



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKCE SOUSTRUŽNICKÉHO SKLÍČIDLA SE STROJOVĚ NASTAVITELNOU EXCENTRICITOU

DESIGN OF LATHE CHUCK WITH MACHINE-ADJUSTABLE EXCENTRICITY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Petrych

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Tůma, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Jan Petrych
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	Ing. Jiří Tůma, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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

Konstrukce soustružnického sklíčidla se strojově nastavitelnou excentricitou

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době trh nabízí pouze omezené možnosti řešení při nastavování excentricity při soustružení. Přidáním možnosti strojního nastavení excentricity obrobku ve dvou osách při jednom upnutí obrobku je možné docílit značných úspor strojového času a nákladů na specializované nástroje. Navrhované zařízení by mělo být použitelné na standardní CNC soustruhy s co nejmenšími úpravami stroje.

Cíle diplomové práce:

Rešerše a průzkum trhu v oboru upínání obrobku u CNC soustruhů.
Studie možných řešení dané problematiky a výběr vhodné varianty.
Konstrukční výpočty na základě specifikovaných parametrů.
CAD model zařízení.
Výkresová dokumentace vybraných dílů a sestavy.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

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

Röhm: driven by technology [online], 2018. [cit. 2018-09-06]. Dostupné z: www.roehm.biz

GMT: ...in pursuit of perfection [online], 2018 [cit. 2018-09-06]. Dostupné z: www.gmt.co.in

Hainbuch: workholding technology [online], 2018 [cit. 2018-09-06]. Dostupné z: www.hainbuch.com

Kitagawa [online], 2018 [cit. 2018-09-06]. Dostupné z: www.kitagawa.global/en

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem sklíčidla se strojně nastavitelnou excentricitou ve dvou osách. První část obsahuje stručnou analýzu problematiky upínání na CNC strojích a popis dostupných sklíčidel se strojně nastavitelnou excentricitou. Další část se zabývá studií možných konstrukčních řešení, na jejímž základě v další části budou navrženy dvě konstrukční varianty. Následující část popisuje dimenzování hlavních částí sklíčidla. Na základě výpočtů je vytvořen 3D model zvolené varianty s popisem funkce. Nakonec je popsáno, za jakých podmínek lze sklíčidlo provozovat.

ABSTRACT

This master's thesis focuses on constructional design of chuck with settable eccentricity in two axes. The first part consists of brief analysis of the clamping of CNC machines and summary of available chucks with settable eccentricity. Next part deals with study of possible construction designs. Two construction variants will be based on those designs in the next part. Following part then describes dimensionality of the main parts of the chuck. Based on the calculations, the 3D model of chosen variant is created with the description of its functionality. Finally the conditions of operation for the chuck are described.

KLÍČOVÁ SLOVA

Sklíčidlo, excentrické sklíčidlo, excentricita, upínání, kleštinové sklíčidlo,

KEYWORDS

Chuck, eccentric chuck, eccentricity, clamping, collet chuck.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PETRYCH, Jan. *Konstrukce soustružnického sklíčidla se strojově nastavitelnou excentricitou*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117391>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Tůma..

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Tůmovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ

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

V Brně dne 24.5.2019

.....

Petrych Jan

OBSAH

1	ÚVOD	17
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	19
2.1	Čelist'ová silová sklíčidla.....	19
2.1.1	Provoz čelist'ových sklíčidel.....	20
2.2	Kleštinová silová sklíčidla	20
2.3	Sklíčidla s možností nastavení excentricity	20
2.4	Upínací válce	21
3	STUDIE MOŽNÝCH ŘEŠENÍ.....	22
3.1	Kinematický systém rotace, rotace	22
3.1.1	Nastavení excentricity	22
3.1.2	Dílčí zhodnocení.....	22
3.2	Kinematický systém translace, translace	23
3.2.1	Nastavení excentricity	23
3.2.2	Dílčí zhodnocení.....	23
3.3	Kinematický systém rotace, translace.....	23
3.3.1	Nastavení excentricity	24
3.3.2	Dílčí zhodnocení.....	24
3.4	Upínání.....	24
3.5	Vytvoření translačního přímočarého pohybu	25
3.5.1	Pohybový šroub s maticí:	25
3.5.2	Ozubený hřeben a pastorek:	26
3.5.3	Vačkový mechanismus	26
3.5.4	Klínový mechanismus	26
4	NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ.....	28
4.1	Konstrukční požadavky	28
4.2	Polohování šroubem	28
4.3	Varianta 1 – čtyři ozubená kola	29
4.3.1	Zhodnocení varianty 1	29
4.4	Varianta 2 – Dvě ozubená kola.....	29
4.4.1	Určení předběžných rozměrů.....	29
4.4.2	Celkové konstrukční uspořádání mechanismu	30
4.4.3	Upínací čelisti	30
4.4.4	Rozměrová optimalizace kol	31
4.4.5	Možnost protivyvažování	31
4.4.6	Zhodnocení varianty 2	31
4.5	Rotace	31
4.6	Výběr varianty	32
5	DIMENZOVÁNÍ HLAVNÍCH ČÁSTI	33
5.1	Použité materiály a jejich vlastnosti	33
5.2	Dimenzování ozubených kol a hřebene	33
5.3	Dimenzování šroubů	34
5.3.1	Dílčí zhodnocení.....	35
5.4	Kontrola čepů.....	36
5.4.1	Dílčí zhodnocení.....	37
5.5	Výpočet potřebné zajišťovací síly	37

5.5.1	Dílčí zhodnocení	37
5.5.2	Kontrola vůči odskočení čel	37
5.6	Výpočet talířových pružin	38
5.7	Kontrola drážkování na čelistech	38
5.8	Výpočet šroubových spojů	38
5.8.1	Dílčí zhodnocení	40
5.9	Kontrola stykových tlaků	41
5.9.1	Výpočet jehlových ložisek	41
5.9.2	Výpočet průměru dotyků odjišťovací páky	41
5.10	Simulace MKP.....	42
5.10.1	Popis metody	42
5.10.2	Výpočtový software	43
5.10.3	Zadní příruba	43
5.10.4	Uvolňovací páka.....	44
5.11	Převáděcí kroužek	44
5.11.1	Zjištění dovoleného stykového napětí mezi posuvnými součástmi.	45
5.11.2	Vnitřní mechanismus.....	46
5.11.3	Upínací čelisti.....	47
6	ZVOLENÁ KONSTRUKCE – CAD MODEL	48
6.1	Mazání mechanismu	50
6.2	Montáž na vřeteno	50
6.3	Nastavení excentricity na stroji	51
6.4	Upínací čelisti	51
6.4.1	Obrábění měkkých dotyků	51
6.5	Požadavky na provoz.....	52
6.6	Požadavky na stroj.....	52
6.7	Montáž sklíčidla	52
7	VYUŽITELNOST SKLÍČIDLA	54
8	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	56
9	ZÁVĚR	59
10	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
11	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK	63
11.1	Seznam tabulek.....	63
11.2	Seznam obrázků.....	63
11.3	Seznam zkratk a symbolů	65
12	SEZNAM PŘÍLOH.....	67

1 ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí sklíčidla se strojně nastavitelnou excentricitou ve dvou osách. Toto sklíčidlo bude mít význam z hlediska úspory času i nákladů při soustružení, protože na jedno upnutí obrobku budou moci být dokončeny součásti s více excentrickými průměry. Odpadá tedy nutnost postupného upínání obrobku do přípravků a obrábění s více upnutími. Sklíčidlo by mělo být použito na standardní CNC soustružnický stroj s co možná nejmenšími úpravami. V praxi se s takovými sklíčidly můžeme setkat u hrotových brusek při broušení klikových hřídelí.

Hlavní část mé diplomové práce se bude týkat studií možných konstrukčních řešení. V ní dojde k popisu všech možných mechanismů, kterými lze excentricitu vytvořit. Dále bude vybrána vhodná kombinace dvou těchto mechanismů pro nastavení dvojosé výstřednosti. K výpočtovému řešení součástí bude využito analytických i numerických výpočtů metodou konečných prvků. Na základě výpočtů bude navrženo sklíčidlo jako funkční celek s výstupem tvořící 3D model s detailním popisem.

V konečné fázi bude popsáno doporučení pro provoz sklíčidla s jeho omezeními. Mezi ně patří hlavně maximální otáčkové spektrum, ve kterém lze sklíčidlo provozovat v závislosti na nastavené excentricitě a hmotnosti obrobku.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

K upínání na CNC soustruzích jsou v převážné většině využívána silová sklíčidla se strojním ovládáním. Tato sklíčidla jsou většinou průchozí, neprůchozí jen pro speciální aplikace. K jejich ovládnutí je nejčastěji využit upínací hydraulický válec, méně často pneumatický válec. Válec je umístěn na zadním konci vřetene. K upínání je použita upínací tyč protažená skrz vřeteno ke sklíčidlu. Upínací tyč má na obou koncích závity k propojení obou součástí.

Méně často jsou využívána sklíčidla s integrovaným pneumatickým válcem. Válec a sklíčidlo tvoří jeden celek. Používá se spíše jako dovybavení jednoduchých CNC soustružnických strojů, které mají v základu manuální univerzální sklíčidlo.

Na větších CNC soustruzích může být využito upínání pomocí speciálního ozubeného převodu. Vnitřní mechanismus je stejný jako u manuálních sklíčidel, spirálové kolo a ozubené čelisti. Na spirálovém kole, šneku je po obvodu ozubení. K němu se přisouvá upínací mechanismus s pastorkem, který svou rotací upne polotovar.

2.1 Čelist'ová silová sklíčidla

Při upínání dochází k osovému posunutí upínací tyče. Vnitřní mechanismus sklíčidel obsahuje kolmý převod pracující na různých principech (Obr. 1). Nejčastěji využívaný je klínový mechanismus. Hlavní jeho výhodou je samosvornost upnutí. Pokud v upnutém stavu např. dojde k výpadku proudu, obrobek zůstává upnutý. Druhým typem je pákový systém. Oproti klínovému však není samosvorný. Tlakový olej musí být přiváděn do upínacího válce i po výpadku proudu. Toho lze docílit vhodně nedimenzovanou akumulací nádrží tlakového oleje.

Sklíčidla používají vyměnitelné dotyky pro upínání. Při běžné upnutí jsou používány tvrdé kalé dotyky. S nižší házivostí lze upnout obrobek do měkkých dotyků. Upínaný průměr je přesně do nich vysoustružen s mírnou kuželovitostí, kužel se rozevívá směrem ke vřetenu o cca 0,01 mm. Toto zvyšuje tuhost upnutí a nepoškozuje povrch obrobku. Upínací síla je z čelistí na dotyky přenášena dvěma způsoby. Prvním je využití jemného drážkování. Tyto dotyky lze po malých vzdálenostech přesazovat, s čelistmi jsou spojeny pomocí šroubů a upínek. U druhého způsobu se dotyky nepřesazují, je využita jen jedna drážka. Šrouby slouží pro jejich spojení s čelistmi.



Obr. 1) Pákový mech. [1], klínový mech. [2], Průběh upínací síly v závislosti na otáčkách [3]

2.1.1 Provoz čelistových sklíčidel

Vzhledem k technickému provedení, kdy těžiště čelisti není shodné s osou sklíčidla, vzniká na čelisti při rotaci odstředivá síla. Každému sklíčidlu je dostupný průběh této síly v závislosti na otáčkách. Průběh sklíčidla Bison velikosti 250 mm viz Obr. 1).

2.2 Kleštinová silová sklíčidla

Tvoří druhou velkou skupinu upínacích systémů. Dochází u nich k převodu osové tahové síly na radiální upínací sílu vtahováním kuželové kleštiny do dutiny. Nejpoužívanější je kruhový tvar kleštiny, využívá však i šestiúhelníkový z důvodu vyšší únosnosti. Toto sklíčidlo je montováno na přípojovací přírubu vřetene nebo může být použito jako modulární systém k čelistovému sklíčidlu.

2.3 Sklíčidla s možností nastavení excentricity

Tato sklíčidla jsou trhem jen minimálně nabízena. Taiwanský výrobce HON YE má ve svém sortimentu sklíčidlo s možností nastavení excentricity ve dvou osách, viz Obr. 2). Upnutí obrobku zaručují tři čelisti. Využívá kombinaci rotačního a translačního pohybu. Mezi jeho přednosti patří možnost nastavení excentricity při otáčení a automatická kalibrace centrického stavu [4].

Ostatní výrobci nabízejí systém upínání do kleštiny s možností nastavení excentricity pouze v jedné rovině.

Společnost Stiefelmayer využívá pro své sklíčidlo translační posuv upínacího mechanismu kleštiny vůči skříni sklíčidla, viz Obr. 2). Tento mechanismus o celkovém průměru 200 mm umožňuje nastavení maximální excentricity 6 mm s přesností 0,01 mm pro průměr obrobku až 40 mm. Sklíčidlo je limitováno 3000 ot/min [5].

