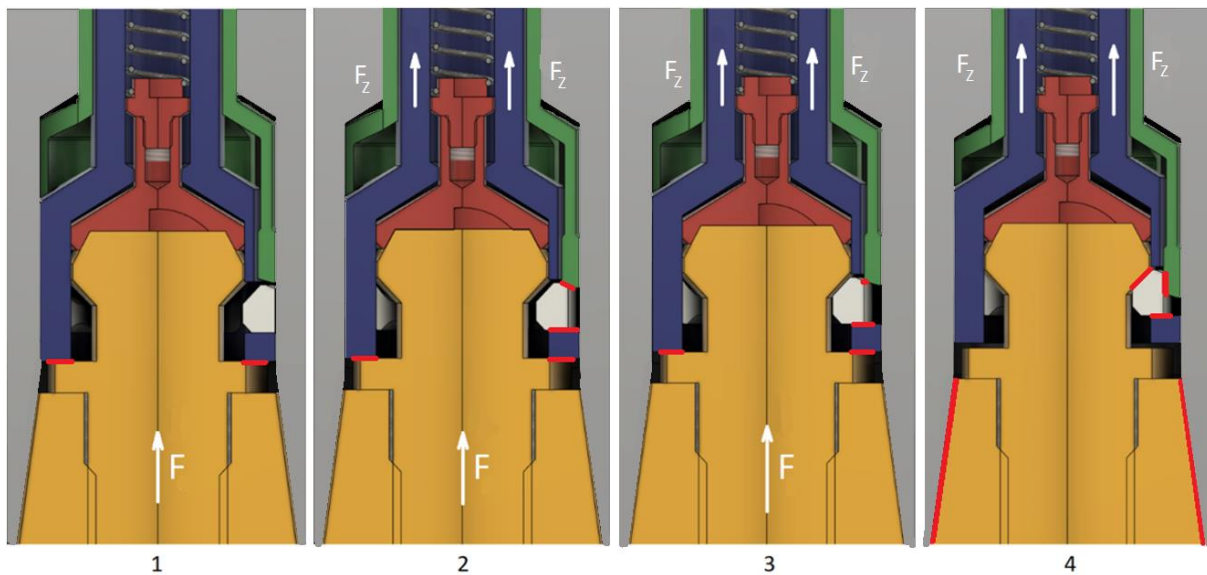
1- Nástrojový držák je upnutý ve vřetenu.

2- Po stisknutí tlačítka ODEPNOUT dochází k posunu klece směrem dolů a dochází k vyražení nástroje.

3, 4, 5, 6- Nástrojový držák visí vlastní vahou za hlavu tažného čepu a snaží se rozhrnout kameny do stran.

7- Nástrojový držák byl plně uvolněn a vyjmut ze vřetena. Klobouk se přesunul do úrovně kamenů, aby nemohlo dojít k jejich vypadnutí.

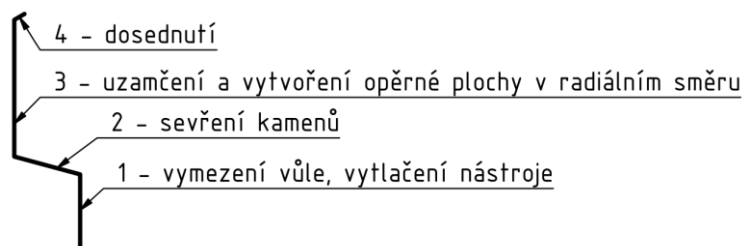
6.1.2 UPNUTÍ



Obrázek 22 Polohy mechanismu při upínání

- 1- Obsluha tlačí nástrojový držák do vřetena
- 2, 3- Po stisknutí tlačítka UPNOUT dochází k posunu klece vzhůru a k sevření kamenů
- 4- Dosednutí kuželových ploch a vytvoření upínací síly

Na Obrázku 24 byla pro větší názornost zobrazena trajektorie kamene.



Obrázek 23 Kinematické schéma kamenu

6.2 Jednotlivé součásti upínače

6.2.1 Zavírač

Kuželová část zavírače slouží k sevření kamenů. Boční část slouží k přenesení radiální síly z kamenu na hřídel vřetena. Důležité je opatření přechodu kuželové plochy a válcové plochy zaoblením kvůli snížení kontaktního tlaku při procesu upínání. Ramena zavírače nejsou dimenzována na dosednutí klece. Je tedy nutné opatřit těleso

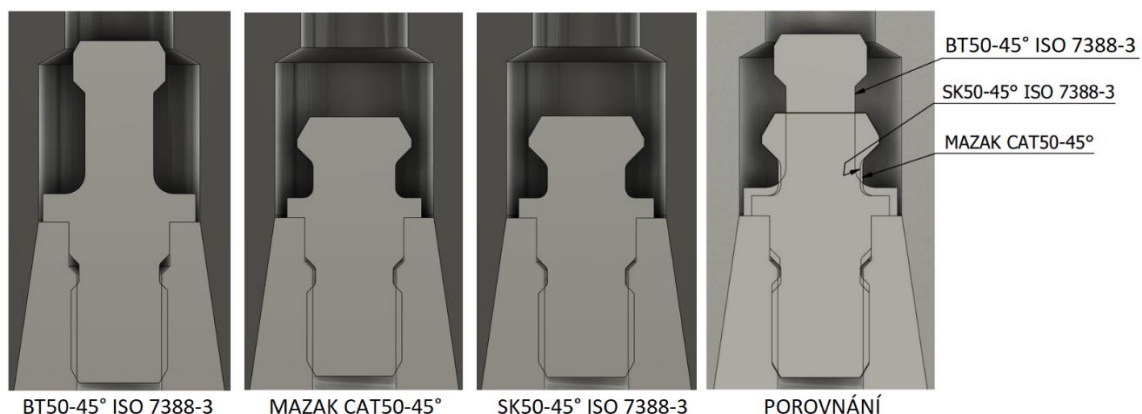
pružiny dorazem, který zabrání tomuto dosednutí. Toto je podrobněji rozebráno v kapitole 6.4.3 věnované poloze UPNUTO BEZ NÁSTROJE.

6.2.2 Trubka zavírače

Jelikož není trubka zavírače příliš namáhána, byla snaha vybrat trubku co nejtenčí (s ohledem na velikost ztenčení stěny kvůli zhotovení závitu), aby zbylo co nejvíce prostoru pro tažnou tyč a její spojení s klecí upínače. Z tohoto důvodu byla vybrána přesná bezešvá trubka 26x3 dle normy ČSN 42 6711. S ohledem na rozměry byl zvolen jemný závit M24x0,75 zakončený výběhem, aby zbytečně nedošlo k dalšímu podřezání již tak tenké stěny trubky. Vrchní část trubky byla opatřena závitem a zářezy, jenž slouží pro seřízení polohy pro sevření kamenů. Norma ČSN 42 6711 povoluje úchylku přímosti 3 mm/1 m. Trubka by tedy měla možnost se vzpříčit o vnitřek vřetena. Před obráběním je tedy nutné zkontrolovat přímost, popřípadě trubku dorovnat, nebo vypuklou část trubky osoustružit.

6.2.3 Tažný čep

Tažný čep zajišťuje přenos upínací síly mezi nástrojovým držákem a upínacím mechanismem. Pokud je to možné, je výhodné volit normalizovaný tažný čep, který je snadno dostupný na trhu. Dále jsou tažné čepy znázorněny přímo v dutině vřetena, aby bylo možné zhodnotit jejich kompatibilitu s dutinou.



Obrázek 24 Porovnání tažných čepů

Z náhledu na tažné čepy vyplývá, že čep BT50 je sice v porovnání s ostatními mechanismy tenčí, což by příznivě ovlivnilo konstrukci upínače, na druhou stranu je ale natolik vysoký, že zasahuje do tenké části vývrtu v hřídeli vřetena. Rozdíl malého

průměru hřídele a velkého průměru čepu je pak natolik malý, že by realizace upínače byla nemožná. Oproti tomu čepy MAZAK CAT50 a SK50 ISO 7388-3 jsou sice téměř o 4 mm tlustší, jsou ale kratší o tolik, že je realizace upínače možná v širší části vývrtu hřídele. Pro další konstrukci byl zvolen tažný čep SK50-45° ISO 7388-3 z důvodu větší dostupnosti na trhu oproti čepu od výrobce MAZAK. Čep byl zvolen s úhlem 45° kvůli větší stabilitě kamene a kvůli většímu tlumení rázů při upínání, než by byl schopný čep s úhlem 15°.

6.2.4 Klec

Klec zajišťuje přenos upínací síly mezi tažnou tyčí a kameny a jejich uložení a vedení. Kritické rozměry spodní části byly vypočítány níže v optimalizačním programu. Uložení klece ve vřetenu bylo zvoleno s vůlí 0,5 mm, kvůli deformacím klece pod zátěží. I vedení vrchní části klece v zavírači bylo zvoleno se značnou vůlí, aby upínač lépe dosednul na tažný čep, než aby zbytečně vznikala v již tak namáhaném mechanismu další napětí.

6.2.5 Kameny

Kameny slouží k přenosu upínací síly mezi klecí a tažným čepem. Od kamenů se odvíjí podstatná část dílců mechanismu, jejich rozměry a velikost namáhání. Z tohoto důvodu byly podstatné rozměry kamenů vypočítány přímo optimalizačním programem. Zbylé rozměry byly zvoleny po zvážení výrobních možností. Vedení kamenů ze stran v kleci bylo zvoleno s vůlí 0,2 mm na obě strany. Kameny se tak mohou spíše dorovnat podle tažného čepu a zavírače. Nevznikají tak zbytečně další namáhání jak na kamenu, tak na kleci a tažném čepu.

6.2.6 Klobouk

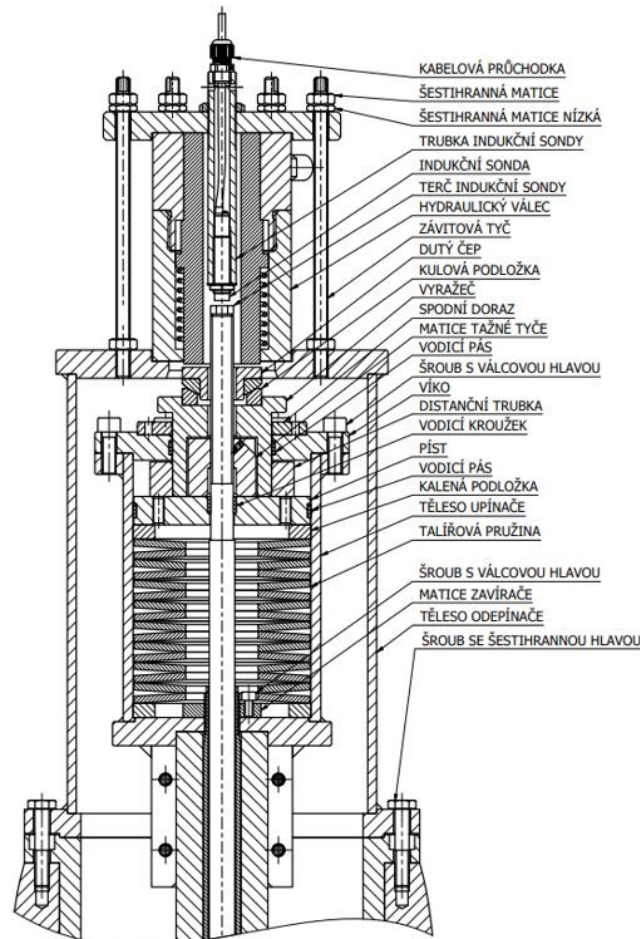
Klobouk má jediný účel, a to zamezit volnému vypadnutí kamenů po vyjmutí tažného čepu. Pro spolehlivou funkci je klobouk tlačěn proti hlavě čepu pružinou, která byla zvolena s takovou tuhostí, která příliš neznesnadňuje vložení nástrojového držáku do dutiny vřetena. Byla tedy zvolena pružina, jejíž rozměry a provozní síly byly uvedeny v Tabulce 1.

Tabulka 1 Rozměry pružiny klobouku

D_s [mm]	d [mm]	L_{ok} [mm]	F_1 [N]	F_8 [N]
8,25	0,89	35,05	5,9	15,2

6.3 Upínací a odepínací jednotka

Na vrchní části vřetena se nachází upínací a odepínací jednotka. Upínací jednotka má za úkol generování upínací síly, která táhne nástrojový držák dovnitř do vřetena. Odepínací jednotka, pokud je zapojena, má za úkol přetlačit upínací sílu, čímž odemkne mechanismus ve spodní části vřetena. Důležité polohy mechanismu jsou znázorněny v podkapitole 6.4 – Důležité polohy upínací a odepínací jednotky.



Obrázek 25 Jednotlivé součásti upínací a odepínací jednotky

6.3.1 Pružinový svazek

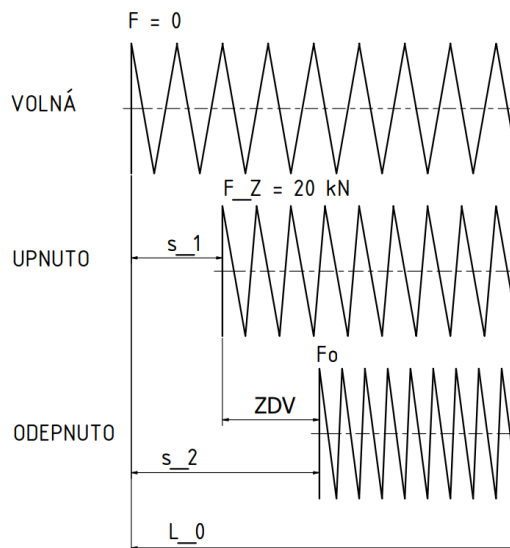
Jelikož je vrchní část vřetena dobře přístupná a maximální otáčky vřetena jsou poměrně nízké, nebylo potřeba se odchylovat od standardního řešení pružinového

svazku. Pružinové svazky pro upínače, jak bylo zmíněno výše, jsou nejčastěji realizovány pomocí talířových pružin.



Obrázek 26 Talířová pružina [15]

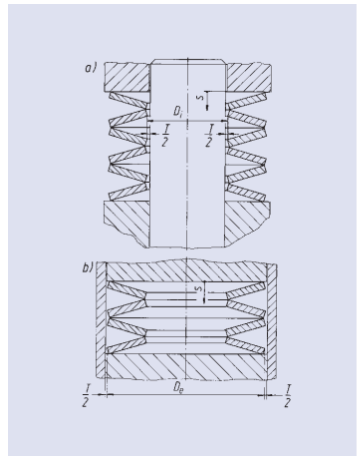
Ve stavu „upnuto“ je pružinový svazek stlačen o vzdálenost s_1 , odpovídající upínací síle. Pro odemknutí mechanismu je pružinový svazek ještě přitížen, což vede k dalšímu stlačení (dále pojmenováno jako zdvih ZDV) pružinového svazku a k odemknutí mechanismu.



Obrázek 27 Stlačení pružinového svazku

6.3.2 Těleso upínací jednotky

Pružinový svazek může být veden po vnitřním nebo po vnějším průměru talířových pružin. Bylo zvoleno vedení po vnějším průměru z důvodu nižšího namáhání na vnitřním průměru talířové pružiny a snazšímu uchování maziva. V katalogu výrobce pružin Mubea [16] jsou uvedeny doporučené vůle a doporučené nároky na povrch vodicí trubky.



D_1 or D_2 (mm)	Total clearance T (mm)
– up to 16,0	0,2
over 16 up to 20,0	0,3
over 20 up to 26,0	0,4
over 26 up to 31,5	0,5
over 31,5 up to 50,0	0,6
over 50 up to 80,0	0,8
over 80 up to 140,0	1,0
over 140 up to 250,0	1,6
over 250 –	2,0

Obrázek 28 Požadavky na vedení talířových pružin [16]

Jelikož dochází ke změně namáhání pružiny jen zřídka – při upínací/odepínací sekvenci, není nutné vnitřní povrch trubky kalit [16]

6.3.3 Odepínací jednotka

Pro vytvoření odepínací síly byl zvolen jednočinný hydraulický válec s dutým pístem a vratnou pružinou HHYG-2050K. Píst musí být dutý z důvodu snadného měření pozice tažné tyče při kontrole upnutí. Jako hydraulický agregát byla zvolena elektrická pumpa HHB-630E, jež je určena pro elektrické ovládání pomocí tlačítek. Pumpa disponuje nastavitelným přetlakovým ventilem, jež je seřízen maximálně na tlak 12 MPa ($F_{0max} = 35160$ N), aby nebyla celá konstrukce zbytečně namáhána od silného hydraulického válce.



Obrázek 29 Hydraulický válec a pumpa [17]

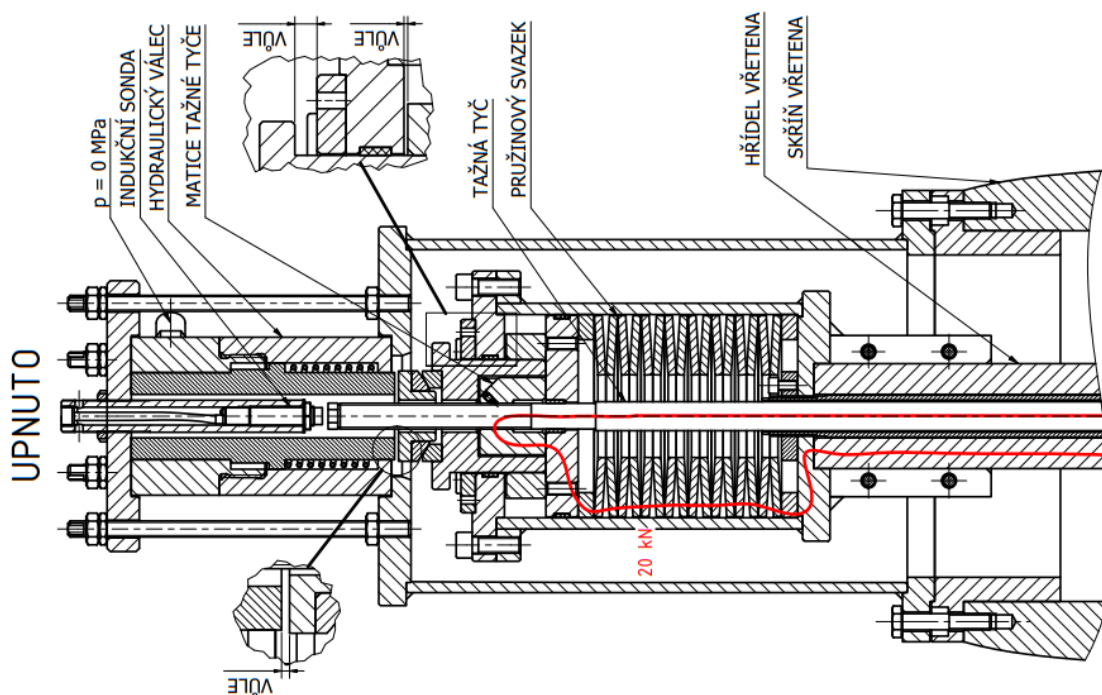
Ložisko uvnitř vřetena bylo identifikováno jako kuželíkové. Podařilo se změřit průměr vnějšího kroužku — $\varnothing 210$ mm. Pro změření vnitřního průměru by bylo nutné demontovat vřeteno. Po náhledu do katalogu ložisek SKF [18] bylo zjištěno, že ložiska s podobnými rozměry mají statickou únosnost C_0 nad 350 kN. Je tedy možné

konstatovat, že odepínací mechanismus je možné konstruovat se silovým obvodem vedoucím přes ložiska, což výrazně zjednodušuje konstrukci odepínací jednotky.

6.4 Důležité polohy upínací a odepínací jednotky

6.4.1 Poloha UPNUTO

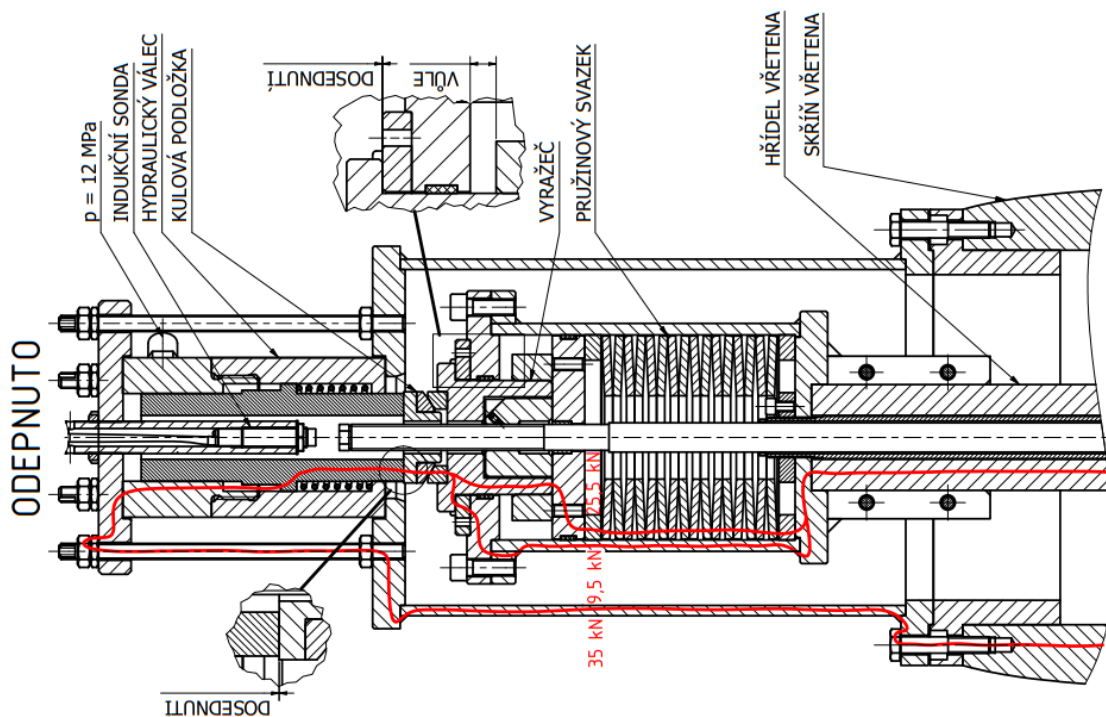
V poloze UPNUTO je pomocí pružinového svazku generována upínací síla F_z , která táhne tažnou tyč směrem vzhůru. V tomto stavu je odpojena odepínací jednotka ze silového obvodu a je možné roztočit vřeteno na plné otáčky a obrábět.