Nastavení excentricity systémem rotace používá výrobce Hainbuch, viz Obr. 2). Sklíčidlo se skládá z válce s excentrickým otvorem, ve kterém se otáčí druhý válec s mimostředním kuželovým otvorem stejné excentricity pro upnutí kleštiny. Nastavení probíhá za pomoci C osy vřetene. Menší z válců má na svém čele drážku. Aretační čep umístěný na nástrojovém držáku do této drážky zapadá jen s minimální vůlí. Svázání polohy obou válců je jen díky jejich čelnímu kontaktu a tažné síle vytvořené upínacím válcem. Na plochách tedy vzniká třecí síla. Při nastavení je tažná síla snížena, čep zajede do drážky a vřeteno natočí



Obr. 2) Excentrická sklíčidla Hainbuch [6], HON YE [4] a Steifelmayer [5]

venkovní válec o úhel odpovídající požadované excentricitě. Toto sklíčidlo s celkovým průměrem 205 mm umožňuje upnutí obrobku o průměru až 65 mm s maximální nastavitelnou excentricitou 65 mm. Maximální otáčky jsou stanoveny na 6000 ot/min [6].

2.4 Upínací válce

Mezi nejpoužívanější patří rotační hydraulické upínací válce. Existují dvě provedení, s průchozím otvorem nebo neprůchozím otvorem pro větší síly. Tyto válce se vyznačují tím, že nevyužívají kontaktní zatěsnění mezi rotorem a statorem. K utěsnění je použita velmi tenká spára. Při jejich provozu dochází ke stálému úniku oleje, obecně lze říci, že toto množství je v rozsahu 4-7 dm³ za minutu. V tabulce Tab 1) jsou zobrazeny hlavní parametry těchto válců pro výrobce SMW Autoblok a Bison.

Tab 1) Parametry upínacích válců [3], [7]

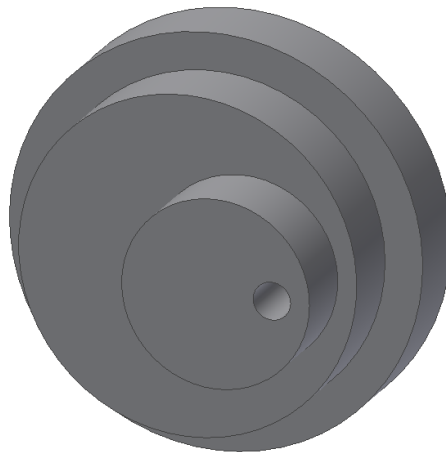
SMW											
Průměr otvoru	[mm]	37,5	46,5	52,5	67,5	77	82	86	95	110	127,5
Upínací síla	[kN]	32	47	59	68	76	79	89	102	110	144
Max. otáčky	[1/min]	8000	7000	6300	5500	5000	5000	4500	4000	3600	3200
Přípoj. závit	[mm]	M44x1,5	M55x2	M60x1,5	M75x2	M85x2	M90x2	M95x2	M105x2	M120x2	M135x2
Přípoj. závit	[mm]	M42x1,5	M50x1,5	M55x2	M72x1,5	M80x2	M85x2	M90x2	M100x2	M115x2	-
Únik oleje	[dm/min]	2,5	3	3,5	4	4,5	4,5	5	7	9	12
Zdvih	[mm]	26	25	25	29	29	29	34	34	35	40
Bison											
Průměr otvoru	[mm]	33	46	52	68	75	78	87	91	110	120
Upínací síla	[kN]	31	42	56	65	65	65	87	87	117	117
Max. otáčky	[1/min]	8000	7000	6300	5500	5500	5500	3800	3800	3000	3000
Přípoj. závit	[mm]	M38x1,5	M55x2	M60x2	M75x2	M85x2	M87x2	M95x2	M100x2	M120x2	M130x2
Únik oleje	[dm/min]	3	3	3,9	4,2	4,2	4,2	4,5	4,5	7	7
Zdvih	[mm]	12	15	20	25	25	25	30	30	30	30

3 STUDIE MOŽNÝCH ŘEŠENÍ

Z kinematického hlediska k vytvoření excentricity lze využít rotační nebo translační pohyb. Kombinací těchto pohybů lze poté docílit dvouosé excentricity. Každé možné uspořádání bude následně popsáno a vyhodnoceno s ohledem na předem zvolená kritéria. Jde o možnost nastavení excentricity 50 mm a upínáním do čelistí. Průchozí otvor ve sklíčidle není vyžadován. Pro nastavení excentricity je možné použít C osu vřetene. Dalšími faktory ovlivňující výběr jsou: tuhost, jednoduchost upnutí a nastavení excentricity.

3.1 Kinematický systém rotace, rotace

Jsou uvažovány tři válce. První válec s mimostředným otvorem uložený v mimostředném otvoru druhého válce stejné excentricity. Tento druhý válec je pak uložen v soustředném otvoru třetího válce. Ten slouží jako připojovací. Otvor v prvním válci představuje upínací místo, viz Obr. 3). Pokud je otvor v prvním válci v ose druhého válce, dochází k centrickému upnutí. Při natočení prvního válce vůči druhému vzniká jednoosá excentricita. Kombinací této rotace a rotace druhého válce vůči třetímu vzniká možnost nastavení excentricity ve dvou osách. Je-li označena excentricita děr ve válcích e_v , vzniklé excentrické pole má tvar kruhu s poloměrem $2 \times e_v$.



Obr. 3) Systém rotace, rotace

3.1.1 Nastavení excentricity

Pro nastavení excentricity lze jednoduše využít C osu vřetene. Každý excentrický válec by měl svůj zajišťovací systém. Ve své poloze by byl držen jen díky tření. Nejjednodušší řešení, jak natočit jeden válec vůči druhému je použití drážky na čele obou válců a pevného čepu umístěném např. na nástrojovém držáku. Čep by do drážky zapadal jen s malou vůlí. Při potřebě nastavení excentricity by došlo k zastavení vřetene, zajetí čepu do drážky, odjištění válce, pootočení vřetene o úhel odpovídající požadované excentricitě, opětovné zajištění válce a odjetí čepu z drážky.

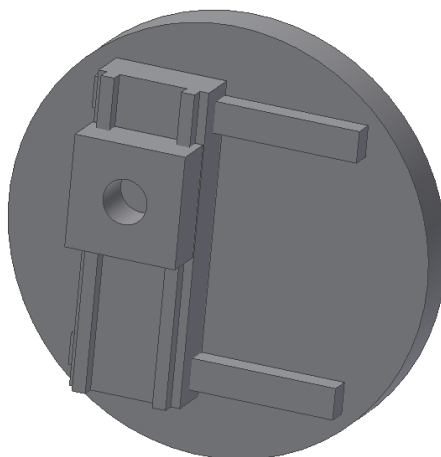
3.1.2 Dílčí zhodnocení

Tento kinematický systém není vhodný k upínání do čelistí. Upínací rozměry by vycházely malé. Pro menší průměry se obecně využívá upínání do kleštin. Ty by pro tento systém byly vhodnější. Ostatně kleštinové upínání pro tento systém využívá upínací sklíčidlo od společnosti Hainbuch. Může však nastavit excentricitu jen v jedné rovině, jak je popsáno v kapitole 2.3.

Poměr velikosti sklíčidla k excentricitě je menší oproti ostatním dvěma systémům a je závislí na maximálním průměru upínání. Co se týká tuhosti, je tento systém nejvhodnější.

3.2 Kinematický systém translace, translace

Základem této koncepce je připojovací příruba, po které se přímočaře posouvají dva sériově uspořádané suporty ve dvou na sebe kolmých osách, viz Obr. 4). Otvor v menším ze suportů představuje upínací místo. Jsou-li oba suporty v pozici, při které otvor v suportu je v ose připojovací příruby, nastává centrické upnutí. Posuvem jedním suportem je možné nastavit excentricitu v jedné rovině. Při posuvu druhým vzniká možnost nastavení ve druhé rovině. Vzniklé pole excentricity má tvar čtverce o stranách rovnajících se délce posuvu každého ze suportů.



Obr. 4) Systém translace, translace

3.2.1 Nastavení excentricity

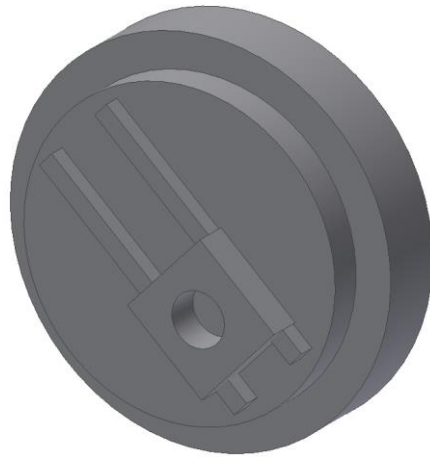
Nastavení excentricity za pomoci translačního pohybu bude popsáno dále v kapitole 3.5.

3.2.2 Dílčí zhodnocení

Ze všech třech je kinematický systém translace, translace nejméně vhodný hlavně z hlediska tuhosti a vůlí ve vedení. Dalším důvodem je problematické strojní polohování jednotlivých os a upínání. Výhodou tohoto systému je poměr průměru sklíčidla a velikosti excentricity s možností upínání větších průměrů. Tento systém využívají hrotové brusky při excentrickém broušení. Dvěma translačními pohyby kolnými na sebe polohují klasické manuální strojní sklíčidlo.

3.3 Kinematický systém rotace, translace

V centrickém otvoru základní připojovací příruby se otáčí válec s přímočarým vedením na čele směřující od osy válce směrem k venkovnímu průměru v obou směrech. Ve vedení se posouvá suport. Otvor v suportu představuje upínací místo. Je-li osa otvoru shodná s osou válce, nastává centrické upnutí. Vychýlením suportu mimo osu dochází k vytvoření excentricity v jedné rovině. Otočením válce vůči přírubě je nastavena excentricita v druhé rovině. Excentrické pole má tvar kruhu s poloměrem rovnající se maximální délce přímočarého posuvu suportu.



Obr. 5) Systém rotace, translace

3.3.1 Nastavení excentricity

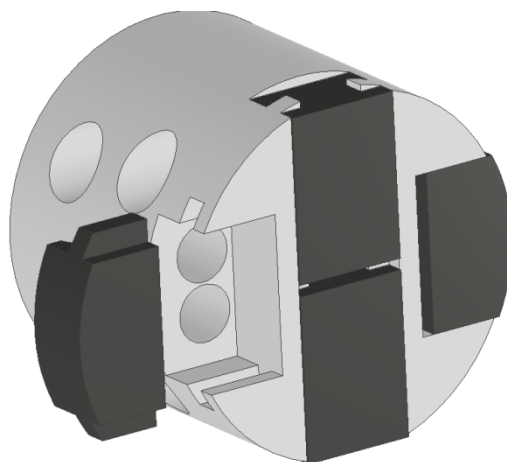
Jednotlivé možnosti polohování translačního pohybu budou popsány dále v kapitole 3.5. Pro rotaci je nejjednodušší využít C osu vřetene. Čep umístěný např. na nástrojovém držáku by zajel do polohovacího otvoru na válci. Otvor může být umístěn na čele nebo na obvodu válce. Došlo by k odjištění válce v přírubě, C osa by se pootočila o požadovaný úhel, dále by se válec vůči přírubě zajistil a nástrojový držák s čepem by odjel.

3.3.2 Dílčí zhodnocení

Tato kinematická kombinace využívá výhody obou předešlých. Pro translaci vysoký poměr průměru sklíčidla k excentricitě doplněný možností rotace o 360° s možností upínání větších průměrů.

3.4 Upínání

Pro upínání rotačních součástek se nejvíce využívá tří čelistí. V tomto případě použití tří čelistí pro upínání a vytvoření excentricity by bylo značnou komplikací. Čelisti neleží proti sobě, proto by při vytváření excentricity nebyly stejné velikosti ujetých vzdáleností všech čelistí. Při nastavení velké excentricity by byl ztracen smysl použití tří čelistí. Dvě čelisti by byly zajeté příliš k sobě a vzniklo by jen jednoosé upnutí mezi těmito čelistmi a protilehlou čelistí. Dále



Obr. 6) Čtyř čelist'ové sklíčidlo

by mohlo docházet k pootočení polotovaru díky vzniklé tečné složce rychlosti od dvou čelistí jedoucích k ose.

Jsou tedy jen dvě možnosti upínání; do dvou nebo čtyř čelistí. V obou případech by jeden pár sloužil jak k upínání, tak k posuvu a ve druhém případě by zbylé dvě čelisti zajistily obrobek ve směru kolmém na předešlý posuv. Existují dvě možnosti provedení. Dostatečně dlouhé čelisti, aby zajišťovaly upnutí i při maximální excentricitě nebo čelisti, které se navíc posouvají rovnoběžně s prvním párem čelistí. Na Obr. 6) je možné vidět toto sklíčidlo. K ovládání postranních čelistí jsou uvažovány např. tažné tyčky a klínový mechanismus.

3.5 Vytvoření translačního přímočarého pohybu

Vzhledem k tomu že stroj umožňuje polohování C osy vřetene, není polohování rotace více řešeno, bude řešen jen translační pohyb.

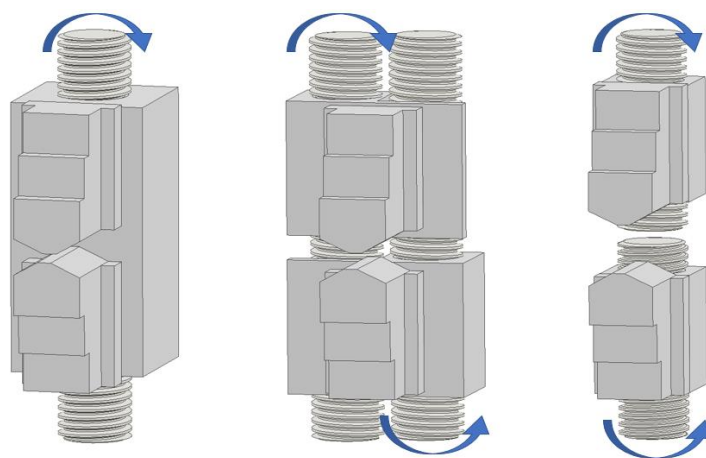
Je uvažováno upínání do dvou protilehlých čelistí. Existují možné dva způsoby. V prvním způsobu by se obě čelisti pohybovaly zároveň díky jednomu mechanismu a upínání by zajišťoval nějaký jiný. Druhá varianta je použití dvou stejných mechanismů se svázaným pohybem, které by zajišťovali nastavení excentricity i upínání obrobku.

Přímočarý translační pohyb lze vytvořit mechanismy jako: pohybový šroub s maticí, ozubený hřeben a pastorek, vačkový a klínový mechanismus.

3.5.1 Pohybový šroub s maticí:

Použitím trapézového šroubu je výhodné z hlediska samosvornosti. Bylo by však nutné nějakým způsobem vymezovat vůli mezi šroubem a maticí. Oproti tomu při použití předepnutého kuličkového šroubu tato vůle nenastává. Je však nutné jeden rotačně pohybující se člen jako matice, nebo šroub aretovat. Výhodou obou typů pohybových šroubů je jejich malý zástavbový prostor a přesné polohování.

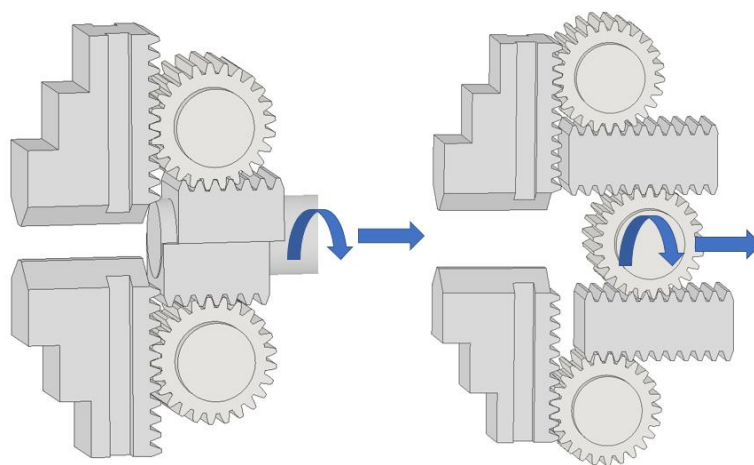
Tuto variantu by bylo možné použít v obou způsobech nejlépe při použití trapézového šroubu. V první variantě by bylo nutné vyřešit vymezení vůle v závitu a zvolit způsob upínání. U druhé varianty se dvěma šrouby se svázaným pohybem jsou dvě možnosti uspořádání, paralelní a sériové. U obou by bylo problematické zajistit rozvázání pohybu a reverzaci otáčení jednoho nebo obou ze šroubů pro upínání a uvolňování.



Obr. 7) Šroub s maticí

3.5.2 Ozubený hřeben a pastorek:

Díky boční vůli v ozubení by první způsob byl nevyhovující a muselo by docházet k vymezení vůle nějakým jiným mechanismem. Oproti tomu při použití dvou ozubených kol se svázaným pohybem by byl problém s vůlí vyřešen. Každé kolo by pohánělo jednu čelist a při upínání by docházelo k vymezování vůle. Při excentrickém nastavování by kola měla stejný smysl otáčení, naopak při upínání opačný. Toho by mohlo být docíleno několika způsoby, viz Obr. 8). Mezi ozubená kola by byly vloženy dva ozubené hřebeny a mezi hřebeny třetí ozubené kolo. Pokud by se tímto kolem otáčelo, docházelo by k excentrickému posuvu čelistí. Po zabrzdění kola a posunutím kola směrem vpravo pak k upnutí. Dalším způsobem je místo ozubeného kola, u kterého je potřebné vyřešit zabrzdění použít k pohybu šroub. Šroub by měl na jedné části chod závitů pravý a na druhé chod levý. Oba ozubené hřebeny by s tímto šroubem byly spojené s tím rozdílem, že jeden k pravé šroubovici a druhý k levé. Excentricita by se nastavovala otáčením šroubu a upínání osovým posuvem šroubu. Díky samosvornosti šroubu by nebylo potřebné zajišťovat šroub proti rotaci.



Obr. 8) Převod ozubeným hřeben a pastorkem

3.5.3 Vačkový mechanismus

Existují dvě možnosti uspořádání. Osa vačky je rovnoběžná s osou sklíčidla nebo kolmá na osu sklíčidla. Pro využití v prvním způsobu je potřeba vymezovat vůli ve vačkovém mechanismu jiným nebo stejným mechanismem. Realizace druhého způsobu je vhodnější. Jsou uvažovány dvě vačky, z nichž každá posouvá jednu čelist. Vymezení vůle nastane upnutím polotovaru.

Nevýhodou těchto mechanismů je jejich nekonstantní upínací síla závislá na úhlu natočení excentru.

3.5.4 Klínový mechanismus

Obdobně jakou u vačkového mechanismu lze klíny uspořádat do dvou směrů. Klín se posouvá rovnoběžně s osou sklíčidla nebo kolmo na ni.

Realizace prvního způsobu se jeví jako méně vhodná. Při použití jednoho klínového mechanismu je nutné, aby mezi vodící drážkou v klínu a vedeným unáščem byla vůle. Tato vůle by se musela nějakým jiným mechanismem vymezovat, aby docházelo k tuhému upnutí. Upínání by se muselo realizovat jiným mechanismem. Druhý způsob využívající podobný princip jako u ozubeného hřebene a pastorku je vhodnější. Jsou uvažovány dva klíny nad sebou. Při vytváření excentrického upnutí by se klíny posouvaly směrem od sebe, při upínání pak stejným směrem.

Použití klínových mechanismů je vhodné z hlediska jednoduchosti konstrukce, výroby, možnosti vytvořit vysoké síly ale jen pro potřebu menší ujeté vzdálenosti. Využívá se hlavně při upínání ve sklíčidlech. Čelisti mají rozjezd cca 5 mm. Při větších vzdálenostech nastává větší klopný moment a tím větší tření mezi vedením a posuvným členem.

4 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ

V předešlé kapitole byly popsány jednotlivé kinematické systémy a mechanismy, pomocí kterých by excentrické vychýlení bylo možné realizovat. Použití kinematického systému rotace, translace je nejvýhodnější. Kombinuje výhody jako je tuhost a možnost velkého excentrického vychýlení s možností upnutí větších polotovarů.

Jako optimální se jeví použití ozubeného hřebene a pastorku ve dvou možných uspořádání. Varianta se čtyřmi nebo se dvěma ozubenými koly. Polohování zajišťuje šroub s levou i pravou šroubovicí, popsany v následující kapitole 4.2.

V obou případech nedochází ke zpřevodování, jako je tomu u ostatních silových sklíčidel využívajících klínový převod. Při zanedbání tření se dá říci, že tažná síla od upínacího válce je rovna upínací síle. V podkapitole 2 jsou popsány hydraulické upínací válce a silová sklíčidla. Obecně lze říci, že upínací válce pro sklíčidla o průměru 200-300 mm mají upínací sílu cca 75 kN.

Je uvažováno upínání do dvou protilehlých čelistí s vyměnitelnými dotyky. Jedná se o tzv. měkké dotyky, ve kterých, je vysoustružený průměr, který je upínán.

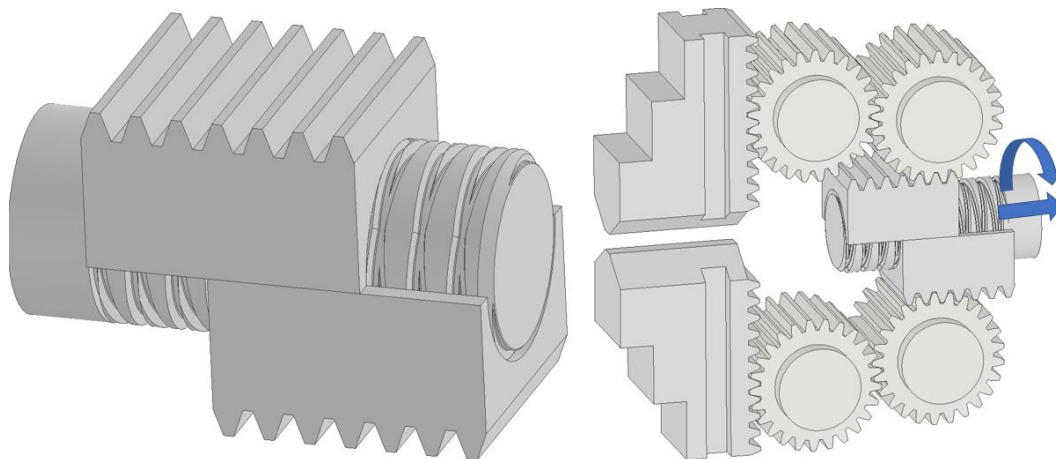
Celkové rozměry sklíčidla jsou primárně závislé na velikosti ozubení. Pro oba případy byla předběžně navržena ozubená kola a hřeben v programu MITCalc. Při upínání do dvou čelistí každé kolo přenáší poloviční upínací sílu tedy 37,5 kN.

4.1 Konstrukční požadavky

Jedná se o rotující součást dosahující v centrickém soustružení cca 2000 ot/min. Hlavním požadavkem mechanismu je tedy souměrnost všech součástí vůči ose a konstrukční uspořádání, při kterém součástky při rotaci sklíčidla budou jen minimálně nebo vůbec snižovat upínací sílu.

4.2 Polohování šroubem

Je uvažováno polohování ozubených hřebenů šroubem s levou i pravou šroubovicí, jak je možné vidět na Obr. 9). Oba hřebeny po sobě jezdí a společně ve středu mají kruhový otvor se závitem. Horní ozubený hřeben má v sobě šroubovici s pravým chodem. Šroubovice s levým chodem je pak ve spodním hřebenu. Při potřebě nastavení excentricity se šroubem otáčí a hřebeny se pohybují od sebe.



Obr. 9) Vlevo šroub s levou i pravou šroubovicí, vpravo varianta 1

Tento způsob je vhodnější z hlediska rozměrů posouvajících se součástí i celkové tuhosti. Nevýhodou je potřeba většího průměru šroubu. V místech, kde se protíná levá a pravá šroubovice není materiál. Přibližně jedna třetina závitu není nosná. Tato hodnota je silně závislá na velikosti profilu závitu i jeho stoupání. Čím menší stoupání, tím vyšší hodnota.

4.3 Varianta 1 – čtyři ozubená kola

Použití dvou ozubených kol umístěných paralelně, jak je popsáno v kapitole 3.5.2, není realizovatelné pro nastavení excentricity 50 mm. Na jednom kole se kolmo vůči sobě posouvají dva ozubené hřebeny. Jeden představuje upínací čelist, druhý hřeben spojený s upínacím válcem. Jak je vidět na Obr. 10) vpravo, průměr hlavové kružnice by vycházel příliš velký. Vhodnější je použití místo jednoho ozubeného kola, dvě menší sériově uspořádané a odsazené vůči sobě o výšku zubu. Celkové uspořádání je možné vidět na Obr. 9)

4.3.1 Zhodnocení varianty 1

Jednoznačnou výhodou je souměrnost všech sil. Každá ze sil působí buď v ose, rovnoběžně s osou v jedné rovině nebo do osy. Celý mechanismus je vůči ose symetrický. Při excentrickém vychýlení nevyvážení tvoří pouze čelisti a obráběný polotovar.