Obrázek 30 Poloha UPNUTO

6.4.2 Poloha ODEPNUTO

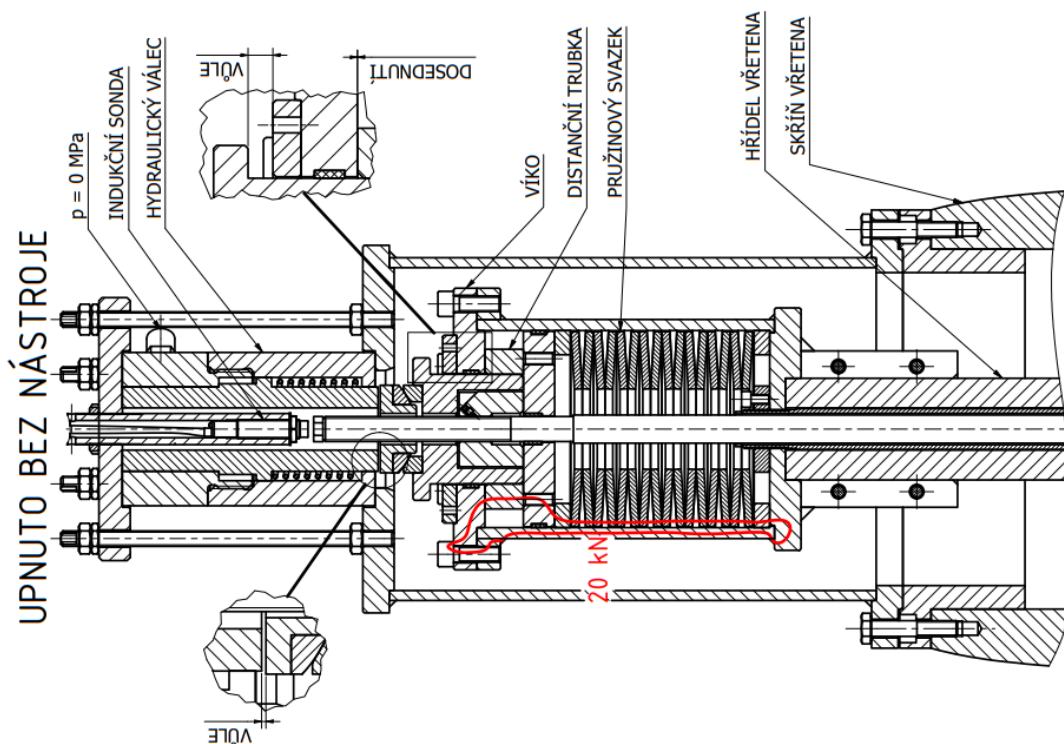
V poloze ODEPNUTO je do silového obvodu připojen hydraulický válec, který přes kulovou podložku a vyražeč přetlačí svazek talířových pružin a přemístí tažnou tyč spolu s upínačem do spodní úvratí, ve které je možné vložit či odstranit nástrojový držák ze vřetena.



Obrázek 31 Poloha ODEPNUTO

6.4.3 Poloha UPNUTO BEZ NÁSTROJE

V poloze UPNUTO BEZ NÁSTROJE dojde k dosednutí distanční trubky na víko upínací jednotky, čímž dojde k zamezení dosednutí výše zmíněné klece na ramena závirače. V této poloze je možné se vřetenem otáčet, avšak pouze v režimu se sníženými maximálními otáčkami.



Obrázek 32 Poloha UPNUTO BEZ NÁSTROJE

6.5 Senzorika

Z hlediska bezpečnosti je velmi důležitá kontrola stavu upnutí mechanismu. Této kontroly je docíleno pomocí odměřování polohy tažné tyče pomocí indukční sondy, jenž je umístěna v dutině hydraulického válce. Pokud se tažná tyč nachází příliš daleko od senzoru, je v systému ovládání frézky spuštěn „emergency stop“, který zabrání nechtěnému roztočení vřetena. Sonda je umístěna do trubky, jejíž vrchní část je opatřena závitem, z důvodu snadného seřízení senzoru. Jelikož má vřeteno relativně nízké maximální otáčky, není potřeba snímat polohu „upnuto bez nástroje“. Indukční sonda byla zvolena AM1-AN-2A od výrobce Micro Detectors [19]. Senzor má spínací vzdálenost 4mm s maximální chybou 10%, což je dostačující pro zamezení dosednutí tažné tyče na senzor při stavu „UPNUTO BEZ NÁSTROJE“.



Obrázek 33 Indukční sonda AM1-AN-2A [19]

Pro kontrolu tlaku v hydraulickém okruhu lze použít manometr, jímž disponuje hydraulická pumpa.

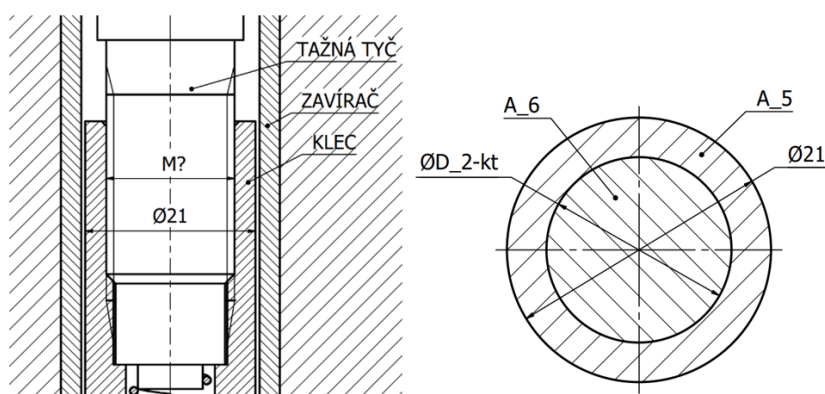


Obrázek 34 Hydraulická pumpa [17]

7 Návrhové a kontrolní výpočty

7.1 Dimenzování závitu spojovacího klece mechanismu a tažnou tyč

Jelikož je prostor, ve kterém se nachází spojení klece a tažné tyče velmi omezen, byla velikost závitu navržena nestandardně z rovnosti ploch závitové části tažné tyče a závitové části klece:



Obrázek 35 Spojení klece a tažné tyče

Velikost vnějšího průměru vrchní části klece byl zvolen v závislosti na vnitřním průměru vrchní části zavírače, a to Ø21 mm.

$$A_5 = A_6 \quad (1)$$

Plocha závitové části tažné tyče:

$$A_5 = \frac{\pi D_{2-kt}^2}{4} \quad (2)$$

kde D_{2-kt} je střední průměr závitu klece a tažné tyče.

Plocha závitové části klece:

$$A_6 = \frac{\pi(21^2 - D_{2-kt}^2)}{4}$$

Po dosazení rovnic (2) a (3) do rovnice (1) a vyjádření středního průměru závitu D_{2-kt} :

$$D_{2-kt} = \sqrt{\frac{21^2}{2}} = \sqrt{\frac{21^2}{2}} = 14,8\text{mm} \quad (3)$$

Podle D_{2-kt} vyšel nejbliž závit M16.

Kontrolní výpočet namáhání závitu klece a tažné tyče

Velikost upínací síly jak pro návrhové výpočty, tak pro výpočty kontrolní byla zvolena podle katalogu OTT-JAKOB 25kN [11]. Dimenzování na vyšší upínací sílu, než jaká byla zadána supluje přidání bezpečnostního součinitele vztahujícího se k odchylce síly pružinového svazku. Zároveň se poté lépe přibližuje parametrům moderního řešení upínače.

Namáhání trubkové části klece:

$$\sigma_{klece-M16} = \frac{F_Z}{A_{5-M16}} = \frac{4F_Z}{\pi(21^2 - D_{M16}^2)} = \frac{4 * 25000}{\pi(21^2 - 16^2)} = 172 \text{ N/mm}^2 \quad (4)$$

Tlak v závitech:

$$p_{z-M16} = \frac{F_Z}{\pi d_2 \frac{D - D_1}{2} z_T} = \frac{25000}{\pi * 14,701 * \frac{16 - 13,835}{2} * 3} = 166 \text{ MPa} \quad (5)$$

Namáhání dřívku závitu tažné tyče:

$$\sigma_{tyce-M16} = \frac{F_Z}{A_{3-M16}} = \frac{4F_Z}{\pi D_{3-M16}^2} = \frac{4 * 25000}{\pi * 13,546^2} = 173 \text{ N/mm}^2 \quad (6)$$

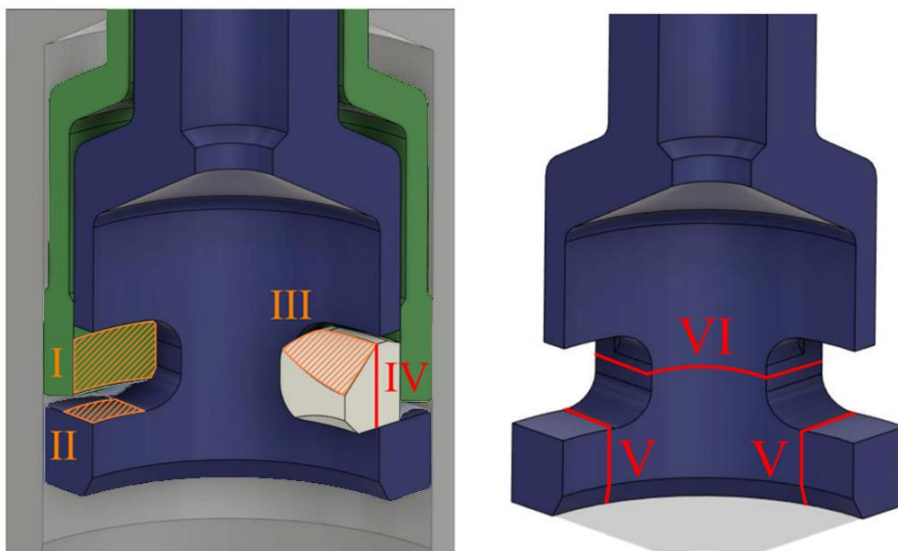
Jelikož by při předepnutí šroubového spoje došlo k otlačení dosedací plochy tažné tyče s klecí, byl tento šroubový spoj dotažen momentem pouze 8 Nm a pojištěn závitovým lepidlem. Dále byl přidán pod nosnou část závitu pružný kolík o průměru 2 mm.

7.2 Návrh rozložení geometrie v upínači

Jelikož je prostor v dutině vřetena velmi těsný, je zapotřebí navrhnout geometrii tak, aby byl prostor využit co nejefektivněji. Za tímto účelem byl vytvořen program Shape_optimizer, který plní právě tento účel.

Návrh se dále zaměřuje na řešení se čtyřmi upínacími kameny. Toto řešení bylo zvoleno z důvodu snazšího výpočtu při uvažování dvou os symetrie v rovinách XZ a YZ. Další parametrizace, uvažování nerovnoměrného rozložení tlaku a optimalizace návrhového výpočtu by byla daleko za hranicí této bakalářské práce.

Na Obrázku 36 jsou znázorněny kontrolované kritické plochy. Podle velikosti jejich namáhání jsou dále stanoveny optimální rozměry upínače.



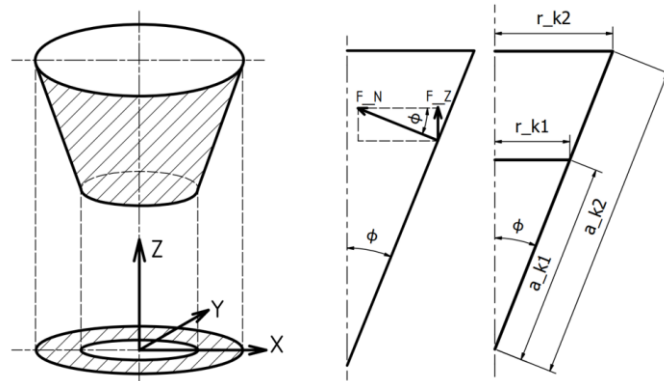
Obrázek 36 Kontrolované namáhané plochy

7.2.1 Předpoklady návrhového výpočtu upínače

V celém návrhovém výpočtu nejsou uvažovány třecí síly, pokud není uvedeno jinak. Dále je v návrhovém výpočtu předpokládáno, že jsou kuželová a válcová část hřídele vřetena dostatečně přesná, aby nedocházelo k příliš velké nerovnoměrnosti rozložení namáhání.

7.2.2 Výpočet kontaktního tlaku na kuželu

Následující výpočet dokazuje, že pro kontaktní tlak lze uvažovat pouze průměty kuželových ploch do roviny XY (se zanedbáním tření).



Obrázek 37 Geometrie komolého kuželu

Plocha pláště komolého kuželu S_{pl} :

$$a_{k1} = \frac{r_{k1}}{\sin(\phi)}; a_{k2} = \frac{r_{k2}}{\sin(\phi)} \quad (7)$$

$$S_{pl} = \pi(r_{k2}a_{k2} - r_{k1}a_{k1}) = \pi \left(\frac{r_{k2}^2}{\sin(\phi)} - \frac{r_{k1}^2}{\sin(\phi)} \right) = \frac{\pi}{\sin(\phi)} (r_{k2}^2 - r_{k1}^2) \quad (8)$$

Normálová síla F_N :

$$\sin(\phi) = \frac{F_Z}{F_N} \Rightarrow F_N = \frac{F_Z}{\sin(\phi)} \quad (9)$$

Kontaktní tlak na komolém kuželu:

$$p_{kuž} = \frac{F_N}{S_{pl}} = \frac{\frac{F_Z}{\sin(\phi)}}{\frac{\pi(r_{k2}^2 - r_{k1}^2)}{\sin(\phi)}} = \frac{F_Z}{\pi(r_{k2}^2 - r_{k1}^2)} = \frac{4F_Z}{\pi(d_{k2}^2 - d_{k1}^2)} \quad (10)$$

Plocha mezikruží S_{mk} :

$$S_{mk} = \frac{\pi(d_{k2}^2 - d_{k1}^2)}{4} \quad (11)$$

Kontaktní tlak na mezikruží:

$$p_{mk} = \frac{F_Z}{S_{mk}} = \frac{F_Z}{\frac{\pi(d_{k2}^2 - d_{k1}^2)}{4}} = \frac{4F_Z}{\pi(d_{k2}^2 - d_{k1}^2)} \quad (12)$$

Porovnání tlaků:

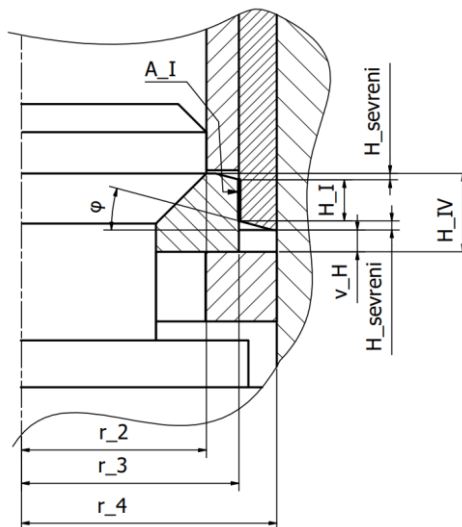
$$p_{kuž} = p_{mk} \quad (13)$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že se kontaktní tlak na komolém kuželu a kontaktní tlak na mezikruží rovnají. Lze tedy při optimalizaci ploch upínače počítat

pouze s průmětem pláště komolého kuželu do roviny XY, jenž se promítne v podobě mezikruží.

7.2.3 Místo I

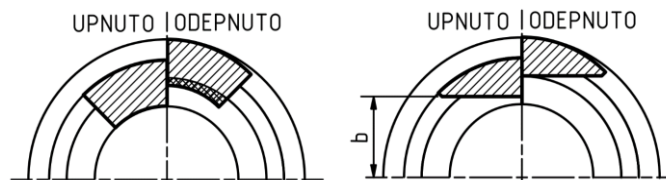
Plocha A_I je kontaktní plocha kamenu a zavírače. Tato plocha zachycuje radiální sílu F_x a je namáhána na otlacení.



Obrázek 38 Důležité rozměry potřebné pro výpočet velikosti plochy A_I

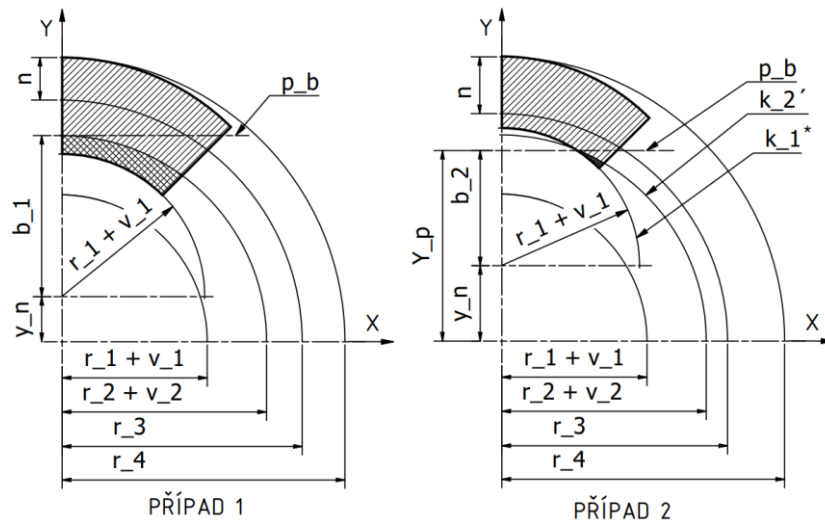
Výpočet rozměru b

Jelikož na vysunutí kamenu není příliš místa, musí být kámen „useknut“, aby nekolidoval s velkým průměrem tažného čepu při vyjmutí (poloměr velkého rozměru hlavy tažného čepu je označen jako r_2). Rovné useknutí je zvoleno z důvodu zmenšení komplikací při výrobě.



Obrázek 39 Useknutí kamenu

V závislosti na dané konfiguraci rozměrů může být rozměr „b“ definován následujícími způsoby:



Obrázek 40 Rozměry důležité pro useknutí kamenu

První případ platí, pokud je splněna následující podmínka:

$$r_4 - r_3 > r_2 - v_2 \quad (14)$$

V prvním případě je nutné useknout kámen až ve vzdálenosti $r_2 + v_2$ od osy X. Platí tedy:

$$b_1 = r_2 + v_2 - y_n = r_2 + v_2 - (r_4 - r_3) \quad (15)$$

Rozměr y_n charakterizuje velikost posunutí kamenu z polohy UPNUTO do polohy ODEPNUTO:

$$y_n = r_4 - r_3 \quad (16)$$

Ve druhém případě přesahuje pouze roh kamenu. Není proto nutné kámen useknout až ve vzdálenosti $r_2 + v_2$, jak to platilo u předchozího případu.

Souřadnici Y_p ve směru osy Y určuje průsečík kružnice k_2' a kružnice k_1^* . Souřadnici Y_p lze určit z následujícího výpočtu:

Rovnice kružnice k_1^* :

$$x^2 + (Y_p - y_n)^2 = (r_1 + v_1)^2 \quad (17)$$

Rovnice kružnice k_2' :

$$x^2 + (Y_p - y_n)^2 = (r_2 + v_2)^2 \quad (18)$$

Po vyřešení soustavy rovnic (16), (17) a (18) a vyjádření souřadnice Y_p

$$Y_p = \frac{(r_2 + v_2)^2 + (r_4 - r_3)^2 - (r_1 + v_1)^2}{2(r_4 - r_3)} \quad (19)$$

Ize vyjádřit rozměr b_2 :

$$b_2 = Y_p - y_n = \frac{(r_2 + v_2)^2 + (r_4 - r_3)^2 - (r_1 + v_1)^2}{2(r_4 - r_3)} - (r_4 - r_3) \quad (20)$$

A po úpravě:

$$b_2 = \frac{(r_2 + v_2)^2 - (r_4 - r_3)^2 - (r_1 + v_1)^2}{2(r_4 - r_3)} \quad (21)$$

Výpočet plochy A_I

Plocha A_I je definována jako součin výšky H_I a délky oblouku $L_{oblouku}$.

$$A_I = H_I * L_{oblouku} \quad (22)$$

Výška opěrné plochy H_I je dána následujícím vztahem:

$$H_I = H_{IV} - H_{sevreni} - v_H - 2 * R_{hrany} \quad (23)$$

Kde H_{IV} je výška kamenu, která je blíže specifikována při výpočtu místa IV. v_H je vůle mezi klecí a zavíračem (blíže specifikovaná v podkapitole 7.5 kapitole vůle mezi klecí a zavíračem). R_{hrany} jsou poloměry zaoblení přechodových hran kamenu a zavírače. Skutečné zmenšení dosedací plochy o zaoblení by bylo náročné vypočítat. Byla tedy tato situace narýsována v CADu a lze konstatovat, že je zmenšení výšky menší, než jaká je velikost poloměru zaoblení. Lze tedy bezpečně nahradit tuto výšku velikostí poloměru zaoblení.