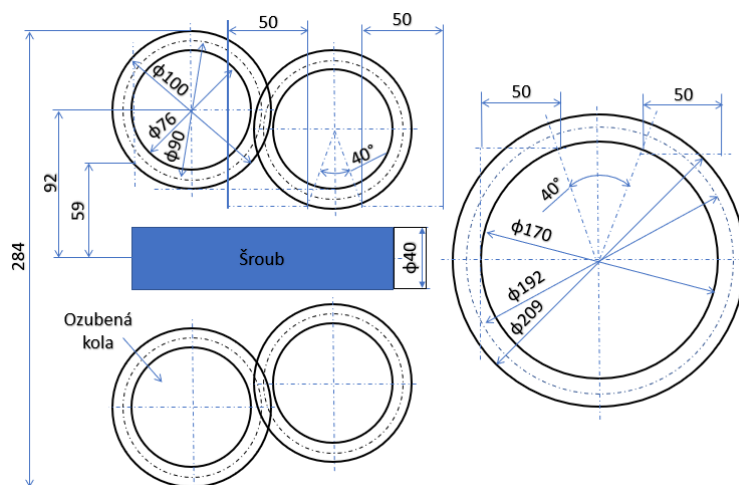
Vzhledem ke skutečnosti, že ozubené hřebeny, kola a šroub jsou v sérii, je celkový rozměr závislý na každém z těchto prvků. Rozměrová optimalizace ozubených kol u této varianty není možná. Kola jsou příliš malá k tomu, aby mohla být ořezána.

4.4 Varianta 2 – Dvě ozubená kola

Při stejném zatížení kola většího rozměru vycházejí užší oproti kolům menšího průměru jako ve variantě 1. Mohou tedy být vedle sebe. Jsou tedy uvažována dvě ozubená kola sériově uspořádaná vzhledem k ose. Pro dodržení symetrie je nejvhodnější, aby jedno kolo bylo poháněno ze spodu a druhé ze shora viz Obr. 11).

4.4.1 Určení předběžných rozměrů

Kola mají rozměr takový, aby nedocházelo ke kolizi mezi čelistí a upínacím hřebenem viz Obr. 10). Roztečný průměr musí být cca 190 mm. Šířka kola odhadnuta na 60 mm, tloušťka jádra ozubeného hřebenu 15 mm. Těmto parametrům odpovídá průměr sklíčidla cca 290 mm, jak je možné vidět na Obr. 10).



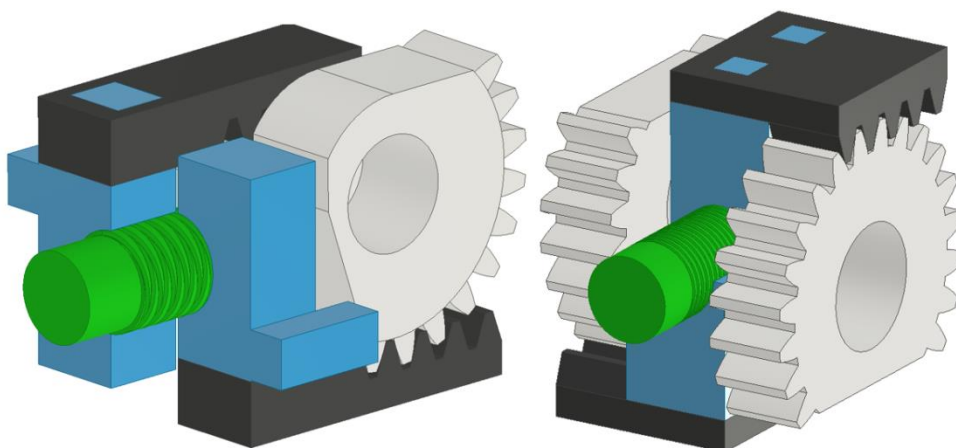
Obr. 10) Rozměry kol varianty 1, varianta 2

4.4.2 Celkové konstrukční uspořádání mechanismu

Uspořádání ozubených kol, matic a šroubu lze sestavit dvěma způsoby viz Obr. 11).

V prvním způsobu jsou upínací matice za ozubenými koly vzhledem k ose. Z hlediska zástavbových rozměrů toto řešení dosahuje menšího průměru sklíčidla oproti druhé variantě. Nevýhoda je však ve velké osové délce. Ta se skládá z tloušťky čelistí, průměru kola, šířky matice a výjezdové délky matice rovnající se velikosti excentricity. Průměr šroubu téměř neovlivňuje celkové rozměry.

Oproti tomu ve druhém způsobu jsou matice mezi ozubenými koly nad sebou. Celkový průměr sklíčidla vzroste, ale dojde ke značnému zkrácení osové délky. Celková osová délka je dána součtem tloušťky čelistí a průměru ozubeného kola. Šířku matice ovlivňuje průměr upínacího šroubu.

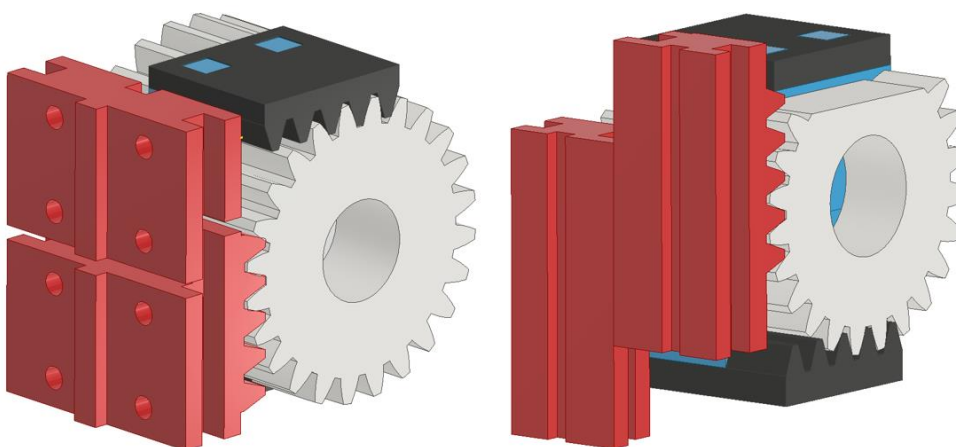


Obr. 11) Uspořádání mechanismu

4.4.3 Upínací čelisti

Upínání obrobku zajišťuje jeden pár čelistí s vyměnitelnými dotyky. Požadavkem je, aby při centrickém soustružení těžiště čelisti leželo v těsné blízkosti osy nebo za osou. V druhém případě by při rotaci docházelo ke zvětšení upínací síly.

Existují dva způsoby rozmístění čelistí. V prvním je sklíčidlo vybaveno jedním vedením pro obě čelisti. Vzhledem k tomu, že kola jsou umístěna vedle sebe, čelisti mají z předního pohledu



Obr. 12) Upínací čelisti

tvár L a jsou obráceny vůči sobě, viz Obr. 12). Jejich hlavní nevýhodou je velká vzdálenost mezi jejich těžištěm a osou sklíčidla. Díky tomu vzniká značná odstředivá síla.

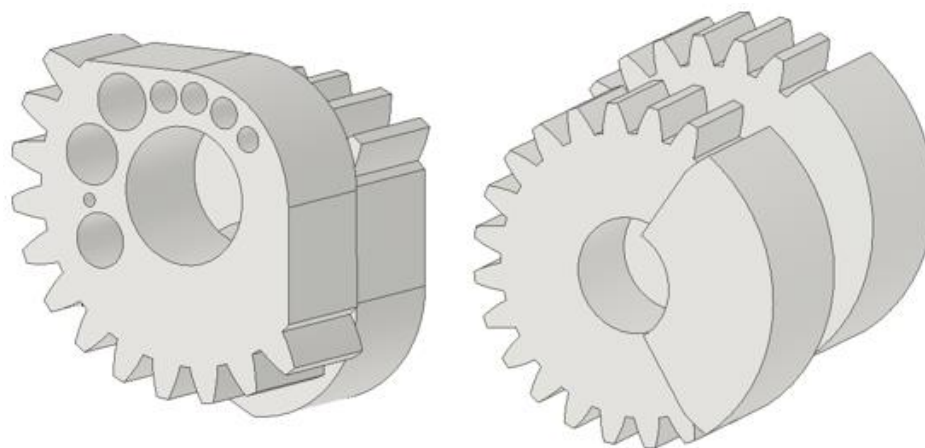
Druhý způsob využívá dvě vedení. Každá čelist se pohybuje v jednom. Oproti předešlému způsobu jsou čelisti při centrickém nastavení vystředěny oproti ose sklíčidla. Odstředivá síla téměř nevzniká. Výhodou je také delší styčná plocha ve vedení.

4.4.4 Rozměrová optimalizace kol

Pro upínání a nastavení excentricity není potřeba všech zubů. Naskytuje se tedy možnost použití ozubeného segmentu.

Pro zkrácení osově délky sklíčidla lze kola oříznout rovinou kolmou na osu sklíčidla směrem k zadní části. Zmenšení zástavbového prostoru ve směru rovnoběžném na osu je problematictější. Oříznutí není souměrné. Při upínání se kola pootáčí kolem osy cca o 3° proti sobě. Naopak při vytváření excentricity mají kola stejný smysl otáčení a natočí se maximálně o 30° . Jedno z kol je tedy oříznuté pod úhlem. Díky tomuto je nutné kola vyvážit otvory, viz Obr. 13)

Nevýhodou je skutečnost, že při rotaci sklíčidla působí na nesouměrné kolo odstředivá síla. Tato síla ovšem působí stejným směrem jako upínací síla a tím ji zvyšuje.



Obr. 13) Vyvážení ozubených kol

4.4.5 Možnost protivyvažování

Ozubená kola je možné použít jako protivyvažek proti čelistem při jejich excentrickém posuvu. Dále pak mohou zvyšovat upínací sílu při roztočení sklíčidla, viz Obr. 13).

4.4.6 Zhodnocení varianty 2

Možnost rozměrové optimalizace kol je výhodou. Při upínání a vytváření excentrického posuvu čelistí, není potřeba všech zubů ozubení. Kola mohou být ořezána a tím se zmenší celkové rozměry sklíčidla. Oproti variantě 1 je použito méně součástek.

Nevýhodou této varianty je silová nesouměrnost při upínání. Síla nesměruje směrem do osy v jedné rovině, ale ve dvou vzájemně rovnoběžných rovinách souměrných vůči ose.

4.5 Rotace

Rotace sklíčidla vůči upínací přírubě zajišťuje možnost nastavení excentricity ve druhé rovině. Zajištění skříňe sklíčidla a připojovací příruby vůči sobě je jen díky tření. Třecí sílu vytvářejí talířové pružiny. Ty jsou umístěny v otvorech na kružnici připojovací příruby. Rozpojení

součástí je umožněno pomocí pákového nebo klínového mechanismu ovládaného táhlem skrz dutinu upínací tyče.

4.6 Výběr varianty

Pro svou jednoduchost a menšími zástavbové rozměry je zvolena varianta 2.

5 DIMENZOVÁNÍ HLAVNÍCH ČÁSTI

5.1 Použité materiály a jejich vlastnosti

V celé konstrukci jsou využity běžně dostupné materiály dvou jakostí, ocel ČSN 16 220 a ČSN 12 051. Jejich mechanické vlastnosti jsou uvedeny v následující tabulce. U oceli ČSN 16220 je uvažováno tepelné zpracování jako cementování a následné kalení, pro ocel ČSN 12051 povrchové kalení. Výpočty korigované meze únavy v dotyku a ohybu jsou uvedeny v příloze práce. Číslo v kulaté závorce vždy odkazuje na příslušnou rovnici.

Tab 2) Vlastnosti použitých ocelí [8]

	Mez pevnosti v tahu	Mez kluzu v tahu	Mez únavy v dotyku	Mez únavy v ohybu	Korigovaná mez únavy v dotyku	Korigovaná mez únavy v ohybu	Tvrdost na povrchu	Modul pružnosti v tahu
	Rm	Rp(0.2)	Shlim	SFlim	σ'_{Hp}	σ'_{Co}	-	E
	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	MPa	HV	[Mpa]
16220	880	635	1270	700	831	434	650	210000
12051	640	390	1140	390	745	281	600	210000

5.2 Dimenzování ozubených kol a hřebene

V programu MitCalc bylo navrženo ozubené kolo s hřebenem. Základním vstupním parametrem byla upínací síla jedné čelisti, v případě programu $F_t = 37\,500$ N. V podkapitole 4.4.1 byl popsán minimální rozměr ozubení. Jedná se o minimální roztečný průměr 190 mm, který zabraňuje kolizi čelistí s upínacím ozubeným hřebenem. Kompletní výpočtový protokol viz příloha v zadní části práce. Základní popis výpočtu v následujícím odstavci.