Dále je výpočet zaměřen na výpočet velikosti posuvu $H_{sevreni}$, jenž je potřebný k přemístění kamenů radiálně z polohy „odemknuto“, do polohy „zamknuto“. Tuto část je třeba minimalizovat, jelikož se nijak nepodílí na přenosu namáhání a zbytečně zvyšuje celkový potřebný zdvih pružinového svazku. Sklon kuželu φ je limitován třecím úhlem. Ten závisí na součiniteli tření f a je dán vztahem:

$$\varphi_{kr} = \arctg(f) \quad (24)$$

Aby mohl mechanismus fungovat, musí platit:

$$\varphi > \varphi_{kr} \quad (25)$$

Pro třecí úhly byla vytvořena pro přehlednost Tabulka 2:

Tabulka 2 Součinitele tření a třecí úhly

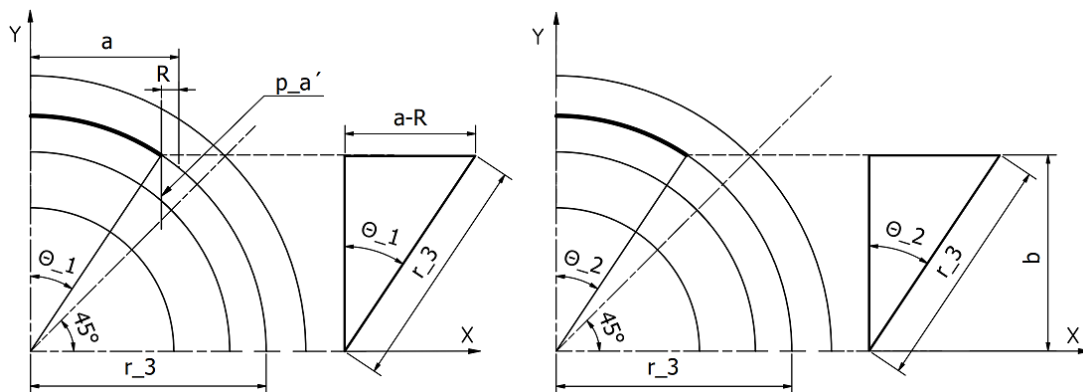
materiál-materiál	$f_{suchý}$ [-]	$\varphi_{kr-suchý}$ [°]	$f_{mazaný}$ [-]	$\varphi_{kr-mazaný}$ [°]
ocel-ocel	0,2	11,3	0,12	6,8

Kvůli spolehlivosti byl zvolen úhel $\varphi = 15^\circ$, pro případ, kdyby byl mechanismus nedokonale namazán. Pro porovnání byl uveden úhel z katalogu výrobce upínačů OTT-JAKOB, který také udává úhel potřebný pro sevření mechanismu 15° [7].

Výška potřebná pro sevření $H_{sevreni}$ je pak rovna:

$$H_{sevreni} = (r_4 - r_3) * \sin(\varphi) \quad (26)$$

Délka oblouku závisí na úhlu θ , který může být definován v závislosti na dané konfiguraci následujícími způsoby:



Obrázek 41 Délka oblouku pro případ 1 a 2

Oblouk je omezen osou Y a přímkou $p_{a'}$

$$\theta_1 = \arcsin\left(\frac{a-R}{r_3}\right) \quad (27)$$

Rovnice přímky $p_{a'}$:

$$x_{pa'} = a - R \quad (28)$$

Oblouk je omezen osou Y a přímkou rovnoběžnou s X ve vzdálenosti b

$$\theta_2 = \arccos\left(\frac{b}{r_3}\right) \quad (29)$$

Pro celkovou délku oblouku poté platí:

$$L_{oblouku} = 8 * r_3 * \min(\theta_1, \theta_2) \quad (30)$$

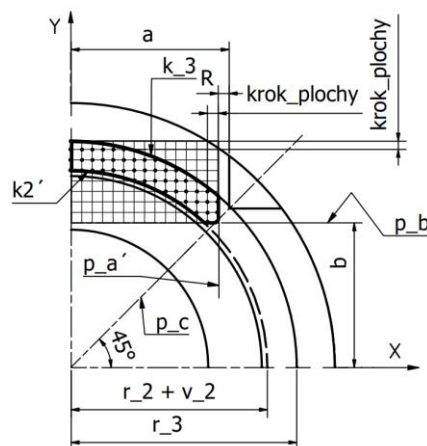
Velikost kontaktního tlaku je poté rovna:

$$p_I = \frac{F_X}{A_I} \quad (31)$$

7.2.4 Místo II

Plocha A_{II} je kontaktní plocha mezi kamenem a klecí. Tato plocha je stejně jako plocha A_{II} namáhaná na otláčení.

Výpočet velikosti plochy A_{II} :



Obrázek 42 Plocha A_{II}

Plocha A_{II} je ohraničena osou Y, přímkami p_a' , p_b , p_c , a kružnicemi k_2' a k_3 .

Rovnice přímky p_c :

$$y_{pc} = x \quad (32)$$

Rovnice kružnice k_2' :

$$y_{k_2'} = \sqrt{(r_2 + v_2)^2 - x^2} \quad (33)$$

Rovnice kružnice k_3 :

$$y_{k3} = \sqrt{r_3^2 - x^2} \quad (34)$$

Celkovou velikost plochy A_{II} lze spočítat jako:

$$A_{II} = 8 * counter_{A_{II}} * krok_plochy^2 \quad (35)$$

kde „ $counter_{A_{II}}$ “ je počet bodů uvnitř obrazce A_{II} .

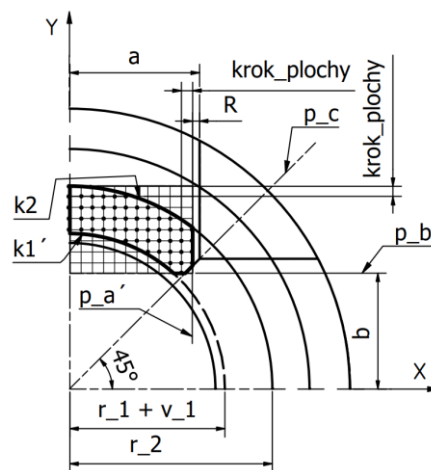
Velikost kontaktního tlaku je dána následující rovnicí:

$$p_{II} = \frac{F_Z}{A_{II}} \quad (36)$$

7.2.5 Místo III

Plocha A_{III} je kontaktní plocha mezi tažným čepem a kamenem. Tato plocha je stejně jako plochy A_I a A_{II} namáhána na otlacení.

Výpočet plochy A_{III}



Obrázek 43 Plocha A_{III}'

Plocha A_{III}' je ohraničena osou Y, přímkami $p_{a'}$, p_b , p_c a kružnicí k_1' a kružnicí k_2 .

Rovnice přímky p_b :

$$y_{pb} = b \quad (37)$$

Rovnice kružnice k_1' :

$$y_{k1'} = \sqrt{(r_1 + v_1)^2 - x^2} \quad (38)$$

Rovnice kružnice k_2 :

$$y_{k2} = \sqrt{r_2^2 - x^2} \quad (39)$$

Celkovou velikost plochy A_{III} lze spočítat jako:

$$A_{III} = 8 * counter_{A_{III}} * krok_plochy^2 \quad (40)$$

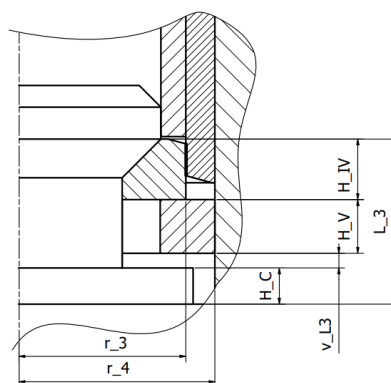
kde „ $counter_{A_{III}}$ “ je počet bodů uvnitř obrazce A_{III} .

Velikost kontaktního tlaku je poté rovna:

$$p_{III} = \frac{F_Z}{A_{III}} \quad (41)$$

7.2.6 Místo IV a V

Namáhání kamenu a kroužku klece spolu úzce souvisejí. Při zvolení příliš konzervativního modelu zjednodušení namáhání na jedné součásti zbytečně zvýší namáhání na součásti druhé. Pro co nejmenší celkové namáhání byl zvolen výpočet, který vychází z rovnosti redukovaných napětí kamenu a kroužku klece.



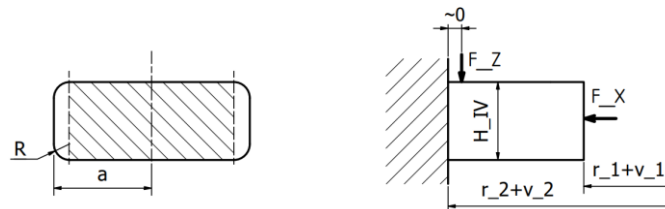
Obrázek 44 Výšky upínače

Do prostoru L_3 se musí vejít s vůlí v_{L3} kámen o výšce H , kroužek klece o výšce H_V , dosedací část tažného čepu o výšce H_C . S rozměrem H_C není možné hýbat, jelikož je součástí standardně vyráběného čepu. Je tedy nutné navrhnout výšku kroužku a kamenu tak, aby nedošlo k utržení klece a aby nedošlo ke stříhu kamenu.

Místo IV

Kámen je namáhán na kombinaci stříhu vytvořeném silou F_Z a tlaku vytvořeném silou F_X . Jelikož má kontaktní plocha s tažným čepem zkosení 45° , je možné uvažovat, že je síla F_X stejně velká jako F_Z .

Pro zjednodušení byl kámen modelován jako vetknutý obdélník o výšce H_{IV} a šířce $2(a - R)$. Dále byl stanoven předpoklad, že se tažný čep nejvíce opře na poloměru $r_2 + v_2$. Působíště síly F_Z je tedy dostatečně blízko k vetknutí, což umožňuje zanedbání ohybového momentu.



Obrázek 45 Zjednodušení kamenu

Namáhaná plocha kamenu A_{IV} :

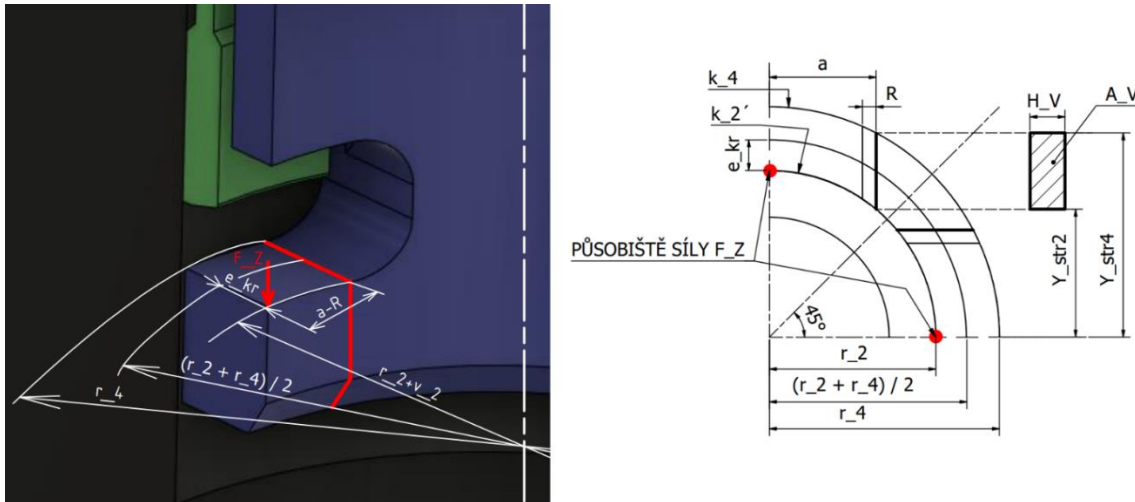
$$A_{IV} = 2H(a - R) \quad (42)$$

Celkové redukované napětí v kamenu σ_{red-IV} podle teorie τ_{max} je rovno:

$$\sigma_{red-IV} = \sqrt{4 * \left(\frac{F_Z}{4 * A_{IV}}\right)^2 + \left(\frac{F_X}{4 * A_{IV}}\right)^2} \quad (43)$$

Místo V

Pro výpočet namáhání na kroužku klece bylo zjednodušeno na kombinaci stříhu, krutu a ohybu.



Obrázek 46 Místo V

Plocha A_V je ohraničena kružnicí k_2' a kružnicí k_4 .

Rovnice kružnice k_2' :

$$y_{k_2'} = \sqrt{(r_2 + v_2)^2 - x^2} \quad (44)$$

Rovnice kružnice k_4 :

$$y_{k_4} = \sqrt{r_4^2 - x^2} \quad (45)$$

Velikost ramena tvořícího namáhání v krutu e_{kr}

$$e_{kr} = \frac{Y_{str4} + Y_{str2}}{2} - \sqrt{r_2^2 - (a - R)^2} \quad (46)$$

Průřezový modul v krutu W_{P-V}

$$W_{P-V} = \frac{a_{21} * a_{11}^2}{3 + 1,8 * \frac{a_{11}}{a_{21}}} \quad (47)$$

$$a_{11} = \min(Y_{str4} - Y_{str2}; H_V) \quad (48)$$

$$a_{21} = \max(Y_{str4} - Y_{str2}; H_V) \quad (49)$$

$$Y_{str2} = \sqrt{(r_2 + v_2)^2 - a^2} \quad (50)$$

$$Y_{str4} = \sqrt{r_4^2 - a^2} \quad (51)$$

Velikost plochy A_V :

$$A_V = H_V \left(\sqrt{r_4^2 - a^2} - \sqrt{(r_2 + v_2)^2 - a^2} \right) \quad (52)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{O-V} = \frac{(Y_{str4} - Y_{str2}) - H_V^2}{6} \quad (53)$$

Celkové redukované napětí na ploše V podle teorie τ_{max} je poté rovno:

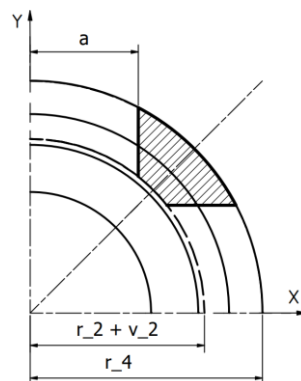
$$\sigma_{red-V} = \sqrt{4 * \left(\frac{F_Z}{8 * A_V} \right)^2 + 4 \left(\frac{F_Z * e_{kr}}{8 * W_{P-V}} \right)^2 + \left(\frac{F_Z * (a - R)}{8 * W_{O-V}} \right)^2} \quad (54)$$

Optimální velikost výšek H_{IV} a H_V

Pro nalezení rovnosti mezi σ_{red-IV} a σ_{red-V} byl použit iterační výpočet. Program postupně dosazuje do rovnic (43) a (54) měnící se výšky H_{IV} a H_V . Pokud program dokonverguje do zvoleného tolerančního pásma, či je překročen maximální dovolený tlak na otlacení závirače, je výpočet ukončen. Pokud je překročeno toleranční pásmo, program se vrátí o krok zpět, krok zjemní na polovinu a obdobně pokračuje dál. Výstupem tohoto výpočtu jsou pak výšky H_{IV} a H_V a napětí v kamenu a na kroužku klece.

7.2.7 Místo VI

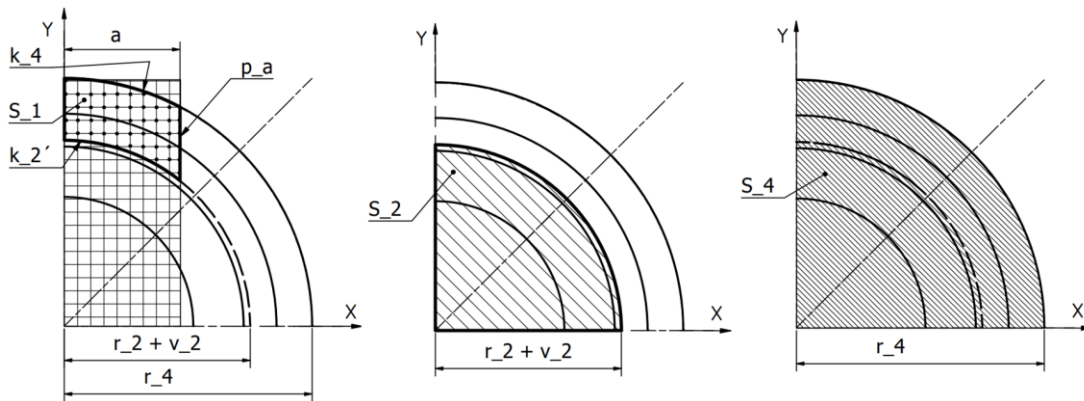
Plocha A_{VI} je nosná plocha táhla klece. Tato plocha je namáhána na kombinaci tahu a ohybu při upnutí, nebo na o něco menší tlak při procesu odepnutí nástroje.



Obrázek 47 Řez v místě VI

Tah

Jelikož by bylo složité určit velikost této plochy přímo (je omezena různými kružnicemi, jejichž rovnice platí pouze v určitých intervalech), byl zvolen nepřímý přístup k výpočtu.



Obrázek 48 Plocha A_{VI}

Plocha S_1 byla vypočítána numericky a plochy S_2 a S_4 analyticky. Odečtením ploch $2 \cdot S_1$ a S_2 od plochy S_4 byla poté získána plocha A_{VI} .

Numerický výpočet plochy S_1 proběhl obdobně jako při výpočtu plochy A_{III} . Plocha S_1 je ohraničena osou Y , přímkami p_a , a p_c a kružnicemi k_2' a k_4 .

Rovnice přímky p_a :

$$x_{pa} = a \quad (55)$$

Velikost plochy S_1 lze spočítat jako:

$$S_1 = counter_{S_1} * krok_plochy^2 \quad (56)$$

kde „ $counter_{S_1}$ “ je počet bodů uvnitř obrazce S_1 .

Plocha S_2 :

$$S_2 = \frac{\pi(r_2 + v_2)^2}{4} \quad (57)$$

Plocha S_4 :

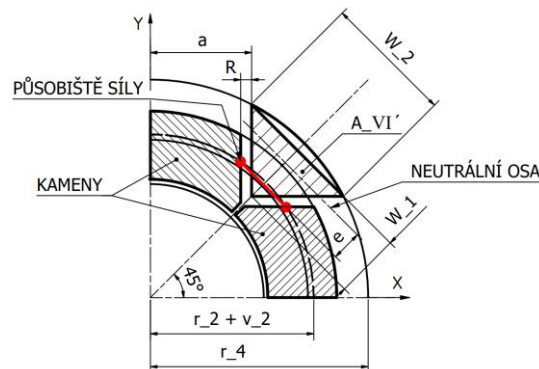
$$S_4 = \frac{\pi r_4^2}{4} \quad (58)$$

Celková velikost plochy A_{VI} je poté rovna:

$$A_{VI} = 4(S_4 - 2S_1 - S_2) \quad (59)$$

Ohyb

Pro výpočet ohybového modulu W_{O-VI} a pro výpočet ramena pro ohybový moment e byl obrazec zjednodušen na trojúhelník. Geometrie byla znázorněna na Obrázku 49.



Obrázek 49 Zjednodušení plochy A_{VI} na trojúhelník a velikost ramena e

Velikost ramena ohybového momentu e je pak rovna

$$e = a \frac{2}{\sqrt{2}} + \frac{2}{3} * \frac{\sqrt{2}}{2} \left(\sqrt{(r_4^2 - a^2)} - a \right) - \frac{2}{\sqrt{2}} \left(a - R + \frac{\sqrt{(r_2 + v_2)^2 - (a - R)^2} - a + R}{2} \right) \quad (60)$$

Velikost výšky trojúhelníku:

$$W_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} \left(\sqrt{r_4^2 - a^2} - a \right) \quad (61)$$

Velikost základny trojúhelníku:

$$W_2 = \sqrt{2} \left(\sqrt{r_4^2 - a^2} - a \right) \quad (62)$$

Průřezový modul v ohybu trojúhelníku:

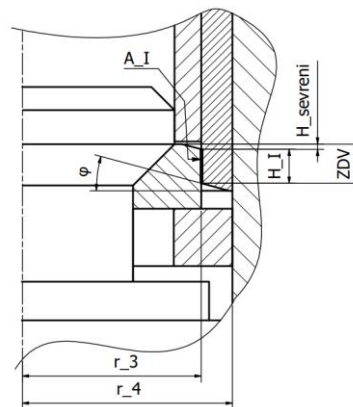
$$W_{O-VI} = \frac{W_2 * W_1^2}{24} \quad (63)$$

Celkové redukované napětí na táhlu klece podle teorie τ_{max} je poté rovno

$$\sigma_{red-VI} = \frac{F_Z}{A_{VI}} + \frac{F_Z * e}{4 * W_{O-VI}} \quad (64)$$

7.2.8 Minimální výška zdvihu ZDV_{min}

Minimální výška zdvihu se skládá z výšky potřebné pro sevření kamenů $H_{sevreni}$ a výšky opěrné plochy kamenu se záviračem H_I . Tuto situaci mimo jiné znázorňuje Obrázek 50.



Obrázek 50 Výška zdvihu

Výška opěrné plochy H_I a výška potřebná pro sevření kamenů již byly stanoveny rovnicemi (23) a (26).

Celková minimální potřebná výška zdvihu je pak:

$$ZDV_{min} = 2 * H_{sevreni} + H_I + T_{ND} + T_{\check{c}} \quad (65)$$

Kde T_{ND} a $T_{\check{c}}$ jsou velikosti tolerančních polí nástrojového držáku a tažného čepu.

7.2.9 Iterátor

Část programu nazvaná „iterátor“ má za úkol projít s krokem *krok_iterace* všechny možné kombinace rozměrů mechanismu s cílem najít rozměry, při kterých bude namáhání mechanismu co nejmenší. Ke snížení velikosti namáhání dojde, pokud je splněna následující podmínka:

$$\max\left(\frac{p_{I-nové}}{k_{pI}}, \frac{p_{II-nové}}{k_{pII}}, \frac{p_{III-nové}}{k_{pIII}}, \frac{\sigma_{IV-nové}}{k_{\sigma IV}}, \frac{\sigma_{V-nové}}{k_{\sigma V}}, \frac{\sigma_{VI-nové}}{k_{\sigma VI}}\right) \quad (66)$$

$$< \max\left(\frac{p_{I-staré}}{k_{pI}}, \frac{p_{II-staré}}{k_{pII}}, \frac{p_{III-staré}}{k_{pIII}}, \frac{\sigma_{IV-staré}}{k_{\sigma IV}}, \frac{\sigma_{V-staré}}{k_{\sigma V}}, \frac{\sigma_{VI-staré}}{k_{\sigma VI}}\right)$$

kde $k_{pI}, k_{pII}, k_{pIII}, k_{\sigma IV}, k_{\sigma V}$ a $k_{\sigma VI}$ jsou opravné součinitele jednotlivých ploch, pomocí nichž je možné zpřesnění analytického modelu.

Slovně lze vztah (66) popsat následovně: Dojde-li ke snížení namáhání nejnamáhanějšího místa, je nová geometrie uložena jako nové řešení.

7.2.10 Výstupy návrhového výpočtu

Výstupem návrhového výpočtu jsou důležité rozměry a velikosti namáhání v kritických místech popsaných výše. Pro přehlednost byly výstupy vypsány do Tabulky 3.

Tabulka 3 Výstup návrhového výpočtu upínače

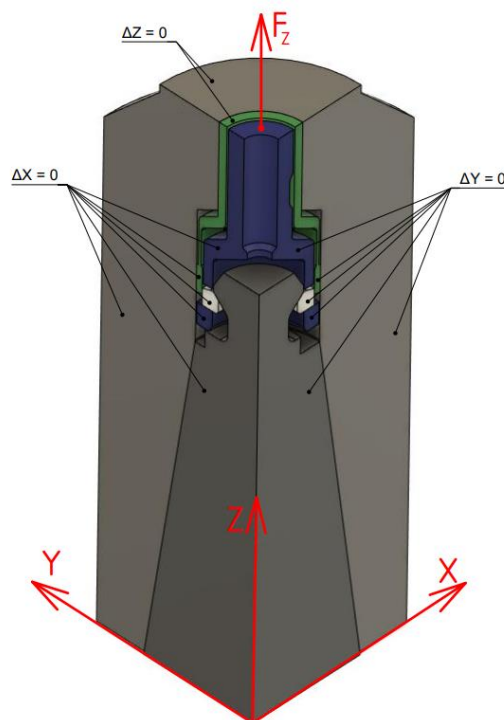
a [mm]	b [mm]	r3 [mm]	H_{IV} [mm]	H_V [mm]	ZDV_{min} [mm]	p_I [N/mm ²]	p_{II} [N/mm ²]	p_{III} [N/mm ²]	σ_{IV} [N/mm ²]	σ_V [N/mm ²]	σ_{VI} [N/mm ²]
7	12,9	18,1	5,9	6,5	3,1	423	98	472	201	487	484

7.3 Kontrolní výpočet upínače pomocí MKP

Při analytickém návrhovém výpočtu došlo ke značnému zjednodušení geometrie. I přes to, že byla snaha přistupovat k výpočtu konzervativně, nebylo možné brát ohled například na nerovnoměrné rozložení tlaku na jednotlivých plochách. Pro verifikaci analytického výpočtu byl proveden kontrolní výpočet pomocí metody konečných prvků realizovaný v simulačním programu Ansys. Jelikož je tvorba verifikačního MKP za rozsahem této bakalářské práce, proběhl výpočet pod zkušeným vedením výpočtáře z ústavu výrobních strojů a zařízení, který dohlédl na správnost výpočtu.

7.3.1 Zjednodušení modelu

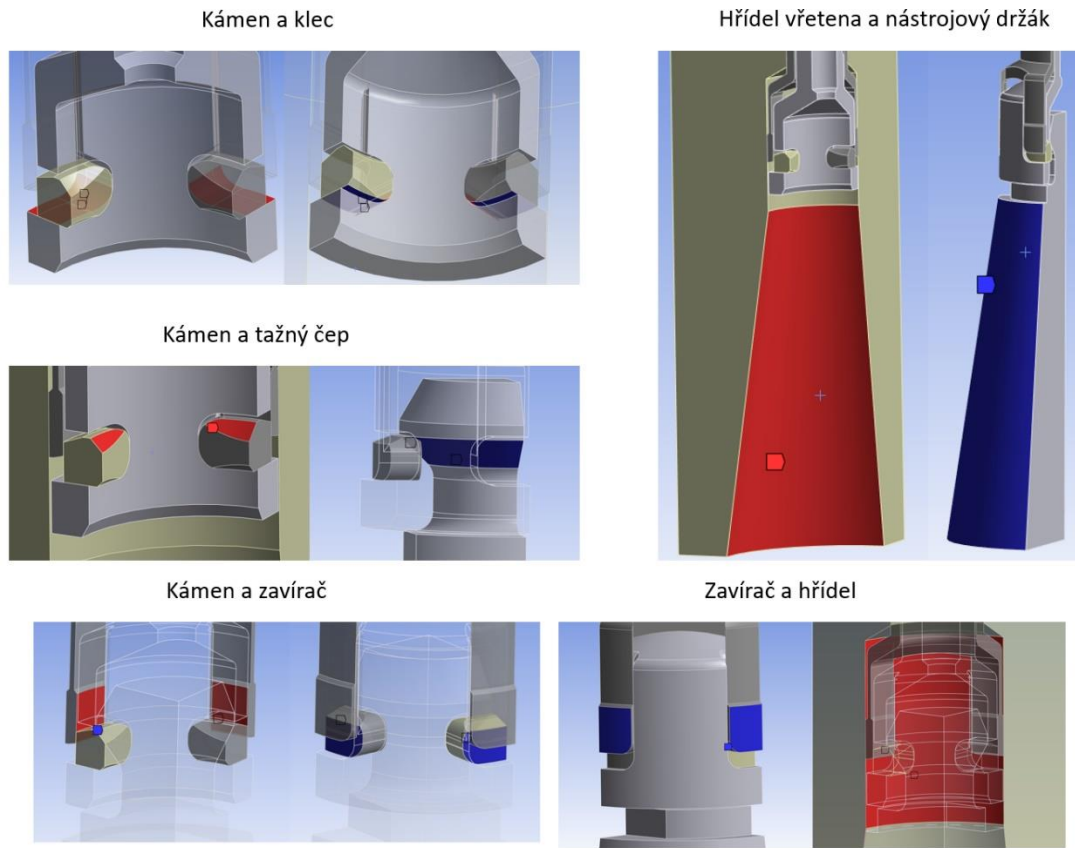
Simulovaná část mechanismu má dvě roviny symetrie vhodné pro zjednodušení výpočtu – XZ a YZ. CAD model byl tedy upraven pouze na čtvrtinu. Toto zjednodušení bylo uvedeno v okrajové podmínce pomocí nastavení dovoleného posunutí ploch $\Delta X = 0$ a $\Delta Y = 0$, ležících v rovinách symetrie na nulu. Ve směru osy Z byla přidána okrajová podmínka pro hřídel vřetena a zavírač: $\Delta Z = 0$. Upínací síla F_Z táhne za klec. Jelikož je simulovaná část čtvrtinová, je čtvrtinová i upínací síla F_Z . Dále byl nástrojový držák a tažný čep uvažován jako jedno těleso.



Obrázek 51 Zjednodušený model pro simulaci a okrajové podmínky

7.3.2 Kontaktní plochy

Pro všechny kontaktní plochy ve zjednodušeném modelu byl zvolen nelineární kontakt se třením s velikostí součinitele tření $f = 0,1$.



Obrázek 52 Zobrazení kontaktních ploch

7.3.3 Materiál

Jako materiál pro simulaci byla zvolena ocel s modulem pružnosti $E = 2 * 10^5 \text{ N/mm}^2$ a poissonovým číslem $\mu = 0,3$. Byl použit lineární materiálový model.

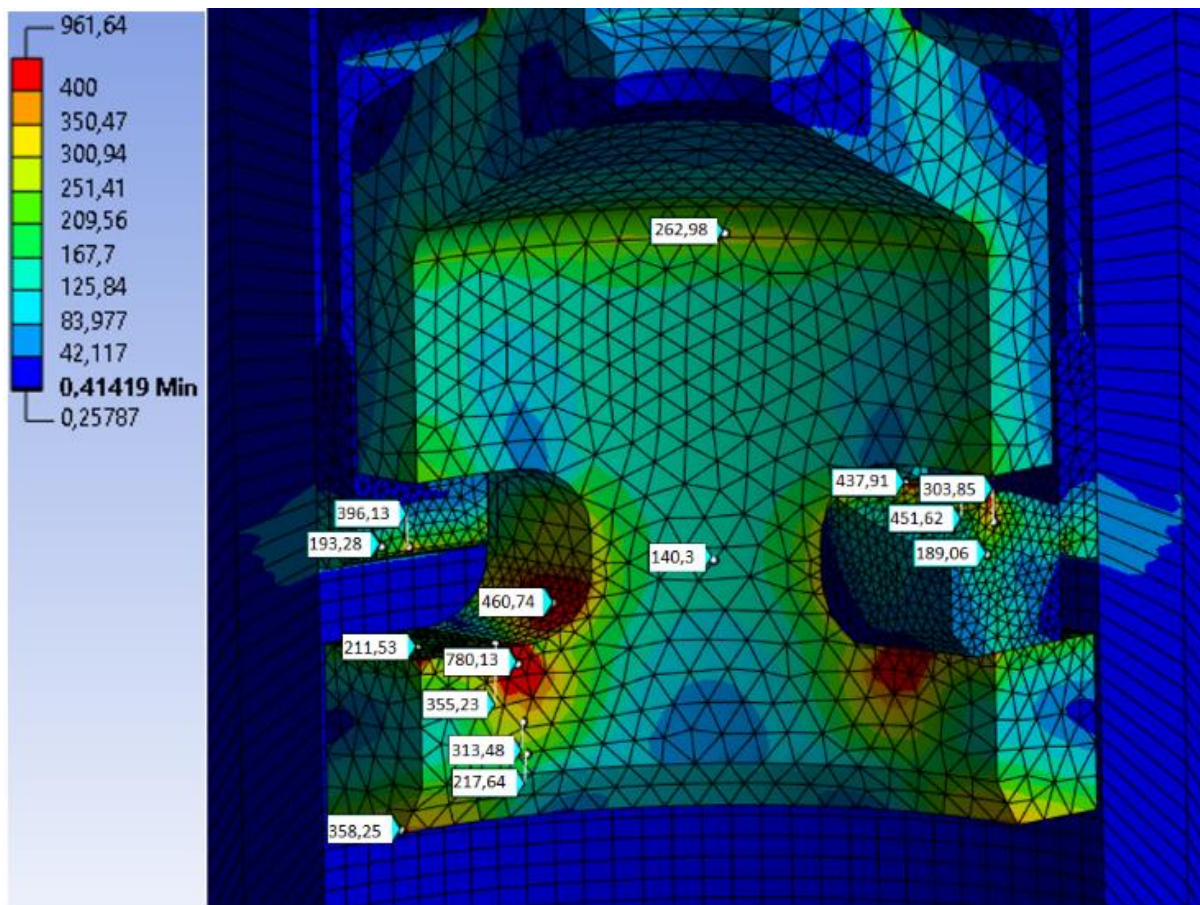
7.3.4 Meshing

Pro dosažení přesnějších výsledků lze síť zjemnit. Zjemnění sítě s sebou však nese delší čas potřebný pro provedení výpočtu. Naopak s hrubší sítí je výpočet rychlejší. Pro kameny byla z tohoto důvodu zvolena jemná síť 0,6 mm. V místech dosedacích ploch mechanismu byla jemná síť zvolena jen lokálně. Síť hřídele vřetena a nástrojového držáku s tažným čepem byla zvolena naopak s hrubou sítí 2,5 mm, jelikož se na ní nijak podstatně nemění namáhání. Zbylé součásti byly síťovány elementy o velikosti 1,2 mm.

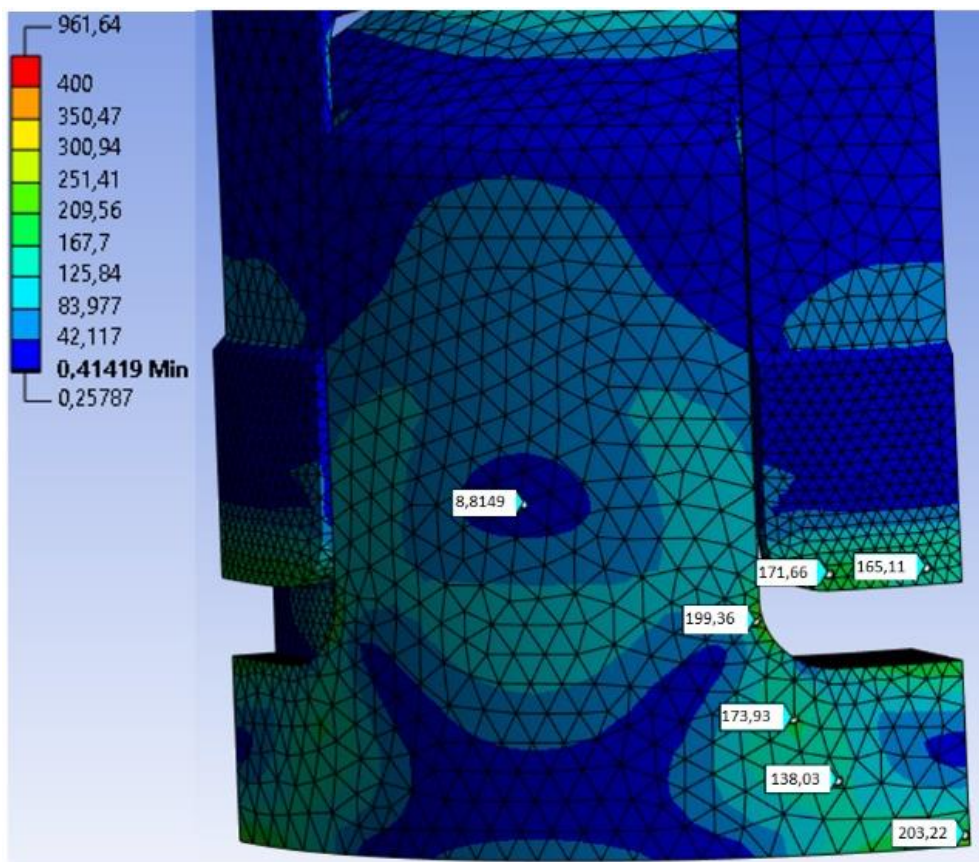
7.3.5 Zhodnocení simulace a porovnání s analytickým výpočtem

Při vyhodnocení simulace byly zkontrolovány velikosti redukovaných napětí a velikosti kontaktních tlaků. Ze simulace vyplývá, že se redukovaná napětí jak klece,

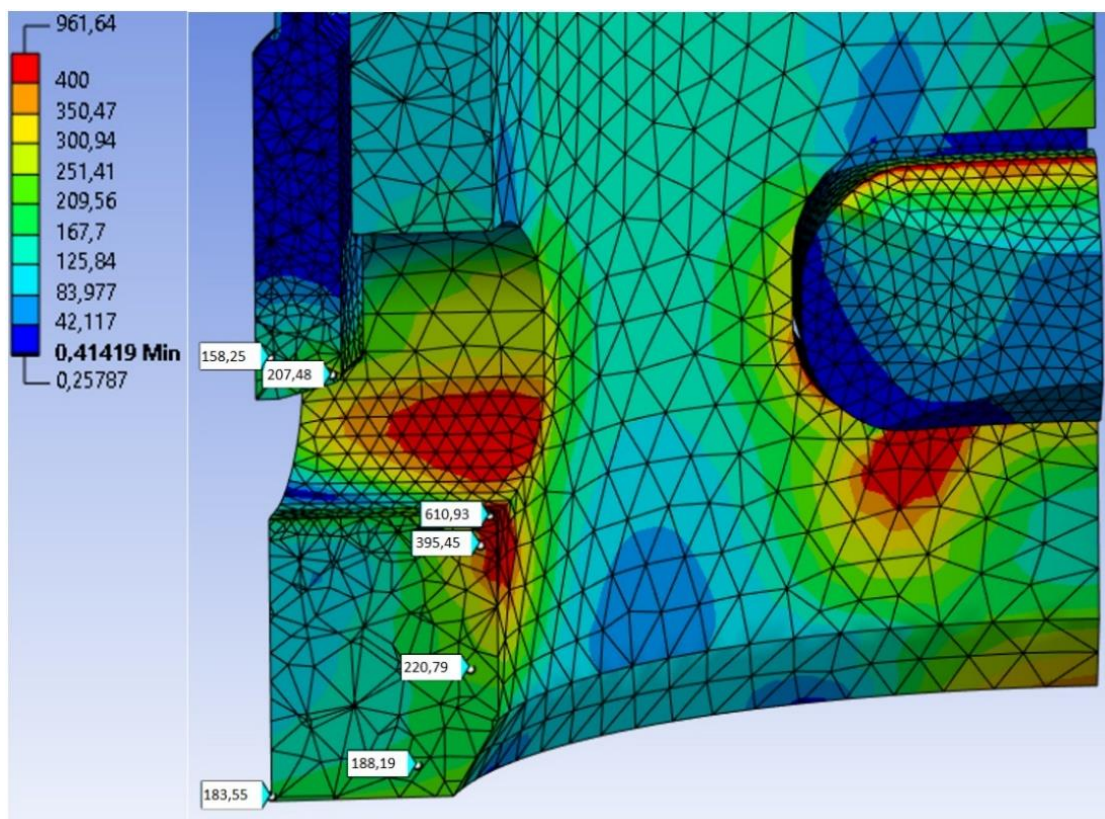
tak kamene pohybují do 305 N/mm^2 . Kontaktní tlaky jsou podstatně vyšší, s extrémy v místě styku hrany kamene s klecí a na styčné hraně kamene a tažného čepu. Celkově kontaktní tlaky nepřesahují hodnotu 780 N/mm^2 . Dále v místě zaoblení klece dochází ke koncentraci napětí kvůli přítomnosti vrubu. Napětí v těchto částech nepřesahuje 461 N/mm^2 . Velikost namáhání především kontaktních tlaků se blíží limitu běžně používaných materiálů. Kontaktní tlaky však nejsou natolik vysoké, aby tato situace nemohla být vyřešena vhodným tepelným zpracováním.



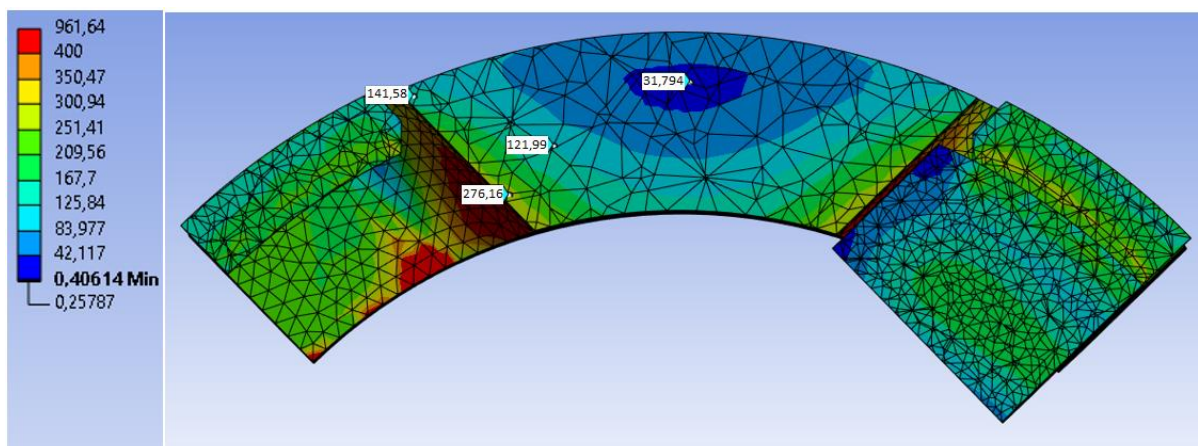
Obrázek 53 MKP pohled zevnitř



Obrázek 54 MKP pohled z venku



Obrázek 55 MKP řez místem V



Obrázek 56 MKP řez místem VI

Pro názornější porovnání analytických výsledků a výsledků získaných simulací byla vytvořena Tabulka 4, v níž byly uvedeny extrémy jednotlivých napětí.