Síla působí jen po minimální dráze, proto je obvodová rychlost zadána nejmenší možná. Jako materiál zvolena ocel jakosti 16 220 tepelně zpracovaná cementováním a kalením. Její vlastnosti viz Tab 2) Je předpokládáno plynulé zatížení ozubeného hřebene od upínacího válce

Tab 3) Parametry ozubení

		Pastorek	Hřeben	
Počet zubů	z_1	24		
Modul	m_n	8		[mm]
Šířka ozubení	b_w	50		[mm]
Průměr roztečné kružnice	d	192		[mm]
Průměr hlavové kružnice	d_a	213,09		[mm]
Průměr patní kružnice	d_f	174,4		[mm]
Jednotkové posunutí pastorku	x	0,15		[m]
Bezpečnost na únavu v dotyku		1,6	1,6	
Bezpečnost na únavu v ohybu		2,27	2	
Bezpečnost v dotyku při jednorázovém přetížení 1,5x		2,34	2,34	
Bezpečnost v ohybu při jednorázovém přetížení 1,5x		7,22	6,34	
Obvodová síla	F_t	37500		[N]
Radiální síla	F_R	13683		[N]

a malá nerovnoměrnost zatížení na výstupu způsobená rázy při obrábění. Drsnost povrchu boku zubů $R_a \max = 0,1$. Pro neomezenou životnost počet cyklů $1E+10$. Dáno větším z exponentů Wohlerovy křivky pro ohyb nebo dotyk dle zvoleného materiálu viz výpočtový protokol v příloze. Pro vyšší únosnost v ohybu a dotyku díky stálému záběru dvou zubů (součinitel záběru $e_g > 2$) je zvolen nenormalizovaný profil nástroje a zubu. Došlo ke zvětšení výšky paty nástroje h_{f0} z 1,00 na 1,2 m a zvětšení zaoblení paty r_{a0} z 0,38 na 0,5 m pro zvýšení únavové životnosti. Vyšší pata dovoluje použít minimální hlavovou vůli c_a 0,1 m. Boční vůle j_n byla zvolena 0,1 mm. Pro tyto veličiny bylo vypočteno ozubení s rovnými zuby s hlavními parametry, viz následující Tab 3). Výpočet byl proveden s ohledem na únavu materiálu. Pro porovnání je koeficient bezpečnosti k MSP při 1,5násobném přetížení roven 2.

5.3 Dimenzování šroubů

V celé konstrukci se vyskytují tři šroubová spojení namáhaná pouze tahem bez výrazného předepnutí. Prvním je pohybový šroub posouvající matice při nastavení excentricity, který slouží i k upínání. Druhým je šroubové spojení tažné tyče a pohybového šroubu. Oba tyto závity jsou namáhána tažnou silou $F_{up} = 75000$ N. Třetím je šroubové spojení odjišťovacího táhla zatěžované silou rovnající se 1/9 síly $F_p = 100000$ N zvolenou v kapitole 5.5.1.

Jak už bylo řečeno, pohybový šroub má vyříznutou levou i pravou šroubovici. V místech, kde se šroubovice kříží, není materiál. Nosná délka závitu je tedy snížena o cca jednu třetinu $s_{k_ps} = 1/3$. To je závislé na velikosti profilu pro dané stoupání a rozteči závitu.

Matice je složena ze dvou půlek. V jedné je pravý, v druhé levý závit. Výpočet bude prováděn pro jednu polovinu matice $s_{p_ps} = 1/2$.

Materiál pohybového šroubu a matice byl zvolen ČSN 12051 zušlechtn povrchovým kalením. U ostatních povrchové kalení není uvažováno. Pro pohybový šroub je nejvýhodnější použití profilu poloviční velikosti, než je stoupání. Pro tento případ zvolena rozteč závitu $P = 5$ mm, tomu tedy odpovídá metrický profil jako pro stoupání 2,5mm. Pro tyto parametry byly zjištěny jmenovité průměry závitu d , k nim malý průměr závitu dle tabulek a potřebná délka matice l_{M_z} . Hodnotícím faktorem bylo dovolené tlakové napětí v závitu $\sigma_{tl_dov} = 30$ Mpa [9]. Tlakové napětí pro jedno stoupání dáno vztahem (1):

$$\sigma_{tl_z} = \frac{F_{up}}{S_z} = \frac{F_{up}}{\frac{d^2 - D_1^2}{4} \cdot s_{k_ps} \cdot s_{p_ps}} \quad (1)$$

Potřebná délka matice je tedy (2):

$$l_{M_z} = P \cdot \frac{\sigma_{tl_dov}}{\sigma_{tl}} \quad (2)$$

Další fází bylo zjištění koeficientů bezpečnosti k MSP a MSÚ. Pokud α_{0_z} a α_{τ_z} jsou součinitelé koncentrace napětí v závitu, H_1 vyjadřuje nosnou výšku závitu, jehož velikost se rovná polovině rozteče závitu a n_z je počet nosných závitů pak ohybové napětí u kořene závitu σ_o má velikost (3) [9].

$$\sigma_{o_z} = \alpha_{0_z} \cdot \frac{M_{oz}}{W_{oz}} = \alpha_{0_z} \cdot \frac{F_{up} \cdot H_1}{n_z \cdot \frac{1}{6} \pi \cdot D_1 \cdot H_1} \quad (3)$$

Velikost nominálního smykového napětí vynásobeného součinitelem tvaru pro ohyb α_{τ_z} v kořeni závitu má hodnotu (4) [9]:

$$\tau_{T_z} = \alpha_{\tau_z} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{up}}{S} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{up}}{\pi \cdot D_1 \cdot n_z \cdot H_1} \quad (4)$$

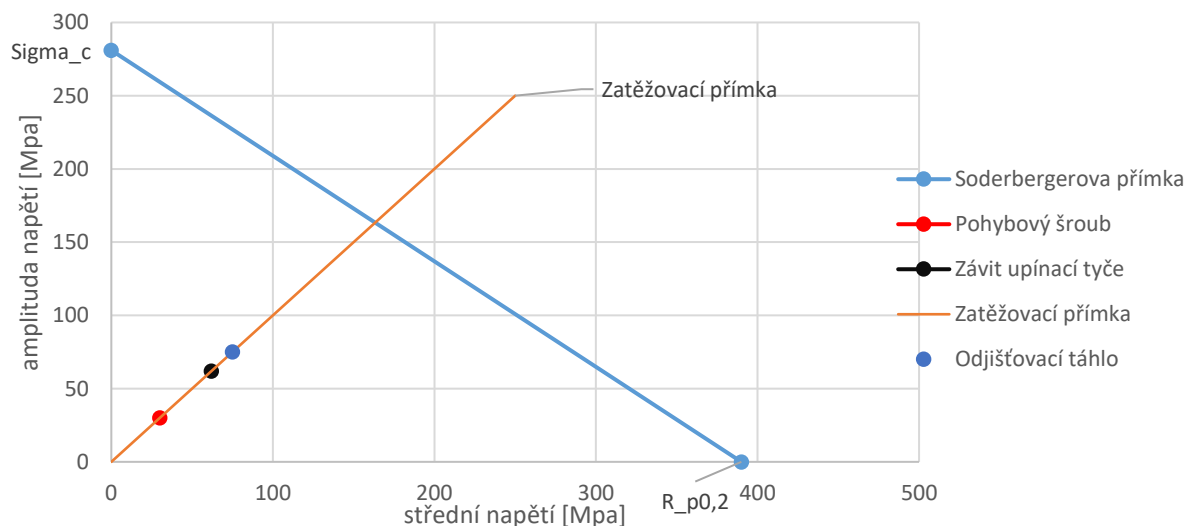
Vzniklé redukované napětí u dna závitu nabývá hodnoty (5) [9]:

$$\sigma_{RED_HMH_z} = \sqrt{\sigma_{o_z}^2 + 3 \cdot \tau_{T_z}^2} \quad (5)$$

Součinitel bezpečnosti k MSP má velikost (6) [9]:

$$k_{c_MSP} = \frac{R_{p0,2_12051}}{\sigma_{RED_HMH_z}} \quad (6)$$

V Haighově diagramu viz Obr. 14) jsou zobrazeny body odpovídající zatíženému stavu. Jako porovnávací kritérium bylo použito Soderbergerovi přímky. Náhradou zatěžující síly F_{up} a F_p , které působí od 0 do maxima je mívající cyklus v tahu. Amplituda i střední hodnota napětí odpovídá polovině redukovaného napětí $\sigma_{RED_HMH_z}$.



Obr. 14) Haighův diagram pro tažné šroubové spoje

5.3.1 Dílčí zhodnocení

Výsledkem výpočtu jsou tři rozměry závitu, viz následující tabulka Tab 4) . Jejich koeficienty bezpečnosti k hodnotícím kritériím MSP a MSÚ vyšli vysoké.

Tab 4) Rozměry závitu

	Jmenovitý průměr závitu	Stoupání	potřebná délka	Bezpečnost k MSP
	d	P	l	k_c
	[mm]	[mm]	[mm]	[-]
Pohybový šroub	55	2,5	75	4,3
Tažná tyč	100	2	30	3,1
Odjišťovací táhlo	20	2	20	2,6

5.4 Kontrola čepů

Celá sestava obsahuje dva typy čepů, které byly navrženy. Z průměru čepu d_c a délky čepu l_c byla provedena kontrola na otláčení a porovnána s dovoleným tlakem $p_d = 40$ Mpa [10] dle vzorce (7):

$$p_c = \frac{F}{S} = \frac{F}{l_c \cdot d_c} < p_d \quad (7)$$

Dalším krokem bylo zjištění koeficientu bezpečnosti k MSP a MSÚ. Maximální ohybové napětí čepu σ_o je vyjádřeno jako podíl maximálního ohybového momentu M_o a modulu průřezu v ohybu W_o , to je dáno vztahem (8):

$$\sigma_{o.c} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot \frac{l_c}{2}}{\frac{\pi \cdot d_c^3}{32}} \quad (8)$$

Čepy jsou však namáhány i smykovým napětím τ_T , jehož velikost byla zjištěna vztahem (9) [9]:

$$\tau_{T.c} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{S} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} \quad (9)$$

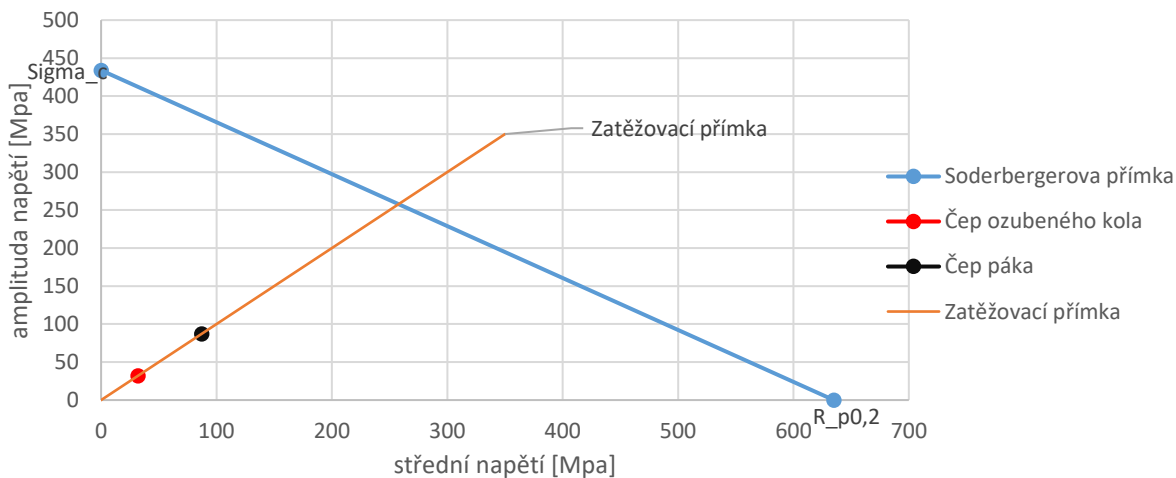
Redukované napětí podle podmínky HMH má poté hodnotu (10) [9]:

$$\sigma_{RED_HMH} = \sqrt{\sigma_{o.c}^2 + 3 \cdot \tau_{T.c}^2} \quad (10)$$

Součinitel bezpečnost k meznímu stavu pružnosti má velikost (11) [9]:

$$k_{c_MSP} = \frac{R_{p0,2_16220}}{\sigma_{RED_HMH}} \quad (11)$$

Kontrola k meznímu stavu únavy zobrazena v Haighově diagramu viz Obr. 15). Jako materiál obou čepů je uvažována ocel 16 220. Zatěžující síla F_p , které působí od 0 do maxima, byla nahrazena mívivým cyklem v tahu. Amplituda i střední hodnota napětí odpovídá polovině redukovaného napětí σ_{RED_HMH} [9].