Tabulka 4 Porovnání analytického výpočtu a výpočtu pomocí MKP

Pozice	I	II	III	IV	V	VI
Namáhání	Otlačení	Otlačení	Otlačení	Střih, tlak	Střih, krut, ohyb	Tah, ohyb
$\sigma_{analytický}$ [N/mm ²]	423	98	472	201	487	484
σ_{MKP} [N/mm ²]	396	780	452	189	313	276

Pro zpřesnění analytických výsledků by bylo možné upravit korekční součinitele. Jelikož by závislost mezi napětími nemusela být pouze konstantní, ale mohla by být závislá na nějaké složitější funkci, bylo toto zpřesnění výpočtu ponecháno bez dalšího zkoumání a korekční součinitele byly ponechány s hodnotou 1.

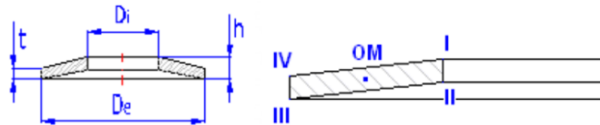
Pro snížení namáhání by bylo možné například zmenšení vůle mezi klecí a zavíračem v_{L3} , zvýšení počtu kamenů či snížení velikosti upínací síly.

Na základě výsledků výpočtů byl zvolen materiál klece, kamenů a zavírače 42CrMo4, jenž byl dále zušlechtěn na 1000 – 1100 N/mm².

7.4 Návrh pružinového svazku

Výpočet pružinového svazku složeného z talířových pružin je početně náročná úloha. Byl tedy vytvořen program Disc_spring_stack, který na základě požadované síly a zdvihu spočítá možné varianty kombinací existujících talířových pružin. Dále je popsán princip jejich výpočtu.

Vstupy programu jsou upínací síla, posuv a jednotlivé pružiny uložené v excelu na stránce „Standard“. Výstupem jsou jejich možné kombinace uložené na stránce „Vysledky“



Obrázek 57 Rozměry talířové pružiny a charakteristická namáhaná místa [20]

Nejnamáhanějším místem talířové pružiny je místo I [16]. Dimenzování tedy probíhá ve vztahu k tomuto místu. Velikost napětí v tomto místě je dáno následujícími rovnicemi [20]:

$$\sigma_I = -\frac{4 * E}{1 - \mu^2} * \frac{t * s}{K_1 * D_e^2} * \left[K_2 * \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 * t} \right) + K_3 \right] \quad (67)$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} * \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta} \right)^2}{\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln(\delta)}} \quad (68)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} * \frac{\frac{\delta - 1}{\ln(\delta)} - 1}{\ln(\delta)} \quad (69)$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} * \frac{\delta - 1}{\ln(\delta)} \quad (70)$$

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \quad (71)$$

7.4.1 Výpočet maximálního stlačení talířové pružiny

Jelikož by bylo analytické vyjádření stlačení velmi početně náročné, byla zvolena iterační metoda výpočtu. Iterační výpočet maximálního stlačení proběhl následovně: bylo zvoleno maximální dovolené napětí z katalogu Mubea [16], toleranční pásmo, rozměry pružiny, modul pružnosti, poissonovo číslo a velikost kroku stlačení. Poté

program dosazoval do rovnice (67) k-násobky stlačení, dokud se nedostal do tolerančního pásma nebo dokud nepřesáhl dovolenou hodnotu napětí. Pokud bylo napětí v požadovaném rozmezí, bylo za výsledek zvoleno stlačení v poslední iteraci. Pokud bylo přesaženo maximální napětí, program se vrátil o krok zpět, krok zjemnil na polovinu a pokračoval obdobně dál.

Dále následuje výpočet stlačení s_1 , které je potřebné pro vytvoření požadované upínací síly F_Z .

$$F_Z = \frac{4 * E}{1 - \mu^2} * \frac{t^3 * s_1}{K_1 * D_e^2} * \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s_1}{t} \right) * \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s_1}{2 * t} \right) + 1 \right] \quad (72)$$

Výpočet byl opět proveden numericky, stejným způsobem, jak bylo zmíněno výše, s tím rozdílem, že toleranční pásmo nebylo definováno pomocí dovoleného napětí, ale pomocí požadované upínací síly.

Rozdílem maximálního stlačení s_2 a stlačení potřebném pro vytvoření upínací síly s_1 je získáno stlačení, pomocí kterého je realizován zdvih ZDV.

7.4.2 Skládání pružin

Talířové pružiny lze skládat sériově, paralelně nebo sério-paralelně.

Sériovým složením pružin je dosaženo delšího zdvihu pružinového svazku.

$$s_{ser} = i_{pr} * s \quad (73)$$

Paralelním složením pružin je dosaženo větší tuhosti, která se projeví vyšší silou při stejném stlačení pružinového svazku.

Bez zahrnutí vlivu tření

$$F_{par} = n_{pr} * F \quad (74)$$

Se zahrnutím vlivu tření

$$F_{par-t} = F * \frac{n}{1 \pm \mu_M * (n - 1) \pm \mu_R} \quad (75)$$

Kde μ_M je součinitel povrchového tření a μ_R je součinitel tření na okrajích pružiny.

Část programu pojmenovaná skladac_pruzin má za úkol nalézt řešení pružinového svazku, které odpovídá zadaným kritériím. Část zabývající se výpočtem síly, která byla zmíněna výše, je přímo integrována do této funkce. Výstupem z této funkce je počet pružin složených sériově a stlačení s_2 jedné pružiny v požadované krajní poloze upínacího mechanismu. Pokud se funkci nepodařilo nalézt řešení, byla jejím výstupem hodnota „None“, která byla v další části programu odfiltrována. V opačném případě byla dopočítána potřebná odepínací síla a řešení bylo uloženo do listu pojmenovaném „svazek“ společně s číslem pružiny, její geometrií, počty sériově a paralelně zapojených pružin, stlačení jedné pružiny $s_{1,}$ odepínací silou a délkou svazku.

7.4.3 Výpočet odepínací síly

Velikost odepínací síly byla vypočítána ze stlačení s_2 jedné pružiny.

$$F_o = \frac{4 * E}{1 - \mu^2} * \frac{t^3 * s_2}{K_1 * D_e^2} * \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s_2}{t} \right) * \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s_2}{2 * t} \right) + 1 \right] \quad (76)$$

Funkce „dodatecny_filtr“ umožňuje redukcí počtu řešení přidáním další podmínky týkající se dat uložených v listu „svazek“. Tato funkce pouze odebere vygenerovaná řešení. Nesnaží se o upravení svazku tak, aby splňoval dodatečná kritéria. Toto provedení bylo zvoleno z důvodu snadného přidání podmínky usnadňující výběr finálního řešení pružinového svazku. Konkrétně byla přidána podmínka pro maximální odepínací sílu.

Zvolenými vstupy programu je upínací síla 20 000 N, zdvih 8 mm, bezpečnost 1,75 a maximální odepínací síla 30 000 N. Zbylé parametry potřebné pro výpočet byly voleny z konstrukčních doporučení Mubea [16] a Mit-calc [20]

Výstupem z programu je výběr pružin, z nichž byla zvolena jedna nejvhodnější pružina. Pružina byla zvolena na základě velikosti odepínací síly (při nižší odepínací síle dochází i k menšímu namáhání odepínací jednotky), vnějšího průměru (a základě vnějšího průměru je volena vodicí trubka) a na základě počtu pružin. Jako nejvhodnější se tedy jevila pružina s identifikačním číslem 18 0124. Důležité parametry pružinového svazku byly vypsány v Tabulce 5.

Tabulka 5 Parametry pružinového svazku

ID	D_e [mm]	D_i [mm]	t [mm]	l_0 [mm]	h_0 [mm]	s_1 [mm]	F_{od} [N]	n_{par} [-]	n_{ser} [-]	L_0 [mm]
18 0124	125	51	5	8,9	3,9	1,63	25460	1	16	143

Dále byla provedena kontrola v kalkulačce talířových pružin Mubea, jejíž report byl, společně s vygenerovanými pružinovými svazky, umístěn do příloh.

Pozn.: Kalkulačka Mubea nepočítá se třením, kdyžto program Disc_spring_stack ano. Výsledky obou kalkulaček jsou podobné.

7.5 Kontrolní výpočty upínací a odepínací jednotky

Kontrolní výpočty jak upínací, tak odepínací jednotky byly provedeny pro důležité polohy v nejméně namáhaných místech. Výsledky kontrolních výpočtů společně se zadanými vstupními hodnotami byly vloženy do příloh.

7.5.1 Tah/tlak/otlačení/střih

Pro namáhání na tah a na tlak platí následující vztah:

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (77)$$

Otlačení namáhaných kontaktních ploch:

$$p_{kont} = \frac{F}{S} \quad (78)$$

Namáhání na střih:

$$\sigma_{red} = 2 * \tau = 2 * \frac{F}{S_s} \quad (79)$$

Bezpečnosti jsou poté dány poměrem hodnot meze kluzu a velikosti namáhání

$$k_\sigma = \frac{\sigma_k}{\sigma} \quad (80)$$

$$k_{p-kont} = \frac{\sigma_k}{p_{kont}} \quad (81)$$

$$k_{\sigma_{red}} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} \quad (82)$$

Všechny bezpečnosti vyšly dost velké na to, aby nebylo nutné brát v úvahu ohybové momenty na deskách a bylo možné ponechat zjednodušení geometrie.

7.5.2 Svary

Pro výpočet svarů byly použity rovnice ze skript ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ – Příklady [21], které byly následně upraveny z důvodu snazšího užití ve vytvořené tabulce. Ve všech případech se jedná o koutové svary, které jsou namáhány stejným způsobem.

Plocha svaru

$$S_{svaru} = \frac{[(d_v + 2a_s)^2 - d_v^2] * L_{svaru} * n_{svarů}}{4 * d_v} \quad (83)$$

Kde d_v je vnější průměr trubky, L_{svaru} je délka svaru, a_s je výška svaru a $n_{svarů}$ je počet svarových housenek.

Výsledné napětí v koutovém svaru

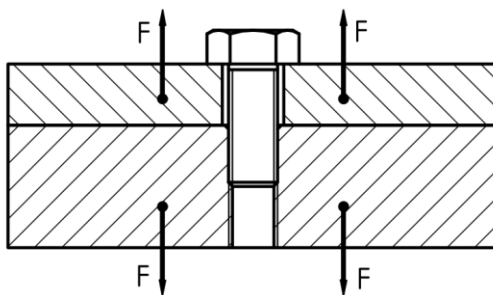
$$\tau_V = \frac{4 * F * d_v}{\alpha * [(d_v + 2a_s)^2 - d_v^2] * L_{svaru} * n_{svarů}} \quad (84)$$

Bezpečnost je vztažena k upravené mezi kluzu

$$k_{svaru} = \frac{(1,3 - 0,043 * a_s) * \sigma_k}{\tau_V} \quad (85)$$

7.5.3 Šroubové spoje

Všechny šrouby upínací a odepínací jednotky jsou namáhány stejným způsobem znázorněném na Obrázku 58.



Obrázek 58 Namáhání šroubového spoje

Namáhání za provozu

Aby nedošlo k odlehčení přírub, musí být šroub předepnut silou Q , jenž je alespoň stejně tak velká jako maximální síla, kterou je mechanismu namáhán. Předepínací síla se rozdělí rovnoměrně mezi namáhané šrouby na síly Q_i o velikosti

$$Q_i = \frac{Q}{n_{\text{šroubů}}} * k_{p\check{s}} \quad (86)$$

Kde $n_{\text{šroubů}}$ je počet šroubů přenášejících zatížení Q a $k_{p\check{s}}$ je součinitel bezpečnosti předepjetí šroubu.

Namáhání dřívku šroubu

$$\sigma_{A3} = \frac{Q_i}{A_{3\check{s}}} = \frac{4 * Q_i}{\pi * d_{3\check{s}}^2} \quad (87)$$

Tlak v závitech

$$p_z = \frac{Q_i}{\pi * d_{2\check{s}} * \frac{D_{\check{s}} - D_{1\check{s}}}{2} z_T} \quad (88)$$

Namáhání při montáži

Při vytvoření předepínací síly Q_i při utahování je nutné namáhat šroub větším momentem z důvodu překonání tření v závitech a pod hlavou šroubu.

Úhel stoupání závitu γ_z

$$\gamma_z = \arctg\left(\frac{P}{\pi * d_{2\check{s}}}\right) \quad (89)$$

Třecí úhel závitu φ'_z

$$\varphi'_z = \arctg\left(\frac{f}{\cos\beta_n}\right) \quad (90)$$

Kde β_n je poloviční úhel profilu závitu v normálovém řezu.

Třecí moment v závitech

$$M_Z = Q_i * \frac{d_{2s}}{2} * tg(\gamma_Z + \varphi'_z) \quad (91)$$

Třecí moment pod hlavou šroubu

$$M_{th} = Q_i * f * \left(\frac{S_{hlavy} + D_d}{4}\right) \quad (92)$$

Celkový moment potřebný pro utažení šroubu

$$M_C = M_Z + M_{th} \quad (93)$$

Celkové namáhání dřívku šroubu při montáži

$$\sigma_{redš} = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4 * Q_i}{\pi * d_{3s}^2}\right)^2 + 4 * \left(\frac{16 * M_C}{\pi * d_{3s}^3}\right)^2} \quad (94)$$

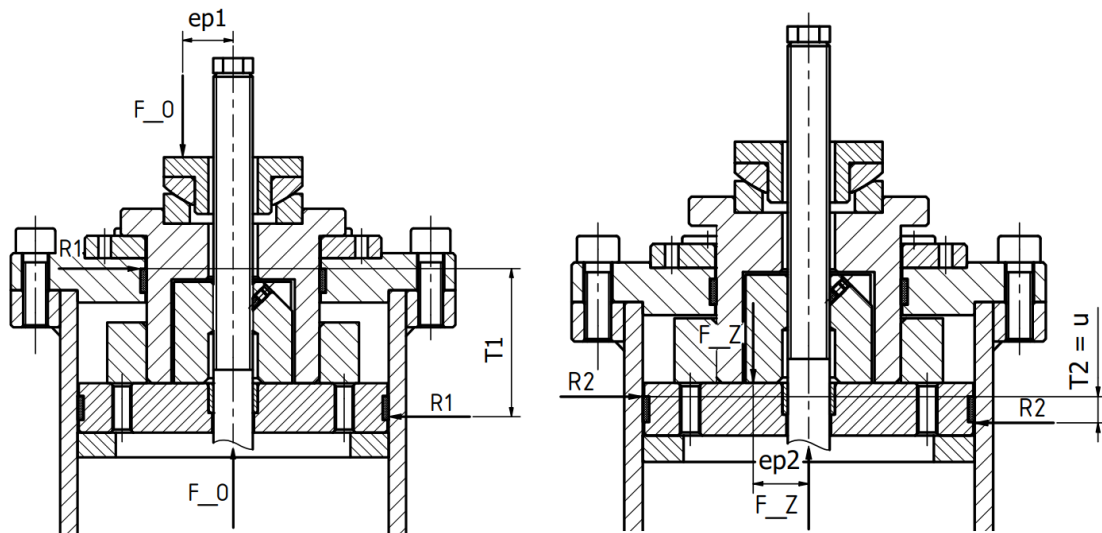
Tlak pod hlavou šroubu

$$p_{hs} = \frac{Q_i}{\pi \left[\left(\frac{S_{hlavy}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_d}{2}\right)^2 \right]} \quad (95)$$

Všechny šrouby byly dále pojištěny závitovým lepidlem Loctite 242.

7.5.4 Vodicí pásy

Pro vedení jak pístu, tak vyražeče, byly zvoleny vodicí pásy řady F 506 s rozměry 9,7x2,5 od výrobce Hennlich [22]. Při kontrolním výpočtu otláčení pásů bylo uvažováno kosinové rozložení tlaku. Výpočet byl realizován pro dvě nejnamáhanější polohy – dosednutí na spodní doraz při odepnutí nástroje a dosednutí matice tažné tyče na desku pružiny.



Obrázek 59 Namáhání vodicích pásů při odepnutí a při upnutí

Momentová rovnice

$$F_i * ep_i = R_i * T_i \quad (96)$$

Kosinové rozložení tlaku

$$p_{\text{pásu}} = \frac{4R_i}{\pi * d_{\text{vedení-min}} * T_i} \quad (97)$$

Po vyjádření excentricity a dosazení hodnot pro nejnamáhanější místa vychází maximální dovolená excentricita zatížení ep

$$ep1 = \frac{1}{F_0} * \frac{p_D * \pi * d_{\text{vedení-min}} * u * T_1}{4} = \frac{1}{27800} * \frac{58 * \pi * 70 * 9,7 * 54}{4} = 60 \text{ mm} \quad (98)$$

$$ep2 = \frac{1}{F_Z} * \frac{p_D * \pi * d_{\text{vedení-min}} * u^2}{4} = \frac{1}{20000} * \frac{58 * \pi * 70 * 9,7^2}{4} = 15 \text{ mm} \quad (99)$$

$$ep = \min(ep1; ep2) = \min(60; 15) = 15 \text{ mm} \quad (100)$$

Pro zamezení vzniku radiálních sil je na vyražeč umístěna kulová podložka. Do kulové podložky je zasazen dutý čep, který zajišťuje spolehlivější vedení na tažné tyči.

7.5.5 Vzpěr tažné tyče

Při vyražení nástrojového držáku z dutiny vřetena je tažná tyč namáhána na vzpěr. Při procesu upnutí se nástrojový držák vlivem tření zasekne v dutině vřetena a poté při procesu odepnutí klade tažné tyči odpor.

Vyrážecí síla

Výpočet zarážecí síly vychází z rovnic pro výpočet funkčního kuželu.

$$F_Z = p_k \pi l d_s (tg(\alpha) + f) \quad (101)$$

Odtud byl vyjádřen kontaktní tlak na kuželu:

$$p_k = \frac{F_Z}{\pi l d_s (tg(\alpha) + f)} = \frac{25000}{\pi * 101 * 55 * (tg(8,3^\circ) + 0,2)} = 4,1 \text{ MPa} \quad (102)$$

Vyrážecí síla je pak rovna:

$$F_V = p_{kuž} \pi l d_s (f - tg(\alpha)) = 4,1 * \pi * 101 * 55 * (0,2 - tg(8,3^\circ)) = 3872 \text{ N} \quad (103)$$

Kontrola tažné tyče na vzpěr

Při vyražení nástrojového držáku z dutiny vřetena je tažná tyč namáhána na vzpěr. Byl uvažován druhý případ vzpěru.

$$\lambda = \frac{l_{tyče}}{i} = \frac{l_{tyče}}{\sqrt{\frac{J}{A_{tyče}}}} = \frac{l_{tyče}}{\sqrt{\frac{\frac{\pi d_{tyče}^4}{64}}{\frac{\pi d_{tyče}^2}{4}}}} = \frac{700}{\sqrt{\frac{\frac{\pi * 18^4}{64}}{\frac{\pi * 18^2}{4}}}} = 156 \quad (104)$$

$$\lambda_{mez} = \pi \sqrt{\frac{n_{vzp} E}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{1 * 210000}{355}} = 77 \quad (105)$$

⇒ Eulerova oblast

$$F_{kr} = n_{vzp} \frac{\pi^2 E J}{l^2} = 1 * \frac{\pi^2 * 210000 * \frac{\pi * 18^4}{64}}{700^2} = 21796 \text{ N} \quad (106)$$

Bezpečnost:

$$k_{vzpěr} = \frac{F_{kr}}{F_V} = \frac{21796}{3872} = 5,6 \quad (107)$$

Kontrola na vzpěr vyšla s dostatečně velkou bezpečností.

7.5.6 Prodloužení tažné tyče

Pod zatížením upínací silou se tažná tyč prodlouží. Pokud by byla vůle mezi distanční trubkou a víkem upínací jednotky menší, než je natažení tažné tyče, došlo by ke snížení velikosti upínací síly.

Tažná tyč má po celé délce průměr 18 mm a je na obou koncích zakončena závitem M16. Lze tedy tento případ zjednodušit a tažnou tyč, klec a tažný čep bezpečně nahradit náhradní tyčí s průměrem 16 mm.

$$\Delta L_{tyče} = \frac{F_Z * L_{tyče}}{E * \frac{\pi * d_{tyče16}^2}{4}} = \frac{25000 * 700}{210000 * \frac{\pi * 16^2}{4}} = 0,4 \text{ mm} \quad (108)$$

7.6 Parametry odepínací jednotky

Výpočet síly pístu při maximálním zvoleném tlaku umožní určení velikosti namáhání při kontrolních výpočtech.

Síla pístu s přidaným omezovačem tlaku:

$$F_{Omax} = p * A_{činná} = 12 * 2930 = 35160 \text{ N} \quad (109)$$

Rychlost pístnice:

$$v_{pístnice} = \frac{\dot{V}}{A_{činná}} = \frac{58333}{2930} = 20 \text{ mm/s} \quad (110)$$

Se znalostí rychlosti pohybu pístnice a zdvihu pístu lze spočítat čas potřebný pro odepnutí nástroje:

$$\begin{aligned} t_{odepnuti} &= \frac{ZDV_{pístnice}}{v_{pístnice}} + t_{r-odepínače} = \frac{11}{20} + t_{r-odepínače} = \\ &= 0,55 + t_{r-odepínače} \text{ [s]} \end{aligned} \quad (111)$$

Kde $t_{r-odepínače}$ je reakční doba elektrického a hydraulického okruhu po stlačení tlačítka „ODEPNOUT“

7.7 Tloušťka seřizovací podložky

Seřizovací podložka má za úkol usnadnění seřízení matice tažné tyče. Podložka simuluje natažení tažné tyče a dosednutí dílců. Při montáži je podložka umístěna mezi víko a distanční trubku, což zapříčiní větší stlačení pružinového svazku. Matice je poté volně našroubována na tažnou tyč na dosednutí na píst a poté lehce dotažena. Přehledněji tuto situaci vystihují obrázky určené k seřízení mechanismu, jenž jsou komentovány v kapitole 8 věnované složení a seřízení mechanismu.

Pro velikost tloušťky seřizovací podložky platí:

$$H_{sp} > (\Delta L_{tyče16} + T_{ND} + T_{\check{c}}) * k_{Hsp} = (0,4 + 0,3 + 0,3) * 1,5 = 1,5mm \quad (112)$$

Kde $k_{\Delta L_{tyče16}}$ je bezpečnostní součinitel, jenž má za úkol kompenzovat dosednutí jednotlivých dílců mechanismu a T_{ND} a $T_{\check{c}}$ jsou velikosti tolerančních polí nástrojového držáku a tažného čepu.

Byla tedy zvolena tloušťka seřizovací podložky $H_{sp} = 1,5 mm$.

7.8 Vůle mezi klecí a zavíračem

Dosednutí klece na ramena zavírače je považováno za kolizní stav, jenž je popsán v následující kapitole. Při seřízení mechanismu je tedy snahou tomuto stavu předejít pomocí vytvoření vůle mezi klecí a rameny zavírače. Vůle nesmí být zbytečně velká, aby nedošlo k příliš velkému zmenšení plochy A_I a k otláčení jak kamenu, tak ramen zavírače.

Minimální požadovaná velikost této vůle je dána následujícím vztahem:

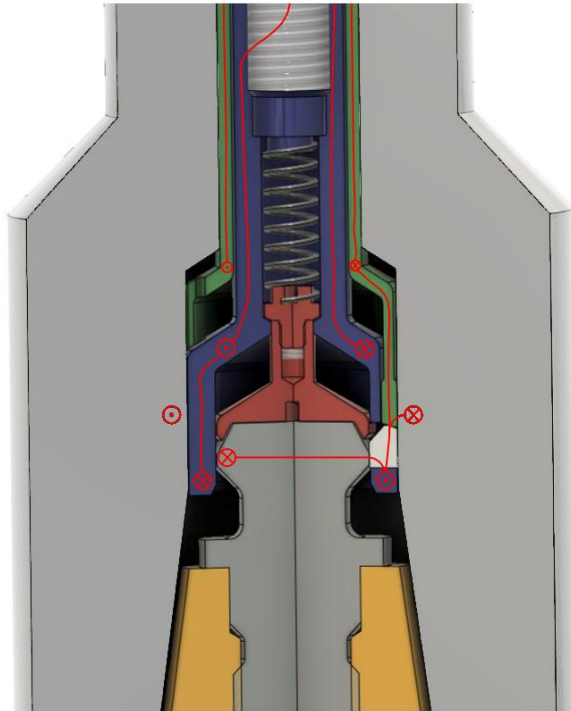
$$v_Z > (H_{sp} + v_{L3} + T_{ND} + T_{\check{c}}) * k_{vZ} = (1,5 + 0,5 + 0,3 + 0,3) * 1,25 = 3,25mm \quad (113)$$

Byla tedy zvolena velikost vůle $v_Z = 3,5mm$. Velikost této vůle odpovídá vůli v kroku 6 seřízení mechanismu. Celková maximální vůle při provozu je poté o v_{L3} menší.

$$v_H = v_Z - v_{L3} = 3,5 - 0,5 = 3 mm \quad (114)$$

7.9 Kolizní stav

Při špatném vložení nástrojového držáku do vřetena lze docílit kolizního stavu, s nímž si upínací mechanismus bohužel nedokáže poradit. Tento stav je znázorněn na Obrázku 60.



Obrázek 60 Kolizní stav

Při tomto stavu dojde k otláčení závitů a dosedacích ploch zavírače a kamenu. Jelikož se tažná tyč stále nachází ve spodní poloze, je stále deaktivováno vřeteno a není ho možné roztočit. Nedojde tedy k ohrožení zdraví obsluhy.

Tento případ byl vyřešen důsledným poučením obsluhy. Obsluha musí dbát na řádné vložení nástrojového držáku do vřetena.

8 Složení a seřízení mechanismu

Pro správný, spolehlivý a bezpečný chod mechanismu je důležité správně složit a seřídít celou sestavu upínače. Pro lepší názornost je vhodné si vzít k ruce obrázky týkající se složení mechanismu, které jsou vloženy do příloh. Pro snazší práci při skládání a seřizování je vhodné mechanismus sestavovat ve více lidech.

8.1 Mechanika

1- Celý proces skládání začíná sešroubováním a zalepením závitů závirače s trubkou závirače. Dále je potřeba sestavit dohromady klec, klobouk, pružinu klobouku a tažnou tyč. Závitů pojistit lepidlem. Po sešroubování klece s tažnou tyčí navrtat a vystružit díru $\varnothing 2$ H12 pro pružný kolík na připravené plošce. Po zhotovení díry pojistit spojení klece a tažné tyče pružným kolíkem.

2- Následně je sestava závirače vložena do vřetena a ze shora je našroubováno těleso upínací jednotky až na dosednutí ramen závirače na hřídel vřetena.

3- Dále je společně s kameny a nástrojovým držákem s tažným čepem vložena sestava klece do dutiny vřetena. Nástrojový držák je tlačěn do vřetena, aby nevypadl.

4- Těleso upínací jednotky je připevněno na hřídel vřetena pomocí miskové spojky.

5- Šroubování trubky závirače až na dosednutí ramen závirače na klec.

6- Sestava závirače je poté zpátky našroubována o 3,5 otáčky, což odpovídá posunutí $v_z = 3,5 \text{ mm}$. Následně je trubka závirače zaaretována maticí závirače a šroubem. Šroub je pojištěn závitovým lepidlem.

7- Poté lze do tělesa pružiny vložit kalené podložky, talířové pružiny, píst s vodicím pásem a distanční trubku se seřizovací podložkou.

8- Přitažením víka pomocí šroubů dojde ke stlačení pružiny.

9- Následuje dotažení matice tažné tyče a její zaaretování pomocí stavěcího šroubu. Stavěcí šroub je pojištěn lepidlem.

10- Následuje odstranění seřizovací podložky. K jejímu odstranění je zapotřebí opět sundat víko. Po odstranění podložky je víko přišroubováno zpět a šrouby jsou pojištěny závitovým lepidlem.

11- Nyní je možné přišroubování distančních podložek (závity pojištěny lepidlem), vložení druhého vodícího pásku, vyražeče, kulových podložek a dutého čepu.

12- Dále je nasazeno a přišroubováno (závity pojištěny lepidlem) těleso odepínací jednotky a terč pro indukční sondu (závity pojištěny lepidlem).

13- Po přišroubování tělesa odepínací jednotky je možné upevnit hydraulický válec pomocí desky válce, závitových tyčí a šestihranných matic. Matice jsou pojištěny závitovým lepidlem.

14- Na závěr dojde k seřízení indukčního senzoru, který je uložen v trubce. Trubka je na konci opatřena závitěm, jímž je možné seřídit výšku snímání tažné tyče. Trubka je poté zaaretována KM maticí (bez MB podložky).

Pozn.: Všechny potřebné utahovací momenty jsou uvedeny na sestavném výkresu.

8.2 Hydraulika

Sestavení hydraulického okruhu zahrnuje pouze připojení hydraulické pumpy k hydraulickému válci pomocí hadice, která je součástí pumpy. Jak pumpa, tak píst i hadice jsou opatřeny rychlospojkami HH-II 3/8 ". Tlak v hydraulickém okruhu je poté nastaven na 12MPa pomocí regulátoru tlaku, jímž disponuje pumpa.

8.3 Elektronika

Místo přímého ovládní pumpy je vhodnější připojit ovládací vstupy pro pumpu na PLC společně s indukční sondou a frekvenčním měničem vřetena. Po správném nastavení nebude možné roztočit vřeteno, pokud bude tažná tyč v poloze ODEPNUTO.

8.4 Kontrola upínací síly

Pro ověření předpokládaného dosednutí dílců upínacího mechanismu, tudíž i velikosti upínací síly lze použít kontrolní trn, jenž byl zmíněn v rešeršní části.



Obrázek 61 Kontrolní trny upínací síly [7]

9 Závěr

Bakalářská práce je zaměřena na návrh strojového upínání nástroje do vřetena konvenční frézky s myšlenkou ekonomického konstrukčního řešení, s minimálním zásahem do stávajícího vřetena a s ohledem na bezpečnost.

Rešerše popisující funkci a řešení upínání nástrojů do vřeten umožnila snáze se orientovat v této problematice. Po zhodnocení výsledků rešerše bylo možné se rozhodnout pro volbu existujícího řešení, či se inspirovat pro návrh řešení vlastního.

Následujícím krokem bylo zhotovení a posouzení čtyř vybraných konceptů a vybrání jednoho výsledného, který se nejvíce hodí pro danou aplikaci. Jako výsledný koncept upínání byl zvolen upínací mechanismus pracující s upínacími kameny. Jednotlivé dílce a princip funkce tohoto mechanismu byly vysvětleny pomocí okomentovaných obrázků a sledu jednotlivých důležitých pozic upínače, jak při procesu upnutí, tak při procesu odepnutí nástroje.

Při hlubším vhledu do problematiky strojového upínání nástrojů do vřeten s hladkým vývrtem bylo zjištěno, že je prostor dutiny vřetena značně těsný. Pro realizaci návrhového výpočtu upínače bylo tedy podstatné najít optimální řešení geometrie, které zajistí co možná nejmenší namáhání upínače. Z tohoto důvodu byl vytvořen optimalizační program, jenž má za úkol projít všechna možná řešení rozměrů, v kritických místech spočítat redukováná napětí, popřípadě tlak na kontaktních plochách a snažit se získat co nejnižší maximální hodnotu napětí. Při tvorbě analytického modelu výpočtu namáhání byla provedena mnohá zjednodušení geometrie. Bylo tedy nutné provést kontrolní výpočet pomocí metody konečných prvků v simulačním programu Ansys, na jehož správnost dohlédl výpočtář z ústavu.

Po zhodnocení analytického výpočtu a výpočtu MKP byl zvolen materiál dílců spodní části upínače 42CrMo4, jenž byl dále zušlechťen na 1000–1100 N/mm².

V další části práce bylo pojednáno o upínací a odepínací jednotce. Jádrem upínací jednotky je svazek talířových pružin, který má za úkol realizovat upínací sílu. Při procesu odepnutí je pružinový svazek přitížen odepínací silou, což má za následek posunutí tažné tyče a odemknutí mechanismu. Odepínací sílu realizuje hydraulický

válec s dutou pístnicí, který přes kulovou podložku dosedne na pružinový svazek. Do dutiny pístnice byla umístěna indukční sonda, která monitoruje stav upnutí. Jak pro těleso upínací, tak pro těleso odepínací jednotky byly provedeny kontrolní výpočty nejnamáhanějších míst. Výsledky kontrolních výpočtů společně se vstupními hodnotami byly vloženy do příloh.

Nakonec byl stručně popsán postup montáže doplněný obrázky, jenž byly vloženy do příloh.

Výsledkem této práce je tak nové funkční ekonomické řešení upínače, který lze použít nejen za účelem upínání nástrojů do vřeten.

Seznamy

Seznam použité literatury

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. III. Přípotoční 1519/10A, 101 00 Praha 10: MM publishing, s.r.o., 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] CHROMČÍK, Adam. *AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ-DRŽÁKY NÁSTROJŮ*. Brno, 2016. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [3] *Improving The Accuracy and Holding Power of ER Collets* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.techniksusa.com/improving-the-accuracy-and-holding-power-of-er-collets/>
- [4] *Mounting Instructions for ER collets and Nuts* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.cncsparetools.com/new/mounting-instructions-for-er-collets-and-nuts.html>
- [5] *R8 Collet Chuck* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://alexnl.com/product/r8-collet-chuck-3-6-12mm-diameter-plier-r8-spring-chuck-collet-for-milling-lathe-tool/>
- [6] *Fréza na kov pr. 45x63/188mm, 4-břítá, válcová čelní, kužel M4 hrubozubá, HSS-Co* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: https://www.landsmann.cz/freza-na-kov-pr-45x63-188mm-4-brita-valcova-celni-kuzel-m4-hrubozuba-hss-co_d37736.html
- [7] *OTT-JAKOB* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.ott-jakob.de/en/>
- [8] *SCHUNK* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://schunk.com/cz/cs>
- [9] *KENNAMETAL* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.kennametal.com/cz/cs/home.html>
- [10] *Automatic Tool Changer for Tormach Tooling System®* [online]. Uniek Drive, Waunakee, WI 53597, 2013 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://docplayer.net/50364874-Automatic-tool-changer-for-tormach-tooling-system.html>
- [11] *OTT-JAKOB-Catalogo-completo-EN* [online]. 2019 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.eurex-sl.com/wp-content/uploads/2021/09/OTT-JAKOB-Catalogo-completo-EN.pdf>

- [12] *Machine tool spindle units* [online]. 2010, [cit. 2023-01-21]. ISSN 0007-8506. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850610001897>
- [13] *THE PROVEN TOOL INTERFACE SOLUTION* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.ott-jakob.de/steilkegel/#steilkegel-ls-152>
- [14] *Fadal Machining Centers announces 1.9 second automatic tool changer* [online]. 2021 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.toolingonline.com/doc/fadal-machining-centers-announces-19-second-a-0001>
- [15] *ProPrumysl.cz* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.proprumysl.cz/>
- [16] *Mubea Disc Springs* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://mubea-discsprings.com/>
- [17] *HHYG-250K* [online]. 2023 [cit. 13.5.2023]. Dostupné z: <https://www.aamarket.cz/>
- [18] *SKF Rolling bearings* [online]. 2018 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802809de-Rolling-bearings---17000_1-EN_tcm_12-121486.pdf
- [19] *Proximity Sensors Selection Guide* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.tecon.cz/pdf/prox.pdf>
- [20] *Springs calculation* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/springs/help/en/springs.htm>
- [21] ŠVEC, Vladimír. *ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ: Příklady*. 4. V Praze: ČESKÁ TECHNIKA – NAKLADATELSTVÍ ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04137-6.
- [22] *HENNLICH* [online]. 2023 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/>

Seznam použitého softwaru

1. MS Word
2. MS Excel
3. Autodesk Fusion 360
4. Autodesk Inventor 2023
5. Visual Studio Code

6. Mubea Disc Spring Calculator Tool

7. Ansys

Seznam obrázků

Obrázek 1 Spodní část dutiny vřetena a stávající upínací mechanismus	22
Obrázek 2 Stávající stroj k přestavbě a nástroj s ISO 50	22
Obrázek 3 Příklad provedení nástrojových držáků [1]	23
Obrázek 4 Příklad elektrovřetena s integrovanou ER kleštinou [2].....	25
Obrázek 5 Řez ER kleštinou [2].....	25
Obrázek 6 Výměna ER kleštiny [3]	25
Obrázek 7 R8 kleštiny [4].....	26
Obrázek 8 Fréza s kuželem morse [5]	26
Obrázek 9 Upínač a SK nástrojový držák s tažným čepem [6]	28
Obrázek 10 Příklad rozměrů tažných čepů [7].....	29
Obrázek 11 Upínač a nástrojový držák HSK [6]	29
Obrázek 12 Příklad kompletní AVN [14]	34
Obrázek 13 Kontrolní trny upínací síly [6].....	34
Obrázek 14 Kin. schéma poháněného šroubu.....	35
Obrázek 15 Příklad dutiny určené pro kleštinu opatřenou upínacími rameny [6].....	37
Obrázek 16 Kin. schéma otočného mechanismu	38
Obrázek 17 Model tažného čepu a tažné tyče pro otočný mechanismus	38
Obrázek 18 Kin. schéma řešení upínacích kamenů	39
Obrázek 19 Zhodnocení konceptů upínače	40
Obrázek 20 Rozstřel mechanismu.....	41
Obrázek 21 Polohy mechanismu při odepínání	42
Obrázek 22 Polohy mechanismu při upínání	43
Obrázek 23 Kinematické schéma kamenu	43
Obrázek 24 Porovnání tažných čepů.....	44
Obrázek 25 Jednotlivé součásti upínací a odepínací jednotky	46
Obrázek 26 Talířová pružina [16]	47
Obrázek 27 Stlačení pružinového svazku.....	47
Obrázek 28 Požadavky na vedení talířových pružin [17]	48
Obrázek 29 Hydraulický válec a pumpa [18]	48
Obrázek 30 Poloha UPNUTO	49
Obrázek 31 Poloha ODEPNUTO.....	50
Obrázek 32 Poloha UPNUTO BEZ NÁSTROJE	50
Obrázek 33 Indukční sonda AM1-AN-2A [22].....	51
Obrázek 34 Hydraulická pumpa [18]	51
Obrázek 35 Spojení klece a tažné tyče	52
Obrázek 36 Kontrolované namáhané plochy.....	54
Obrázek 37 Geometrie komolého kuželu.....	55
Obrázek 38 Důležité rozměry potřebné pro výpočet velikosti plochy A_I	56

Obrázek 39 Useknutí kamenu	56
Obrázek 40 Rozměry důležité pro useknutí kamenu	57
Obrázek 41 Délka oblouku pro případ 1 a 2	59
Obrázek 42 Plocha <i>AII</i>	60
Obrázek 43 Plocha <i>AIII'</i>	61
Obrázek 44 Výšky upínače	62
Obrázek 45 Zjednodušení kamenu	63
Obrázek 46 Místo V	64
Obrázek 47 Řez v místě VI	65
Obrázek 48 Plocha <i>AVI</i>	66
Obrázek 49 Zjednodušení plochy <i>AVI</i> na trojúhelník a velikost ramena <i>e</i>	67
Obrázek 50 Výška zdvihu	68
Obrázek 51 Zjednodušený model pro simulaci a okrajové podmínky	70
Obrázek 52 Zobrazení kontaktních ploch	71
Obrázek 53 MKP pohled zevnitř	72
Obrázek 54 MKP pohled z venku	73
Obrázek 55 MKP řez místem V	73
Obrázek 56 MKP řez místem VI	74
Obrázek 57 Rozměry talířové pružiny a charakteristická namáhaná místa [15]	75
Obrázek 58 Namáhání šroubového spoje	80
Obrázek 59 Namáhání vodicích pásů při odepnutí a při upnutí	82
Obrázek 60 Kolizní stav	86
Obrázek 61 Kontrolní trny upínací síly [6]	89

Seznam tabulek

Tabulka 1 Rozměry pružiny klobouku	46
Tabulka 2 Součinitele tření a třecí úhly	59
Tabulka 3 Výstup návrhového výpočtu upínače	69
Tabulka 4 Porovnání analytického výpočtu a výpočtu pomocí MKP	74
Tabulka 5 Parametry pružinového svazku	78

Textové přílohy

Textové přílohy

Příloha č. 1: Kód programu Shape_optimizer

Příloha č. 2: Výsledky simulace MKP

Příloha č. 3: Program Disc_spring_stacker a jeho výstup

Příloha č. 4: Report kalkulačky Mubea

Příloha č. 5: Silové toky upínací a odepínací jednotky a kontrolovaná namáhaná místa