Obr. 15) Haighův diagram pro namáhání čepů

5.4.1 Dílčí zhodnocení

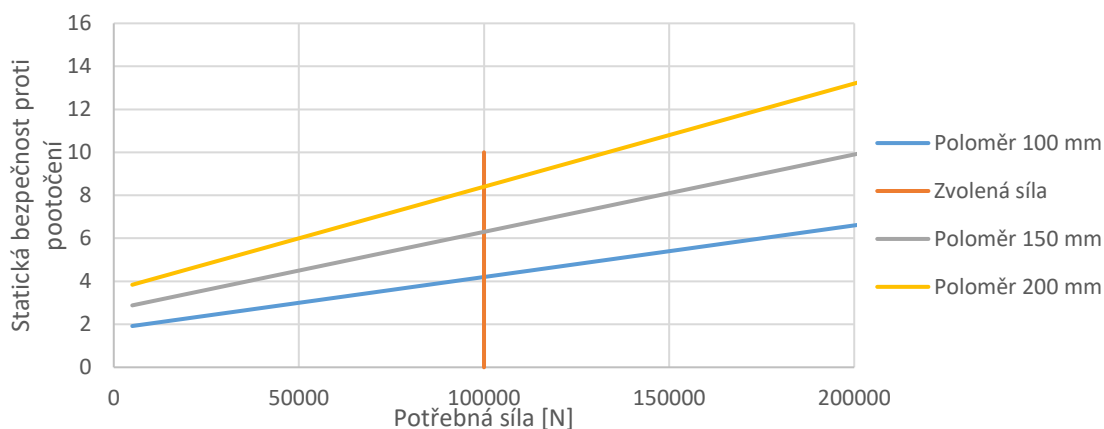
Odečtením hodnot z grafu lze zjistit, že hodnoty součinitelů bezpečnosti z hlediska MSÚ jsou vysoké stejně jako k MSP viz následující tabulka Tab 5) Oproti tomu stykový tlak má poloviční hodnotu oproti dovolenému $p_d = 40$ [10] Mpa.

Tab 5) Výsledky výpočtu čepů

	Průměr	Styčná délka	Stykový tlak	Bezpečnost k MPS
	d_c	l_c	k_c	k_c
	[mm]	[mm]	[Mpa]	[-]
Čep páka	20	25	17	4
Čep ozubené kolo	90	50	17	6

5.5 Výpočet potřebné zajišťovací síly

Talířové pružiny slouží k vytvoření zajišťovací síly pro spojení upínací příruby se skříní sklíčidla. Vzájemnému pootočení zabraňuje pouze třecí síla. V následujícím grafu na Obr. 16) je vyobrazena závislost potřebné přitlačné síly na statické bezpečnosti vůči pootočení. Ve výpočtu je počítáno s tím, že upínací síla F_{up} je k této síle připočtena. Graf tedy zobrazuje sílu, kterou je potřeba dodatečně vytvořit talířovými pružinami. Z hlediska bezpečnosti je porovnáván krouticí moment vzniklý díky třecí síle na určitém poloměru a maximální krouticí moment $M_k = 500$ Nm vzniklý při obrábění, jeho výpočet viz příloha Obr. 48). Výpočet proveden pro tři poloměry styčných ploch: 100, 150 a 200 mm.



Obr. 16) Graf Závislost velikosti potřebné přitlačné síly na statické bezpečnosti

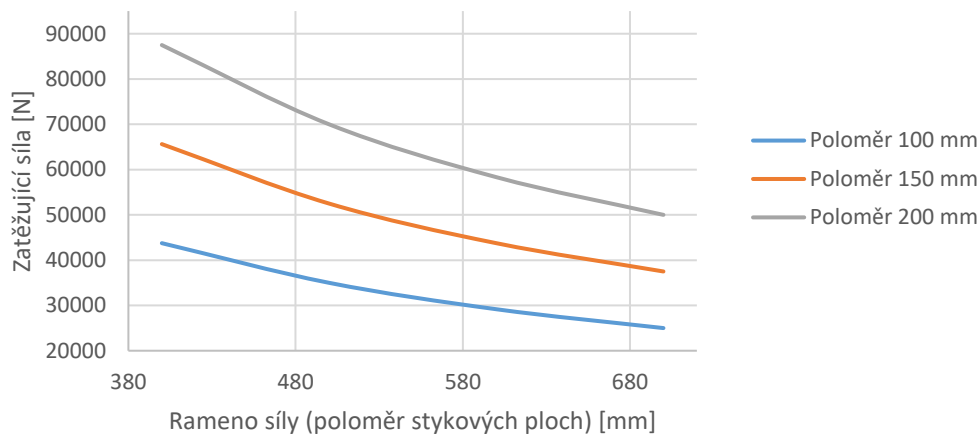
5.5.1 Dílčí zhodnocení

Z grafu je patrné, že hodnoty součinitele statické bezpečnosti jsou vysoké už pro minimální síly. Výpočet ovšem nezahrnuje dynamické účinky, jako například chvění. Proto je zvolená síla $F_p = 100000$ N, které odpovídá součinitel bezpečnost od 4 do 8 pro třecí plochy o průměru 200 až 400 mm.

5.5.2 Kontrola vůči odskočení čel

Při rotaci s nastavenou excentricitou na sklíčidle může nastat situace, kdy dojde k odlehnutí připojovací příruby od samotné skříně sklíčidla vlivem odstředivé síly nebo síly vzniklá při obrábění. Tento stav nesmí nastat. Pro ověření bude použita rovnováha na páce.

Moment od celkové přitlačné síly 175 000 N působící na poloměru stykových ploch 100, 150, 200 musí být větší než zatěžující síla na rameni r. Průběh zatěžující síly viz následující graf Obr. 17).



Obr. 17) Graf závislosti zatěžující síly na poloměru stykových ploch

Dílčí zhodnocení

Možné zatěžující síly vychází vysoké. Při uvažování zatěžujícího ramena cca 500 mm se i pro nejmenší poloměr tato síla rovná maximální upínací síle jedné čelisti.

5.6 Výpočet talířových pružin

Talířové pružiny jsou rozmístěny rovnoměrně po obvodu ve třiceti otvorech. Pružiny jsou skládány za sebou stejným směrem, tzn. jejich síla je násobena počtem pružin a jejich průhyb je stejný jako při použití jedné pružiny. Typ pružin zvolen 14x7,2x0,8 DIN 2093 C. Té odpovídá síla $F_2=547$ N při stlačení $S_2 = 0,15$ mm [11]. Počet pružin v jednom otvoru je vypočten jako (12):

$$n_p = \frac{F_p}{F_2} \cdot \frac{1}{30} = \frac{100000}{547} \cdot \frac{1}{30} = 6 \gg 6 \text{ pružin} \quad (12)$$

5.7 Kontrola drážkování na čelistech

Drážkování slouží ke spojení čelistí a měkkých dotyků. Zachycuje upínací sílu F_{up} . Výška drážky $v_d = 2,6$ mm a délka $l_d = 70$ mm. Jako výpočet bude provedena pouze kontrola na otlačení v měkkých dotycích vyrobených z oceli bez tepelného zpracování s dovoleným stykovým tlakem $p_d = 300$ Mpa, rovnice (13). Výpočet ukázal, že ke spojení by stačila pouze jedna drážka.

$$p_c = \frac{F_{up}}{2 \cdot S} = \frac{F_{up}}{2 \cdot l_d \cdot v_d} = \frac{75000}{2 \cdot 3 \cdot 70} = 206 \text{ Mpa} < p_d \quad (13)$$

5.8 Výpočet šroubových spojů

Byly řešeny dva šroubové spoje. Připojení zadní příruby ke skříní sklíčidla a spojení měkkých dotyků k čelistem. Pevnostní třída šroubu volena dle ČSN EN ISO 898-1, její vlastnosti viz následující tabulka Tab 6) .

Tab 6) Mechanické vlastnosti šroubů 12.9 [9]

Smluvní mez kluzu	R _{p0,2}	1100	[Mpa]
Mez únavy	Sigma _c	190	[Mpa]
Zkušební předpětí	S _p	970	[Mpa]

Výpočet bude prováděn jako kontrola předepjatého šroubového spoje při únavovém tahovém zatěžování. V první fázi bylo potřebné zjistit tuhost šroubu k_s z nosného průměru jádra šroubu A_s , sevřené délky l_a a modulu pružnosti v tahu E pomocí vztahu (14) [9]:

$$k_s = A_s \frac{E}{l_a} \quad (14)$$

Pokud je průměr šroubu označen jako d_s , tuhost spojovaných součástí k_p s uvažováním, že napětí se materiálem šíří pod úhlem 30° , je vyjádřena rovnicí (15) [9]:

$$k_p = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E \cdot d_s}{2 \cdot \ln\left(5 \frac{0,5774 \cdot l_a + 0,5d_s}{0,5774 \cdot l_a + 2,5d_s}\right)} \quad (15)$$

Z tuhosti šroubu k_s a tuhosti spojovaných součástí byla zjištěna tuhostní konstanta spoje C jako (16) [9]:

$$C = \frac{k_s}{k_s + k_p} \quad (16)$$

Síla předpětí šroubu F_i pro rozebíratelná spojení dána vztahem (17) [9]:

$$F_i = 0,75 \cdot A_s \cdot S_p \quad (17)$$

Minimální počet šroubů i_{min} s koeficientem bezpečnosti $k_n = 2$ a zatížením provozní silou F_p je určen jako (18) [9]:

$$i_{min} = \frac{C \cdot k_n \cdot F_p}{S_p A_s - F_i} \quad (18)$$

Aby nedocházelo k oddělení spojovaných součástí, je potřebné spoj zkontrolovat proti tomuto oddělení. Součinitel vyjadřující rezervu proti zániku sevření k_0 zjištěna jako (19) [9]:

$$k_0 = \frac{F_i}{F_p \cdot (1 - C)} \quad (19)$$

Z hlediska únavy byly šroubové spoje porovnávány se Soderbergerovým kritériem, které zamezuje vzniku jakýchkoli plastických deformací. Provozní body byly zaneseny do Haighova diagramu, viz Obr. 18). Prvním provozním bodem je napětí vzniklé při montáži (20) [9]:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_s} \quad (20)$$

Amplituda provozní napětí σ_a dána rovnicí (21) [9]:

$$\sigma_a = C \cdot \frac{F_p}{2 \cdot A_s} \cdot \frac{1}{i_{min}} \quad (21)$$

Střední hodnota provozního napětí σ_m popsána vztahem (22) [9]:

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \quad (22)$$

Souřadnice průsečíků zatěžovací přímky se Soderbergerovým kritériem v Haighově diagramu popsány následovně (23), (24) [9]:

$$\sigma_A = \frac{\sigma_c^* \cdot (R_{p0,2} - \sigma_i)}{R_{p0,2} + \sigma_c^*} \quad (23)$$

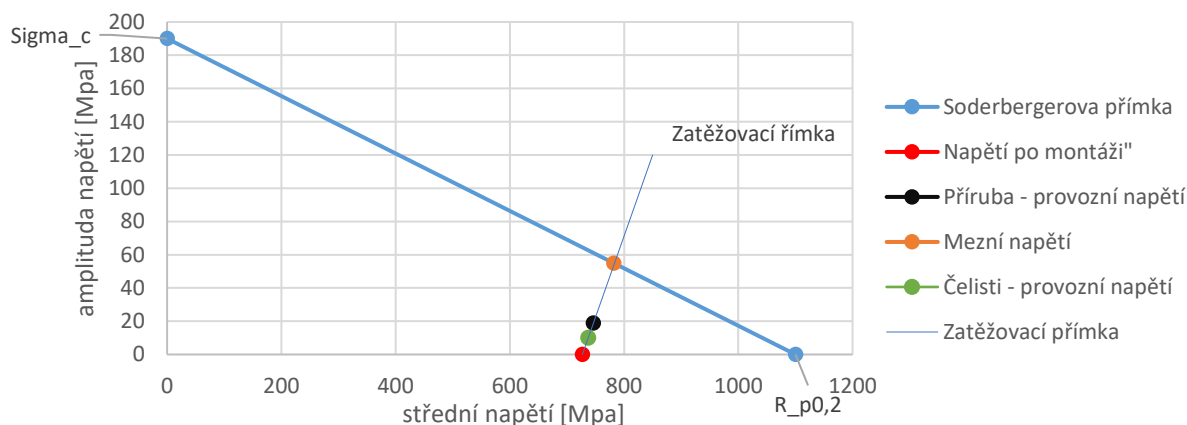
$$\sigma_M = \sigma_A + \sigma_i \quad (24)$$

Součinitel bezpečnost z hlediska MSÚ je poté (25) [9]:

$$K_{SOD} = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} \quad (25)$$

Využitím součinitel utahovacího momentu $K = 0,2$ pro součinitel tření v závitu $\mu_z = 0,15$ má potřebný utahovací moment velikost (26) [9]:

$$M_K = K \cdot F_i \cdot d_s \quad (26)$$



Obr. 18) Haighův diagram – šroubové spoje

5.8.1 Dílčí zhodnocení

Výsledky je možné vidět v Tab 7). Šroubové spoje navrženy s ohledem na bezpečnost k MSP a MSÚ. Z Haighova diagramu je možné vidět, že součinitelé bezpečnosti k MSU obou spojů jsou vysoké. Pro přírubu 3 a 5 pro čelisti.