Příloha č. 6: Kontrolní výpočty upínací a odepínací jednotky

Příloha č. 7: Složení upínacího mechanismu

Výkresová dokumentace

1. Sestavný výkres upínacího mechanismu BP0289-001-SV

2. Návrhový výkres upínacího mechanismu BP0289-001-NV

3. Výrobní výkres klece BP0289-002-VV

4. Výrobní výkres kamenu BP0289-003-VV

5. Výrobní výkres zavírače BP0289-006-VV

Elektronické přílohy

Text bakalářské práce

Kód programu Shape_optimizer

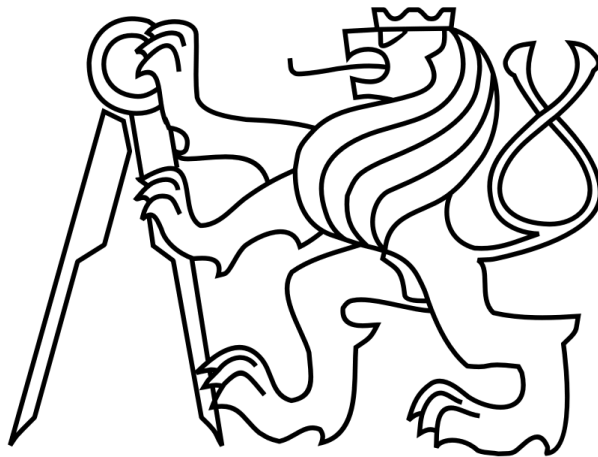
Kód programu Disc_spring_stacker

Model pro simulaci v Ansysu

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Bakalářská práce

Návrh strojového upínání nástroje do vřetena konvenční frézky

Textové přílohy

Michal Daneš



Příloha č. 1: Kód programu Shape_optimizer

```
1 # import knihoven
2 import math
3 import numpy as np
4 import time
5 import xlwings as xw
6 import sympy as sym
7 from sympy import *
8
9 # volba vstupních proměnných
10 R = 2.5 # polomer nA_Vroje
11 krok_plochy = 0.1 # Krok plochy při numerickém výpočtu ploch (by měl být k-násobkem kroku iterace, k = 1, 2, 3, ...)
12 krok_iterace = 0.1 # Krok iterace při výpočtu rozměrů
13 v1 = 0.25 # Vůle mezi kamenem a dřikem tažného čepu na r1
14 v2 = 0.25 # Vůle mezi hlavou čepu a klecí na r3
15 r4 = 19.75 # Poloměr dutiny vrřetena
16 r1 = 10.41 # Poloměr dřiku tažného čepu
17 r2 = 14.475 # Poloměr hlavy tažného čepu
18 L3 = 17.78 # Délka tažného čepu od dosedací plochy k horní hraně dosedacího kuželu
19 vL3 = 0.5 # Vůle mezi klecí a vrchní dosedací částí tažného čepu
20 H_C = 5 # Výška dosedací části tažného čepu
21 FX = 25000 # Radiální síla od upínací síly vytvořená kuželem
22 FZ = 25000 # Upínací síla
23 R_hrany = 0.2 # Poloměr zaoblení kamenu a zavírače
24 T_MD = 0.3 # Toleranční pole nástrojového držáku (ve směru usy rotace)
25 T_C = 0.3 # T_C toleranční pole tažného čepu držáku (ve směru usy rotace)
26 fi = math.radians(15) # Úhel sevření mechanismu
27 v_H = 3 # Pridana délka čepu nad dovolenou výrobní toleranci
28 p_otl_d = 400 # Dovoleny tlak na otlacení zavírače (jen jako podmínka vyskočení z cyklu)
29
30 # opravné koeficienty
31 k_p_AI = 1
32 k_p_AII = 1
33 k_p_AIII = 1
34 k_sig_IV = 1
35 k_A_V = 1
36 k_sig_VI = 1
37
38 #-----definování funkcí-----
39 def A_I(a, r3, H_IV):
40     if b(r3)<r3:
41         theta = math.asin((a-R)/r3)
42     else:
43         theta = math.acos(b(r3)/r3)
44     L_oblouku = 0*theta*r3
45     H_sevreni = (r4-r3)*sin(fi)
46     H_I = H_IV-2*H_sevreni-v_H-2*R_hrany
47     if H_I*L_oblouku>0:
48         return H_I*L_oblouku
49     else:
50         return 0.00001
51
52 def A_II(a):
53     counter = 0
54     for x in np.arange(0, a, krok_plochy):
55         for y in np.arange(0, r4, krok_plochy):
56             if (y > math.sqrt((r2+v2)**2-round(x, 4)**2)) and (y < math.sqrt(r4**2-round(x, 4)**2)) and (y>x):
57                 counter += 1
58     S1 = counter*krok_plochy**2
59     S2 = math.pi*(r2+v2)**2/4
60     S4 = math.pi*r4**2/4
61     return (S4-S1*2-S2)*4
62
63 def A_III(r1, r2, r3, a):
64     counter = 0
65     for x in np.arange(0, a-R, krok_plochy):
66         for y in np.arange(b(r3), r2, krok_plochy):
67             if x <= r1+v1: # I
68                 if (y>x) and (y < math.sqrt(r2**2-round(x, 4)**2)) and (y > math.sqrt((r1+v1)**2-round(x, 4)**2)):
69                     counter += 1
70             else: # II
71                 if x > r2:
72                     x = r2
73                 if (x>y) and (y < math.sqrt(r2**2-round(x, 4)**2)):
74                     counter += 1
75     if counter == 0:
76         return krok_plochy**2
77     else:
78         return counter*krok_plochy**2*8
79
80 def A_VI(r3, a):
81     counter = 0
82     if b(r3)<r3:
83         for x in np.arange(0, a-R, krok_plochy):
84             for y in np.arange(b(r3), r3, krok_plochy):
85                 if (y>x) and (y > math.sqrt((r2+v2)**2-round(x, 4)**2)) and (y < math.sqrt(r3**2-round(x, 4)**2)) and (y>b(r3)):
86                     counter += 1
87     if counter == 0:
88         return krok_plochy**2
89     else:
90         return counter*krok_plochy**2*8
91
92 def b(r3):
93     if (r4-r3)>(r2-r1):
94         return (r2**2-(r1+v1)**2-(r4-r3)**2)/(2*(r4-r3))
95     else:
96         return r2-(r4-r3)
```




Příloha č. 2: Program Disc_spring_stack a jeho výstup

```
1 # Tento software slouží pro návrh pružinového svazku složeného z talířových pružin
2 # pozn.1: Ve stejné složce, jako je tato, musí být i soubor excelu s názvem "Rozměry_talířových_pružin".
3 # pozn.2: Při spuštění výpočtu musí být otevřen soubor excelu "Rozměry_talířových_pružin".
4
5 # Import knihoven
6 from math import log
7 from array import *
8 import xlwings as xw
9 import math
10 import numpy as np
11 from sympy import *
12
13
14 # Nastavení
15 bezp_pružiny = 1.75 # Bezpečnost vůči sigma_1
16 upinací_síla = 20000 # Pozadovaná upinací síla
17 zdvih = 8 # Zdvih
18 #
19 # Pokročilá nastavení
20 poisson = 0.3 # Poissonovo číslo
21 E = 206000 # Modul pružnosti [N/mm^2], standardní materiál viz katalog Mubea
22 pi = 3.14 # pi
23 mi_M = 0.003 # Součinitel povrchového tření 0.003-0.03
24 mi_R = 0.02 # Součinitel tření na okrajích 0.02-0.05
25 sigma_1_offset = -50 # Velikost tolerančního pásma napětí 1 [N/mm^2]
26 upinací_síla_offset = 10 # Velikost tolerančního pásma síly [N]
27 max_paralel_stack = 3 # Maximální počet pružin paralelně
28 max_celkový_pocet_pružin = 40 # Maximální počet pružin
29 n_ser_max = 30 # Maximum pružin serií
30 stíhlostní_pomer = 3 # Stíhlostní poměr
31 F_od_max = 30000 # Maximální odepínací síla
32
33
34 sigma_1_max_1_5 = -2600 #
35 sigma_1_max_2_0 = -3400 #
36 sigma_1_max_2_5 = -3600 #
37
38 sigma_1_max = -3400 # Maximální sigma_1 bez bezpečnosti
39
40
41 # no De Di t l0 h0 s1 F_od n_par n_ser n_celk L svazku
42 svazek = [[None, None, None, None, None, None, None, None, None, None, None, None]]
43
44 sigma_1_d_1_5 = sigma_1_max_1_5/ bezp_pružiny
45 sigma_1_d_2_0 = sigma_1_max_2_0/ bezp_pružiny
46 sigma_1_d_2_5 = sigma_1_max_2_5/ bezp_pružiny
47
48 sigma_1_interp = np.interp(2, [1.5, 2, 2.5], [sigma_1_d_1_5, sigma_1_d_2_0, sigma_1_d_2_5]) # Lineární interpolace
49
50 # Výpočet síly při daném stlačení
51 def sila(Di, De, t, h0, s):
52     delta = De/Di
53     delta = De/Di
54     ln_delta = log(delta)
55     K1 = (((delta-1)/delta)**2)/(pi*((delta+1)/(delta-1)-2/ln_delta))
56     return ((4*E)/(1-poisson**2))*((t**3*s)/(K1*De**2))*((h0/t-s/t)*(h0/t-s/(2*t))+1)
57
58 # V dané pružině spočítá napětí při daném stlačení
59 def napeti(Di, De, t, h0, s):
60     delta = De/Di
61     ln_delta = log(delta)
62     K1 = (((delta-1)/delta)**2)/(pi*((delta+1)/(delta-1)-2/ln_delta))
63     K2 = (6*((delta-1)/(ln_delta-1))/(pi*ln_delta))
64     K3 = (3*(delta-1))/(pi*ln_delta)
65     A = -(4*E)/(1-poisson**2)*(t*s)/(K1*De**2)
66     B = K2*(h0/t-s/(2*t))
67     C = (K2-2*K3)*(h0/t-s/(2*t))
68     sigma_0M = A**3/pi
69     sigma_1 = A*(B+K3)
70     sigma_2 = A*(B-K3)
71     sigma_3 = A/delta*(C-K3)
72     sigma_4 = A/delta*(C+K3)
73
74     return [sigma_0M, sigma_1, sigma_2, sigma_3, sigma_4]
75
76 # Maximální stlačení jedné pružiny
77 def max_stlaceni_jedne_pružiny():
78     krok = 0.1
79     s = 0
80     while True:
81         s = s+krok
82         sigma_1 = napeti(Di, De, t, h0, s)[1]
83         if(abs(sigma_1)>abs(sigma_1_interp)):
84             s = s-krok
85             krok = krok/2
86         if((abs(sigma_1)<abs(sigma_1_interp)) and (abs(sigma_1)>abs(sigma_1_interp)+sigma_1_offset)):
87             return s
88
89 # Síla svazku při odlehčování s vlivem tření
```

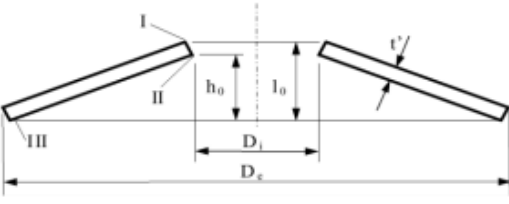
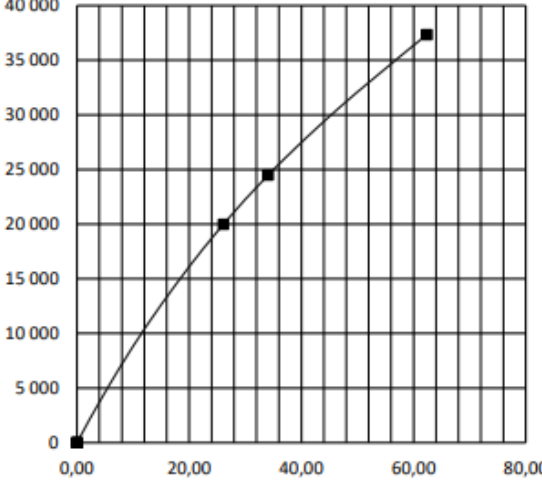


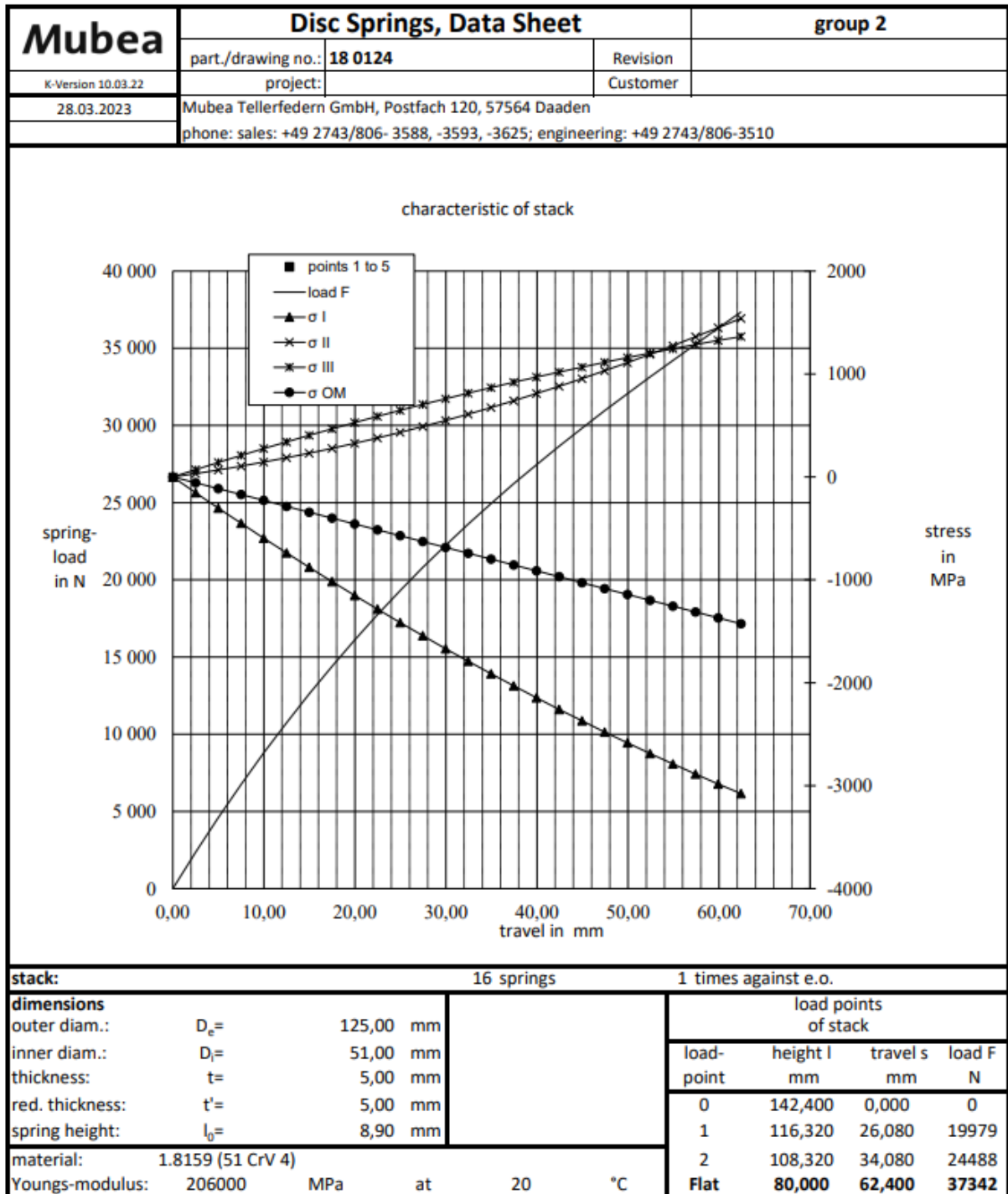
```
90 def sila_pri_odlehcovani(n_par, s):
91     return sila(Di, De, t, h0, s)*n_par/((1+mi_M*(n_par-1)+mi_R)
92
93 # Sila svazku pri pritezovani s vlivem treni
94 def sila_pri_zatezovani(n_par, s):
95     return sila(Di, De, t, h0, s)*n_par/(1-mi_M*(n_par-1)-mi_R)
96
97 # Skladac pruzin
98 def skladac_pruzin(upinaci_sila, n_par,):
99     n_ser = 0
100     krok = 0.1
101     s = 0
102     while True:
103         s = s+krok
104         sila_iterace = sila_pri_odlehcovani(n_par, s)
105         if(sila_iterace>(upinaci_sila+upinaci_sila_offset)):
106             s = s-krok
107             krok = krok/2
108             if((sila_iterace<(upinaci_sila+upinaci_sila_offset)) and (sila_iterace>(upinaci_sila-upinaci_sila_offset))):
109                 break
110         if(s<max_stlacen_jedne_pruziny()):
111             n_ser = zdvih/(max_stlacen_jedne_pruziny()-s)
112             if(((n_ser*n_par)<max_celkovy_pocet_pruzin) and (n_ser<n_ser_max)):
113                 return [math.ceil(n_ser), round(s, 2)]
114     return [None, None]
115
116 # Dodatecny filtr
117 def dodatecny_filtr(data):
118     #
119     filtered_data = [[None, None, None, None, None, None, None, None, None, None, None, None]]
120     for i in data:
121         if(i[7]<F_od_max):
122             filtered_data.append(i)
123     del filtered_data[0]
124     return filtered_data
125
126 # Zapis do excelu
127 def zapis_do_excelu(data):
128     wb = xw.Book("Rozmery_talirovych_pruzin.xlsx").sheets['Vysledky']
129     # Vymazani puvodnich vysledku v excelu
130     i = 1
131     while(wb.range("A" + str(i)).value != None):
132         i +=1
133     wb.range("A1:L" + str(i-1)).clear_contents()
134     # Zapis vysledku do excelu
135     wb["A1"].value = "no"
136     wb["B1"].value = "De [mm]"
137     wb["C1"].value = "Di [mm]"
138     wb["D1"].value = "t [mm]"
139     wb["E1"].value = "l0 [mm]"
140     wb["F1"].value = "h0 [mm]"
141     wb["G1"].value = "s1 [mm]"
142     wb["H1"].value = "F_od [N]"
143     wb["I1"].value = "n_par [-]"
144     wb["J1"].value = "n_ser [-]"
145     wb["K1"].value = "n_celk [-]"
146     wb["L1"].value = "L svazku [mm]"
147     wb["A2"].value = data
148
149 # Main
150 # Vybrani listu
151 ws = xw.Book("Rozmery_talirovych_pruzin.xlsx").sheets['Standard']
152 line_n = 3
153 cislo_reseni = 0
154 while(ws.range("A" + str(line_n)).value != None):
155     radek = ws.range("A" + str(line_n) + ":H" + str(line_n)).value
156     De = radek[1]
157     Di = radek[2]
158     t = radek[3]
159     l0 = radek[5]
160     h0 = radek[6]
161
162     for n_par in range(1, max_paralel_stack+1):
163         n_ser = skladac_pruzin(upinaci_sila, n_par)[0]
164         s1 = skladac_pruzin(upinaci_sila, n_par)[1]
165         if n_ser != None: #pokud ma reseni
166             odepinaci_sila = round(sila_pri_zatezovani(n_par, s1+zdvih/n_ser))
167             svazek.append([radek[0], radek[1], radek[2], radek[3], radek[5], radek[6], s1, odepinaci_sila, n_par, n_ser, n_ser*n_par, math.ceil((l0+(n_par-1)*t)*n_ser)])
168             cislo_reseni = cislo_reseni+1
169     line_n = line_n+1
170 del svazek[0]
171
172 filtered_data = dodatecny_filtr(svazek)
173 zapis_do_excelu(filtered_data)
```



no	De [mm]	Di [mm]	t [mm]	l0 [mm]	h0 [mm]	s1 [mm]	F_od [N]	n_par [-]	n_ser [-]	n_celk [-]	L svazku [mm]
18 0102	90	46	3,5	6	2,5	1,19	27355	2	16	32	152
18 0103	90	46	5	7	2	0,92	29899	1	18	18	126
18 0107	100	41	5	7,75	2,75	1,18	25702	1	25	25	194
18 0109	100	51	2,7	6,2	3,5	1,45	25249	3	12	36	140
18 0110	100	51	3,5	6,3	2,8	1,44	26480	2	14	28	138
18 0113	100	51	5	7,8	2,8	1,05	29275	1	16	16	125
18 0124	125	51	5	8,9	3,9	1,63	25460	1	16	16	143
18 0128	125	61	5	9	4	1,46	27766	1	12	12	108
18 0132	125	64	3,5	8	4,5	1,41	29233	2	7	14	81
18 0133	125	64	5	8,5	3,5	1,56	28044	1	11	11	94
18 0140	140	72	5	9	4	1,88	27494	1	9	9	81
18 0142	150	61	5	10,3	5,3	1,89	26250	1	10	10	103
18 0148	160	82	4,3	9,9	5,6	3,21	21492	1	28	28	278
18 0152	180	92	4,8	11	6,2	2,46	25786	1	6	6	66

Příloha č. 3: Report kalkulačky Mubea

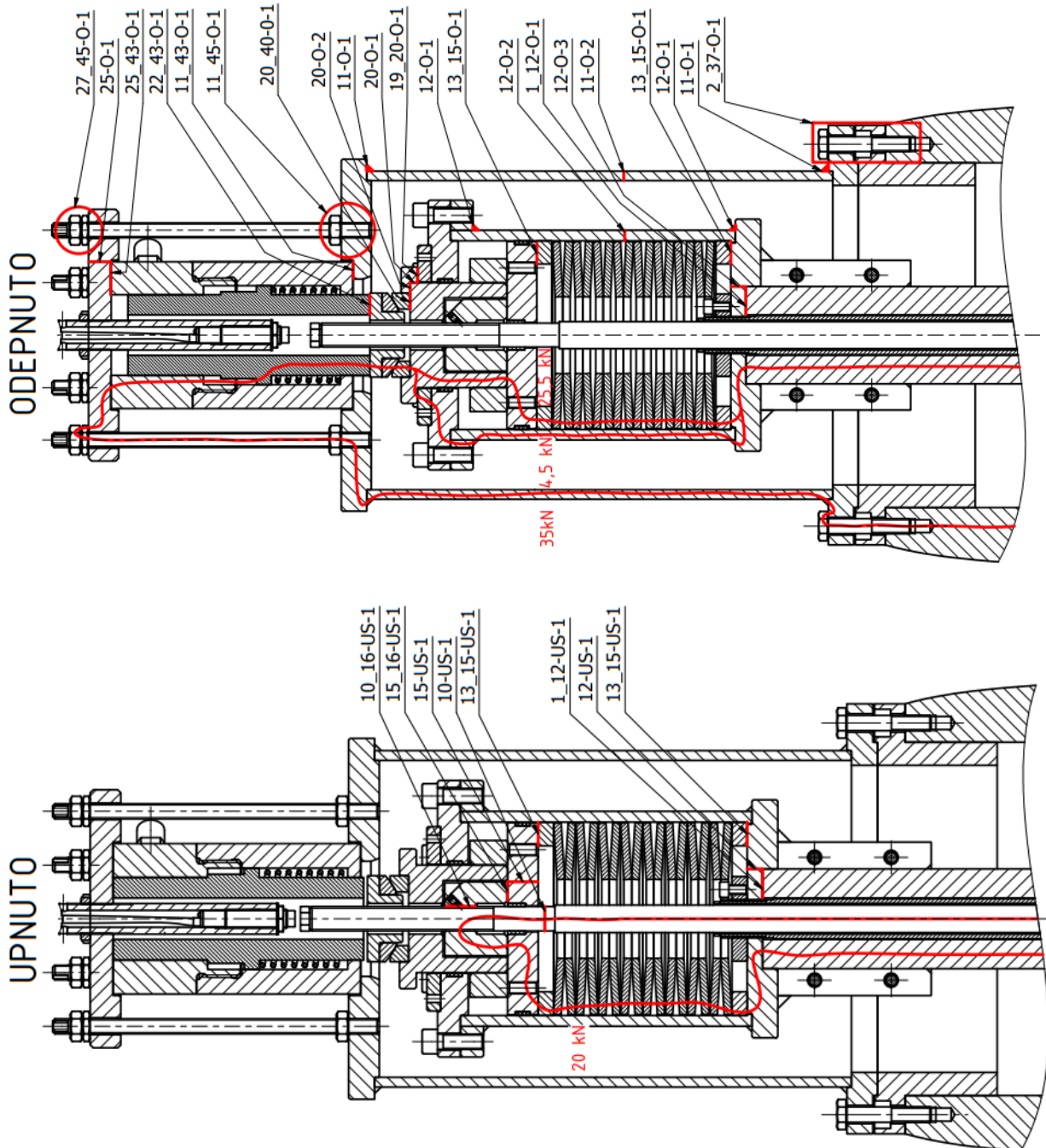
Mubea	Disc Springs, Data Sheet			group 2							
	K-Version 10.03.22	part./drawing no.: 18 0124	Revision	project:	Customer						
28.03.2023	Mubea Tellerfedern GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden										
	phone: sales: +49 2743/806- 3588, -3593, -3625; engineering: +49 2743/806-3510										
			characteristic of stack 								
dimensions		DIN-Tolerances									
outer diam.:	$D_e = 125,00$ mm	124,60	125,00	mm							
inner diam.:	$D_i = 51,00$ mm	51,00	51,30	mm							
thickness:	$t = 5,00$ mm	4,85	5,05	mm							
red. thickness:	$t' = 5,00$ mm										
spring height:	$l_0 = 8,90$ mm	8,75	9,20	mm							
data											
$h_0 = 3,90$	$h_0/t = 0,780$	$D_e/D_i = 2,45$									
$h_0' = 3,90$	$h_0'/t = 0,780$	$(D_e - D_i)/2 = 37,00$ mm									
stack:											
16 springs		1 times against e.o.									
load points of one spring				calculated stresses		load points of stack					
load-point	s/h_0 %	height l mm	travel s mm	load F N	σ_I	σ_{II}	σ_{III}	σ_{OM}	height l mm	travel s mm	load F N
0	0%	8,90							142,40		
1	42%	7,27	1,63	19 979	-1472	457	672	-596	116,32	26,08	19 979
2	55%	6,77	2,13	24 488	-1870	651	849	-779	108,32	34,08	24 488
Flat		5,00	3,90	37 342	-3076	1541	1363	-1426	80,00	62,40	37 342
specification											
material:	1.8159 (51 CrV 4)			Youngs-modulus:	206 000 MPa						
surface finish:	shot peening			temperature:	20 °C						
corrosion prot.:	phosphated and oiled										
fatigue life of Mubea springs: more than 2 Mio. load cycles ($P_{\dot{u}}=99\%$)											
Lifetime to be confirmed by vibration test											
travel: 8 mm between L 1 : 116,32 mm and L 2 : 108,32 mm											
remarks											
Load DIN-tolerance: +10 / -5% at 75% of h_0 of one spring											

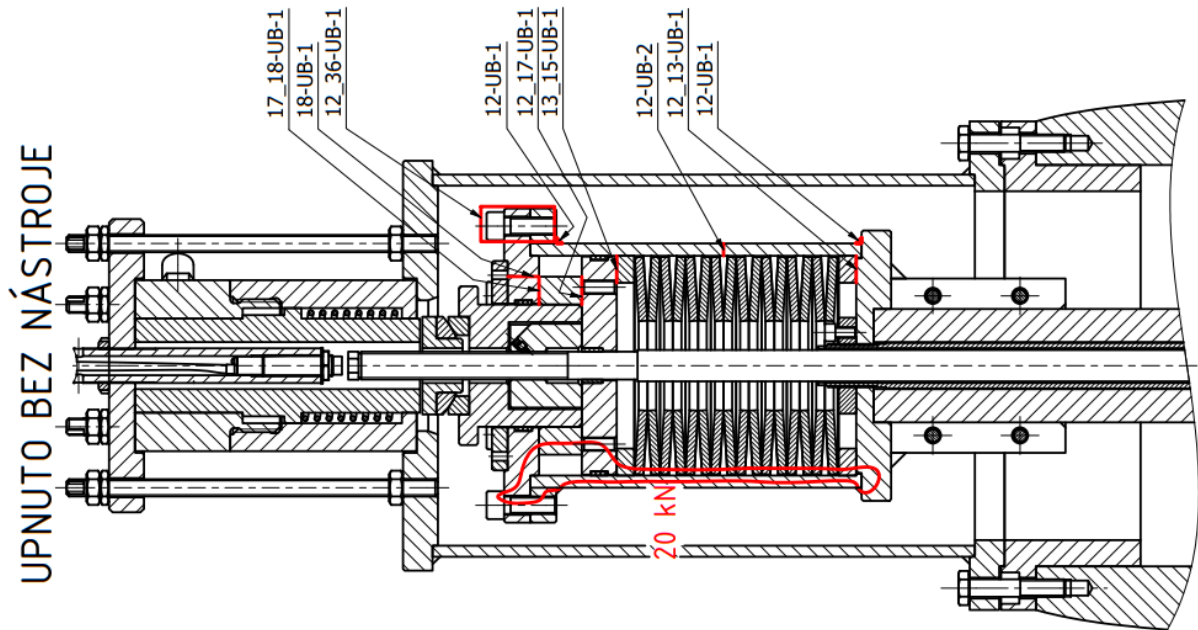




Mubea			Disc Springs, Data Sheet				group 2			
			part./drawing no.: 18 0124		Revision		project:		Customer	
K-Version 10.03.22			Mubea Tellerfedern GmbH, Postfach 120, 57564 Daaden							
28.03.2023			phone: sales: +49 2743/806- 3588, -3593, -3625; engineering: +49 2743/806-3510							
load points of one spring			calculated stresses				load points of stack			
height l	travel s	load F	σ_I	σ_{II}	σ_{III}	σ_{OM}	height l	travel s	load F	stiffness
mm	mm	N		MPa			mm	mm	N	N/mm
8,90	0,000	0	0	0	0	0	142,40	0,000	0	963
8,74	0,156	2349	-153	32	71	-57	139,90	2,496	2349	920
8,59	0,312	4593	-303	67	140	-114	137,41	4,992	4593	879
8,43	0,468	6736	-450	104	208	-171	134,91	7,488	6736	839
8,28	0,624	8784	-595	143	275	-228	132,42	9,984	8784	802
8,12	0,780	10740	-738	185	340	-285	129,92	12,480	10740	766
7,96	0,936	12609	-878	230	404	-342	127,42	14,976	12609	732
7,81	1,092	14395	-1016	277	467	-399	124,93	17,472	14395	699
7,65	1,248	16102	-1151	326	528	-456	122,43	19,968	16102	669
7,50	1,404	17735	-1284	378	588	-513	119,94	22,464	17735	640
7,34	1,560	19299	-1415	432	647	-571	117,44	24,960	19299	613
7,18	1,716	20797	-1543	489	704	-628	114,94	27,456	20797	588
7,03	1,872	22234	-1668	548	760	-685	112,45	29,952	22234	564
6,87	2,028	23614	-1791	610	814	-742	109,95	32,448	23614	542
6,72	2,184	24942	-1912	674	867	-799	107,46	34,944	24942	522
6,56	2,340	26222	-2030	740	919	-856	104,96	37,440	26222	504
6,40	2,496	27458	-2146	809	970	-913	102,46	39,936	27458	487
6,25	2,652	28655	-2259	881	1019	-970	99,97	42,432	28655	472
6,09	2,808	29817	-2370	955	1067	-1027	97,47	44,928	29817	459
5,94	2,964	30949	-2478	1031	1113	-1084	94,98	47,424	30949	448
5,78	3,120	32054	-2584	1110	1158	-1141	92,48	49,920	32054	438
5,62	3,276	33138	-2687	1191	1202	-1198	89,98	52,416	33138	430
5,47	3,432	34204	-2788	1275	1244	-1255	87,49	54,912	34204	424
5,31	3,588	35257	-2887	1361	1285	-1312	84,99	57,408	35257	420
5,16	3,744	36302	-2983	1450	1325	-1369	82,50	59,904	36302	417
5,00	3,900	37342	-3076	1541	1363	-1426	80,00	62,400	37342	416
stack:			16 springs				1 times against e.o.			
dimensions							load points of stack			
outer diam.:	$D_e=$	125,00 mm					load-point	height l	travel s	load F
inner diam.:	$D_i=$	51,00 mm						mm	mm	N
thickness:	$t=$	5,00 mm					0	142,400	0,000	0
red. thickness:	$t'=$	5,00 mm					1	116,320	26,080	19979
spring height:	$l_0=$	8,90 mm					2	108,320	34,080	24488
material:	1.8159 (51 CrV 4)						Flat	80,000	62,400	37342
Youngs-modulus:	206000	MPa	at	20	°C					

Příloha č. 4: Silové toky upínací a odepínací jednotky a kontrolovaná namáhaná místa





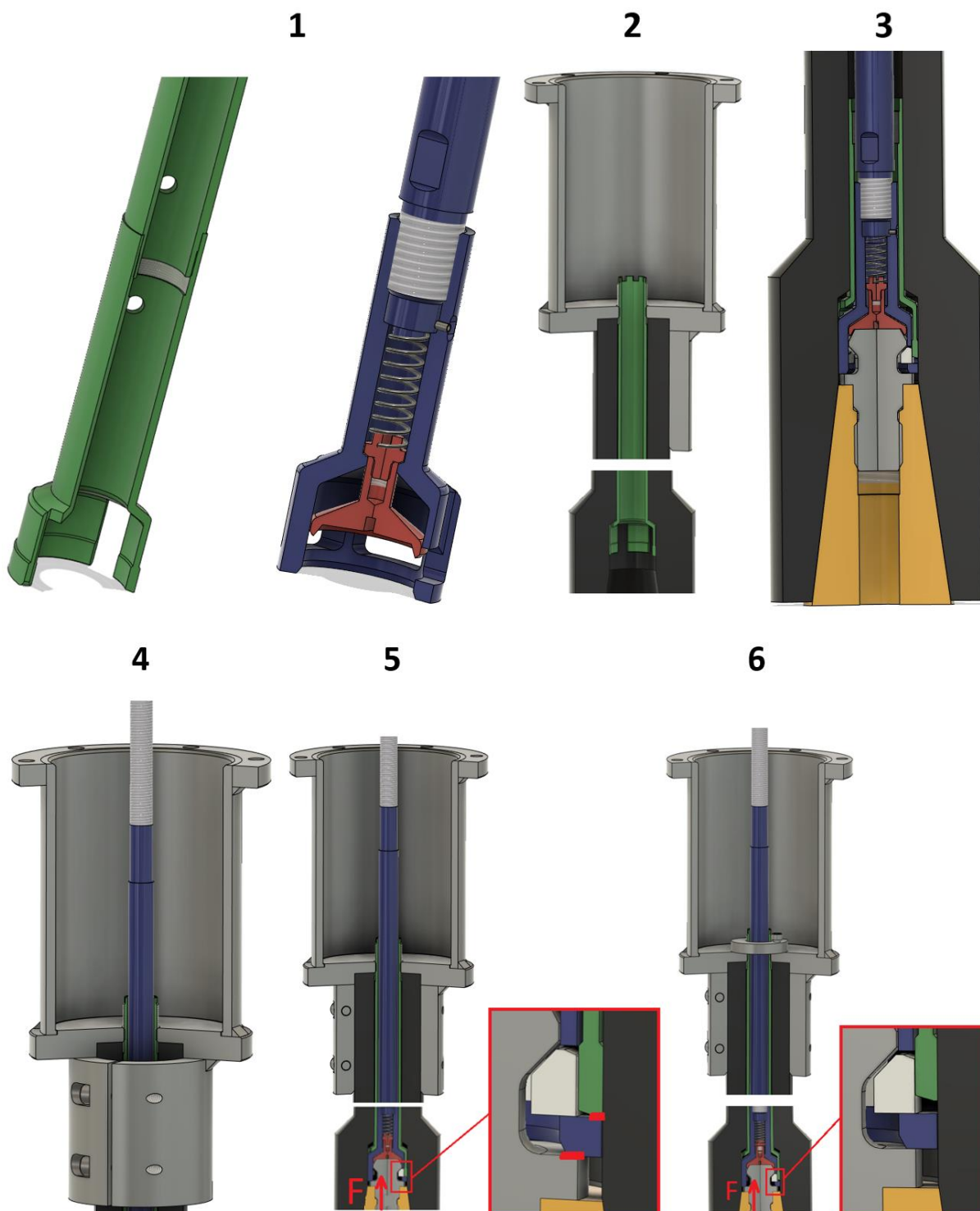
Příloha č. 5: Kontrolní výpočty upínací a odepínací jednotky

TAH, TLAK , OTLAČENÍ, STŘIH							
Místo	namáhání	síla	materiál	sigma_k	plocha	sigma_red	bezpečnost
		[KN]		[N/mm ²]		[mm ²]	
25-O-1	střih	35	S235	235	4712	14,86	15,82
25_43-O-1	otlačení	35	S235	235	6970	5,02	46,80
22_43-O-1	otlačení	35	S235	235	1718	20,37	11,54
11_43-O-1	otlačení	35	S235	235	7229	4,84	48,54
20_40-O-1	otlačení	35	S235	235	1500	23,33	10,07
20-O-2	tah	4,5	S235	235	1385	3,25	72,33
20-O-1	střih	4,5	S235	235	1100	8,18	28,72
19_20-O-1	otlačení	4,5	S235	235	2372	1,90	123,87
13_15-O-1	otlačení	25,5	S235	235	5380	4,74	49,58
12-O-2	tlak	25,5	11 353	245	2925	8,72	28,10
1_12-O-1	otlačení	35	S235	235	2766	12,65	18,57
12-O-3	střih	35	S235	235	2 042	34,28	6,86
11-O-2	tah	35	11 353	245	4339	8,07	30,37
15_16-US-1	otlačení	20	S235	235	1495	13,38	17,57
15-US-1	střih	20	S235	235	3016	13,26	17,72
10-US-1	tah	20	11SMn30	375	201	99,50	3,77
13_15-US-1	otlačení	20	S235	235	5380	3,72	63,22
1_12-US-1	otlačení	20	S235	235	2766	7,23	32,50
12-US-1	střih	20	S236	235	2 042	19,59	12,00
17_18-UB-1	otlačení	20	S237	235	3870	5,17	45,47
18-UB-1	střih	20	S238	235	5 768	6,93	33,89
12_17-UB-1	otlačení	20	S239	235	4323	4,63	50,80
13_15-UB-1	otlačení	20	S240	235	5380	3,72	63,22
12_UB-2	tah	20	11 353	245	2 042	9,79	25,01

SVARY											
Místo	Druh svaru	α	výška svaru a	beta	délka jedné housenky	n_housenek	Vnitřní průměr d	sigma_k	Síla	τ_v	bezpečnost
		[-]	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[N/mm ²]	[kN]	[N/mm ²]	[-]
11-O-1	koutový	1	6	1,042	80	6	219	245	35	18,20	14,03
12-O-1	koutový	1	6	1,042	40	6	140	245	4,5	4,61	55,38
12-UB-1	koutový	1	6	1,042	40	6	140	245	20	20,49	12,46

ŠROUBOVÉ SPOJE																				
místo	D	D1	D2	D3	P	s_hlavy	D_d	f	Q	n_šr	k_pš	Q_i	Z_T	σ_{A3}	p_Z	M_Z	M_th	M_C	σ_{red_u}	p_hs
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[N]	[-]	[-]	[N]	[-]	[N/mm ²]	[MPa]	[Nmm]	[Nmm]	[Nmm]	[N/mm ²]	[MPa]
27_45-O-1	10	8,376	9,026	8,16	1,5	16	10,5	0,15	35000	6	1,5	8750,00	3	167,32	126,67	9011,12	8695,31	17706,44	288,25	76,44
11_45-O-1	10	8,376	9,026	8,16	1,5	16	10,5	0,15	35000	6	1,5	8750,00	3	167,32	126,67	9011,12	8695,31	17706,44	288,25	76,44
2_37-O-1	10	8,376	9,026	8,16	1,5	16	10,5	0,15	35000	6	1,5	8750,00	3	167,32	126,67	9011,12	8695,31	17706,44	288,25	76,44
10-16-US-1	16	13,84	14,7	13,546	2	X	X	0,15	20000	1	1,5	30000,00	3	208,17	200,02					
12_36-UB-1	10	8,376	9,026	8,16	1,5	16	10,5	0,15	20000	6	1,5	5000,00	3	95,61	72,38	5149,21	4968,75	10117,96	164,71	43,68

Příloha č. 6: Složení upínacího mechanismu

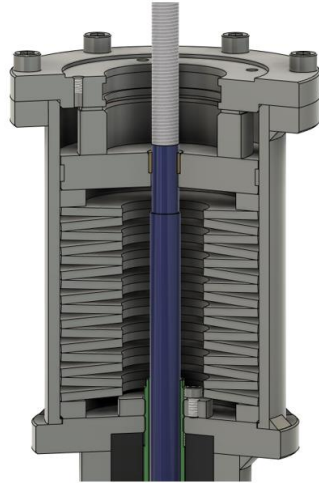




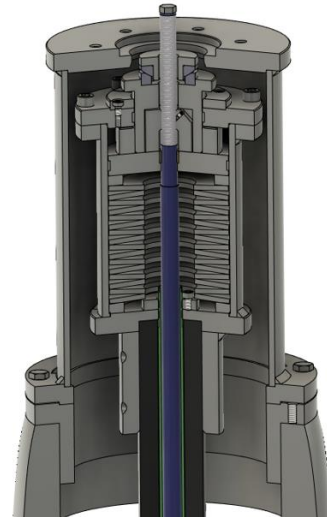
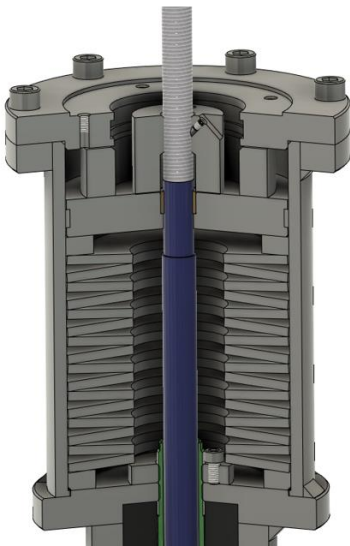
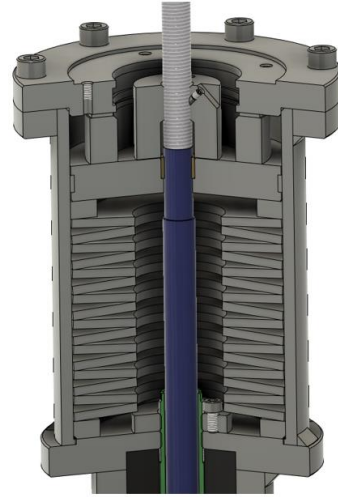
7



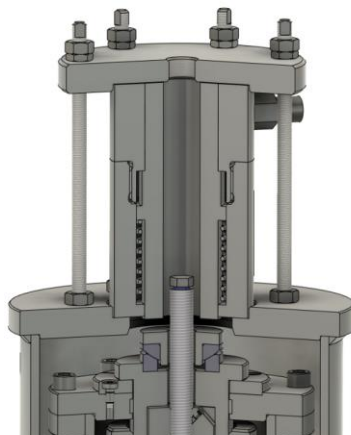
8



9



13



14