Tab 7) Výsledky výpočtu šroubových spojů

	Šroub	Počet	Bezpečnost k MSP	Bezpečnost vůči zániku sevření	Utahovací moment
	[-]	i	k_c	k_D	M_k

	[-]	[-]	[-]	[-]	[Nm]
Čelisti	M 12 x 50	2	2	2,5	145
Příruba	M 6 x 15	30	2	5	17

5.9 Kontrola stykových tlaků

5.9.1 Výpočet jehlových ložisek

Vzhledem ke skutečnosti, že potřebná jehlová ložiska nenabízí žádný výrobce, bylo tedy potřebné jejich dimenzování. Jehly jsou uloženy v jehlové kleci, ta je vyrobena jako výpalek.

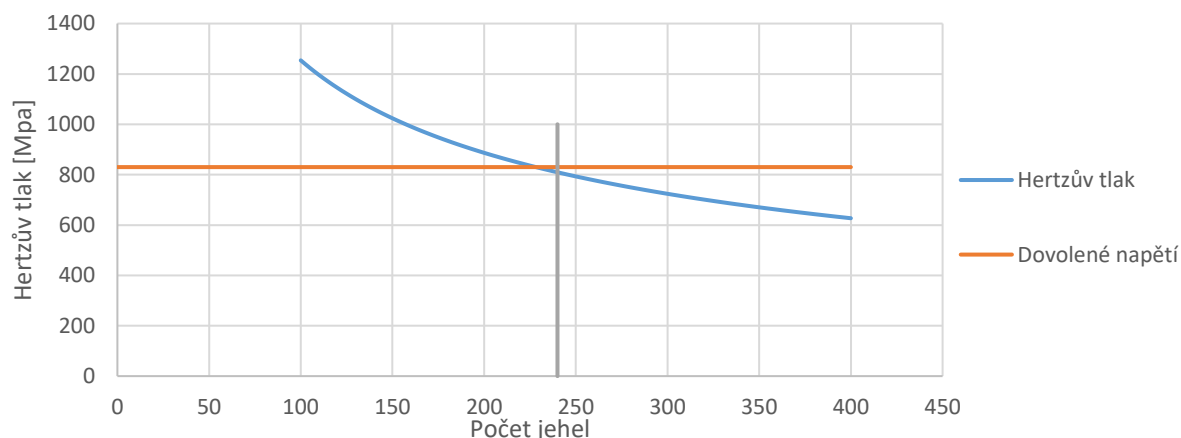
Pro výpočet únosnosti byla použita Hertzova teorie kontaktu válce a rovinné plochy, kde dotyková plocha je úzký obdélník šířky $2b$ s délkou l . Rozložení tlakového napětí má eliptický průběh. Poloviční šířka dotykové plochy je dána vztahem (27) [9]:

$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}{\pi l \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}} \quad (27)$$

Pro výpočet je uvažováno, že oba materiály jsou stejné, tedy $E_1 = E_2$ a $\mu_1 = \mu_2$. Jako průměr d_2 se pro výpočet kontaktu válce a rovinné plochy uvažuje nekonečně velký průměr. Člen $1/d_2$ je tedy nulový. Po zatížení silou F_p je maximální Hertzův tlak dán vztahem (28) [9]:

$$p_{max} = \frac{2F_p}{\pi b l} \cdot 1,5 \quad (28)$$

V tomto případě byla síla vynásobena koeficientem bezpečnosti 1,5. Síla F_p je rozložena na jednotlivé jehly a byla zjištěna závislost Hertzova tlaku na počtu jehel, viz následující graf. Z grafu zvolen počet jehel pro obě ložiska 240.



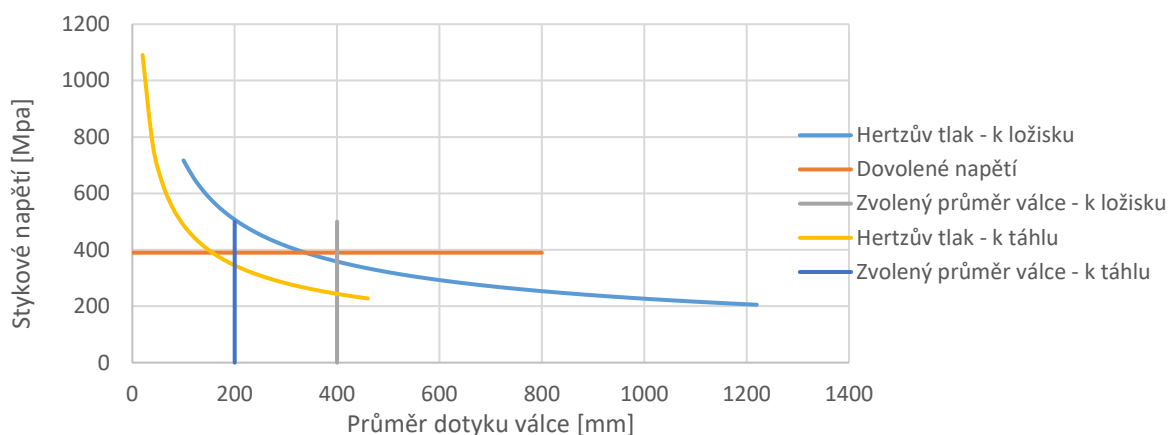
Obr. 19) Graf závislosti Hertzova tlaku na počtu jehel

5.9.2 Výpočet průměru dotyků odjišťovací páky

Pro tento případ byla využita Hertzova teorie stejně jako v kapitole 5.9.1. Celkový počet odjišťovacích pák je 12. Síla působící na jeden dotyk směrem k ložisku je potom (29):

$$F_{j-p} = \frac{F_p}{12} \cdot 1,5 \quad (29)$$

Tuto sílu bylo ještě potřebné vynásobit koeficientem bezpečnosti 1,5. Pro řešení dotyku směrem k táhlu bylo potřebné tuto sílu ještě vydělit počtem pák, tedy 12. Závislost průměru stykového válce na velikosti stykového napětí je možné vidět na následujícím Obr. 20). Směrem k ložisku průměr zvolen 400 mm a k táhlu 200 mm.



Obr. 20) Závislost Hertzova tlaku na průměru dotyku

5.10 Simulace MKP

Analytické řešení lze aplikovat jen na jednoduché úlohy. Pro složitější úlohy, které nelze řešit analyticky, lze použít metodu konečných prvků.

5.10.1 Popis metody

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická výpočtová metoda, pomocí níž lze nasimulovat průběh napětí, deformací, vlastní frekvence atd. Principem je diskretizace objemu (spojitého kontinuum) na konečný počet prvků (elementů). Vznikne tzv. síť reprezentující původní geometrii tělesa. Nejčastější je využití deformačního přístupu, kdy deformační posuvy jsou hledány funkcemi. Tyto posuvy se hledají v krajních bodech elementu, tzv. uzlech. Každý z elementů je popsán vlastní maticí tuhosti, která převádí zatížení prvku na posuv jednotlivých uzlových bodů. Základní rovnicí statických úloh je rovnice (30) [12]:

$$F = K \cdot U \quad (30)$$

Zde K je globální matice tuhosti a předpokládá se, že je funkcí posuvů U a F je funkcí zatížení [12].

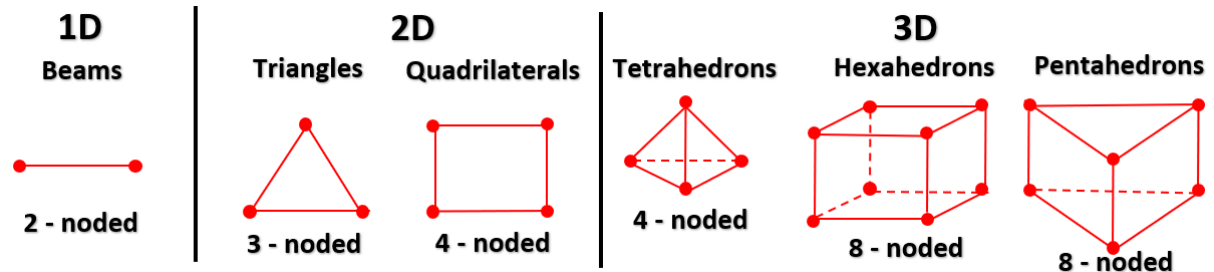
Pro řešení se z matematického hlediska využívá variačního přístupu. Ten hledá stav, ve kterém energie analyzovaného tělesa nabývá extrémní stacionární hodnoty. V případě MKP je hledáno minimum celkové potenciální energie tělesa Π rovnicí (31) [12]. Ta se určí jako rozdíl celkové energie napjatosti W a potenciálu vnějších zatěžujících sil P [12].

$$\Pi = W - P \quad (31)$$

Dalším krokem je sestavení globální matice tuhosti a zavedení okrajových podmínek. Poté lze vyřešit neznámé deformační posuvy a z nich za pomoci geometrických rovnic jednotlivé složky tenzoru přetvoření. Nakonec lze využitím konstitutivních vztahů určit složky tenzoru napětí [12].

Pro řešení lineárních úloh je možné použít mnoho numerických postupů, jako například Gausovu eliminační metodu. Řešení se provádí přímo. Nelineární úlohy přímo řešit nelze.

Postupuje se tak, že se hledá nějaký odhad řešení pro neznámé hodnoty a v každém dalším kroku je provedeno jeho zpřesnění (korekce) předchozího řešení. Při řešení se využívá postupného přírůstku zatěžující síly, jedná se o tzv. inkrementální přístup. V každém přírůstku se provádí iterace pro korekci výsledku. U nelineárních úloh nastávají velké deformace, proto je možné pro každou iteraci přepočítávat matici tuhosti. Toho je využito u kontaktních úloh [13].



Obr. 21) Typy elementů v MKP [13]

5.10.2 Výpočtový software

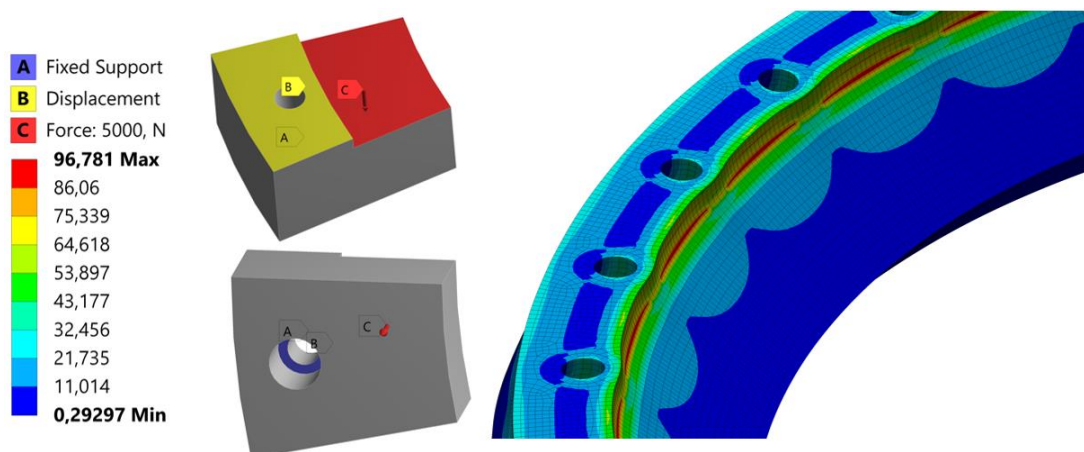
K výpočtům bude využit software Ansys 19.0 Workbench a jeho studentská verze dostupná studentům VUT Brno.

5.10.3 Zadní příruba

Slouží k zachycení síly F_p od talířových pružin. Tato síla zajišťuje sevření skříňe sklíčidla s přípojovací přírubou. Její velikost zjištěna v kapitole 5.5 a vynásobena koeficientem bezpečnosti 1,5.

Vysvětlení Okrajové Podmínky

Pro časovou úsporu byla úloha řešena pomocí rotační symetrie. Příruba obsahuje 30 děr. Vložený model tvořila kruhová výseč s úhlem 12° s jednou dírou uprostřed. K zajištění modelu proti pohybu byly aplikovány vazební okrajové podmínky jako fixed support do osazení v díře a zamezení posuvu stykové plochy se skříňí sklíčidla. Plocha zachycující sílu od talířových pružin zatížena silou odpovídající $1/30$ síly. Jako typ prvku použit hexaedr s velikostí elementu 2,5mm, viz Obr. 22).



Obr. 22) Výpočet zadní příruby v MKP

Dílčí zhodnocení

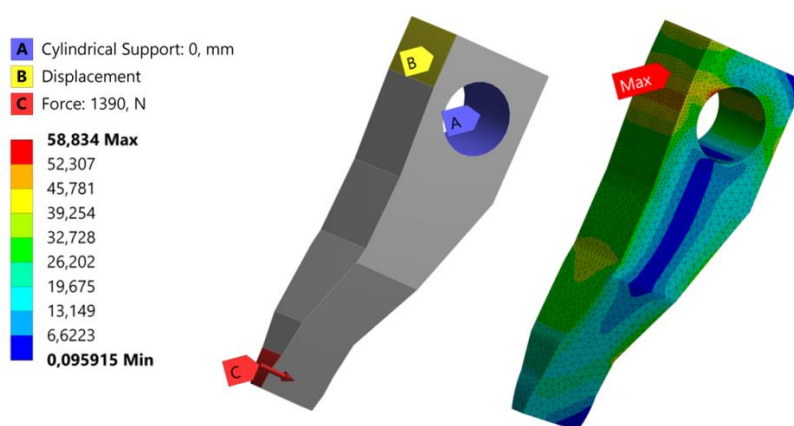
Model neobsahoval v místě maximálního napětí 96 Mpa zaoblení. Proto zde vzniklo lokální maximum. I přesto bezpečnost vůči mezi únavy byla větší než 2.

5.10.4 Uvolňovací páka

K rozpojení přípojovací příruby od skříně sklíčidla je využito pákového převodu. Celkem je použito 12 těchto pák. Je uvažováno, že síla je rovnoměrně rozložena mezi všemi pákami a dochází k devítinásobnému snížení síly F_p vynásobené koeficientem bezpečnosti 1,5.

Vysvětlení Okrajové Podmínky

Úloha řešena jako 3D. Páka byla zavazbena vazbou Cylindrical support v místě kruhového otvoru s povolení rotace. Axiální a radiální posuv zamezen. Stykové ploše B byl zamezen posuv. Plocha A zatížena silou. Pro těleso byl použit typ prvku tetraedr s globální velikostí prvku 2 mm a v místě otvoru a plochy B zjemněn dvojnásobně.



Obr. 23) Výpočet uvolňovací páky v MKP

Dílčí zhodnocení

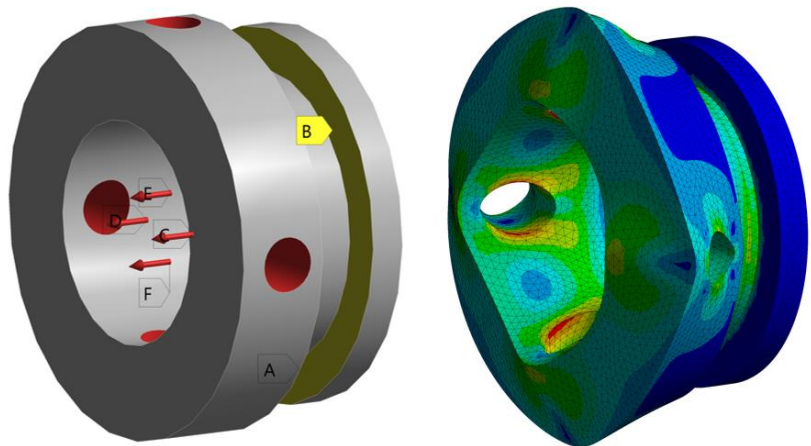
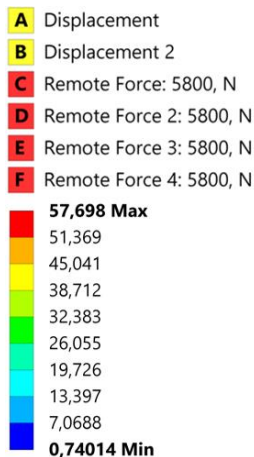
Lokální maximum vzniklo v místě otvoru a přechodu rovinné plochy na zakřivenou. Maximální napětí 58 Mpa dává bezpečnost vzhledem k mezi únavy větší než 2.

5.11 Převáděcí kroužek

Slouží k převedení tažné síly ze středu upínacího šroubu ven pomocí čtyř čepů. Zatěžující síla má velikost rovnající se $1/9$ síly F_p vynásobené koeficientem bezpečnosti 1,5. Každý otvor je poté zatížen $1/4$ této síly.

Vysvětlení krajových podmínek

Čelu B, kterého se dotýkají dotyky odjišťovací páky, byl zamezen posuv ve směru osy. Jedné z hran vnitřnímu otvoru umožněn posuv jen ve směru osy. Pomocí příkazu Remute Force byly zatíženy čtyři vnitřní plochy děr 7 mm od středu osy kroužku. Typ prvku sítě zvolen tetraedr s velikostí elementu 2,5 mm viz Obr. 24).



Obr. 24) Výpočet převáděcího kroužku MKP

Dílčí zhodnocení

Z hlediska bezpečnosti maximální vzniklé napětí 58 Mpa v dutinách otvorů nezpůsobí poškození součásti.

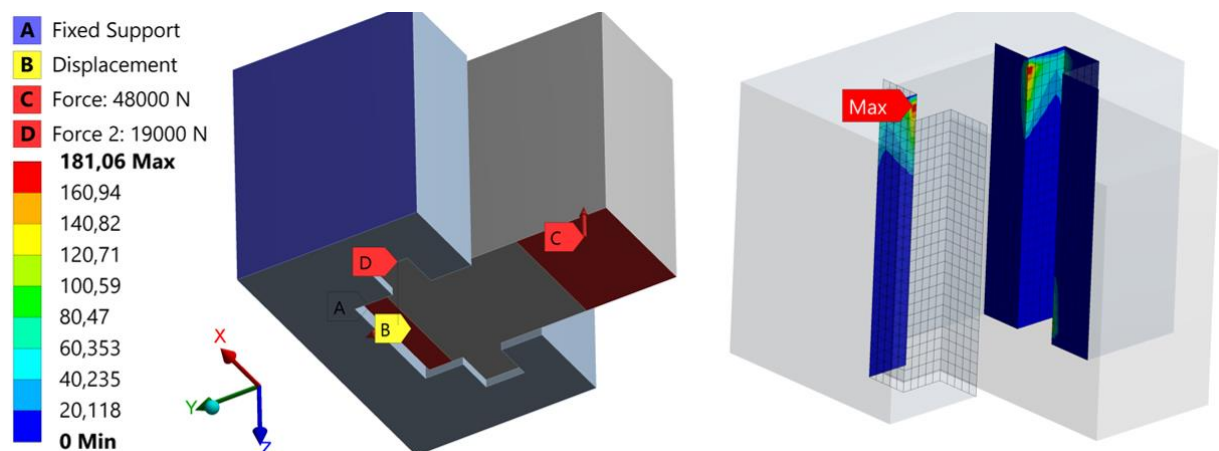
5.11.1 Zjištění dovoleného stykového napětí mezi posuvnými součástmi.

Literatura [10] doporučuje pro posuv dvou součástí z kalené oceli maximální stykový tlak 40 Mpa. V případě čelistí je v poslední části upínání posuv jen minimální.

Pro zjištění, v jakých stykových tlacích je potřebné se pohybovat, byl vytvořen model jedné čelisti a vedení skutečného silového sklíčidla od výrobce Bison velikosti 315 mm. Měkká čelist byla zatížena maximální upínací silou 48000 N směrem do plochy C a silou 19 000 N tečně k ploše B. Tato síla představuje tažnou sílu na upínací tyči. Všechny potřebné údaje byly zjištěny z katalogu výrobce [3].

Vysvětlení okrajové podmínky

Plochám A byly odebrány všechny stupně volnosti. Ploše B byl zamezen posuv v ose z, zatěžující síla aplikována na plochu C. V modelu byla vytvořena vůle 0,02 mm ve vodících plochách. Jako prvek byl použit hexagonální typ s velikostí prvku 2 mm. Typ kontaktu ve vedení byl zvolen jako frictional s koeficientem tření 0,05. Všechna rozhodnutí ohledně výpočtu ponechána na programu, pouze u Interface treatment zvoleno Adjust To touch. Kontakt je řešen až poté, co dojde ke styku součástí.



Obr. 25) Kontaktní napětí pro sklíčidlo Bison

Dílčí zhodnocení

Z výpočtu je patrné, že při konečné fázi opnutí stykový tlak dosahuje velikosti až 180 Mpa.

5.11.2 Vnitřní mechanismus

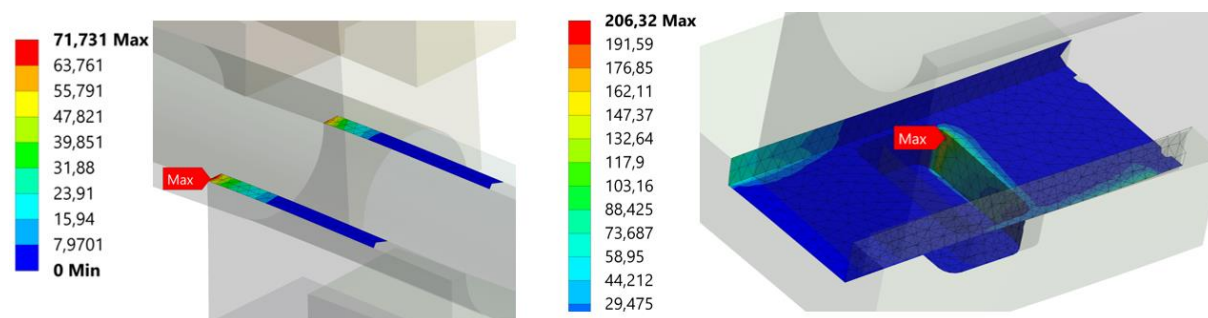
Vnitřní mechanismus vymodelován v nejkritičtější situaci, a to při maximální a nulové excentricitě. Zden jsou nejkratší vzdálenosti, na kterých dochází ke klopení součástí a těm největším stykovým tlakům.

Mechanismus se skládá z upínacího šroubu, dvou matic a dvou ozubených hřebenů. Pro výpočet je na šroubu a v maticích zanedbán závit. U ozubených hřebenů nebylo prvkem zkoumání jejich ozubení, proto ho model neobsahoval. Obsahoval plochu vytaženou na úroveň roztečné kružnice. Dále model obsahoval objekty tvořící stykové plochy ve skříní sklíčidla. V modelu je vůle 0,03 mm ve směru osy z a vůle 0,02 mm ve směru osy y.

Pro výpočet byly vytvořeny dva modely s jedním rozdílem. Těleso představující ozubený hřeben bylo prodlouženo o 10 mm, aby přesahovalo matici. Díky tomu vznikne menší stykový tlak mezi skříní sklíčidla a ozubeným hřebenem. Vše zobrazeno v příloze Obr. 35) až Obr. 39).

Vysvětlení okrajových podmínek

Na objekty reprezentující skříně sklíčidla nebo jiné součásti byla na venkovní plochy použita vazba fixe support. Čelo volného konce šroubu bylo také zavazbeno vazbou fixe support. Ostatní vazby představují kontakty. Kontakt mezi šroubem a maticemi představuje kontakt typu Rough. Ten umožňuje pouze normálové oddálení ploch, tangenciální posuv není umožněn. Ostatní kontakty jsou typu Friction s koeficientem tření 0,05. U všech kontaktů všechna rozhodnutí byla ponechána na programu, ponechán Program controller. Pouze u Interface Treatment přiřazeno Adjust To touch. Kontakt je řešen až poté, co dojde ke styku součástí. Použití možné u kontaktů s vůlí. Zatěžující síla byla aplikována na plochy reprezentující ozubení. Síla je rozdělena do dvou složek, do složky normálové reprezentující axiální sílu v ozubení a tangenciální odpovídající poloviční upínací síle. Na Obr. 26) jsou zobrazena kontaktní napětí součástí ve vnitřním mechanismu, u kterých nenastává pohyb vůči sobě.



Obr. 26) Vlevo kontaktního napětí mezi maticemi, vpravo v převáděcím čepu

Dílčí zhodnocení

Při porovnání maximálního stykového tlaku u posuvných součástí v upínacím mechanismu se stykovým tlakem v čelistech Bison, vypočteným v kapitole 5.11.1, jsou hodnoty na čtvrtinové hodnotě. U mechanismu s nulovým přesahem matice je tento tlak 58 Mpa, viz obr příloha Obr. 36)a Obr. 37). Snížení tohoto tlaku téměř o 20 Mpa nastane

s přesahem 10 mm, Obr. 38) a Obr. 39) v příloze. Pro nepohybující se komponenty je stykový tlak v porovnání s mezí únavy v dotyku třetinový.

5.11.3 Upínací čelisti

Dotyky na upínacích čelistech slouží k upnutí obrobku. Vedení čelistí ve skříně sklíčidla je pravoúhlé s vůlí 0,02 mm. S touto vůlí je i vytvořen 3D model. Model obsahuje oříznutou přední část skříně sklíčidla a upínací čelisti s dotyky. Řešení bylo provedeno ve dvou případech, pro centrický stav a maximálně excentrický.

Vysvětlení okrajových podmínek

Zadní část skříně sklíčidla je pevně zavazbena vazbou Fixed Support. Vazbou displacement v místě ozubení je zamezeno posunu čelistí. Upínací čelisti jsou pomocí kontaktu Bonded pevně spojeny s dotyky. V pravoúhlém vedení je definován kontakt typu Friction s koeficientem tření 0,05. U Interface Treatment přiřazeno Adjust To touch. Každý z dotyků je zatížen upínací silou $F_{up} = 37500 \text{ N}$.

Dílčí zhodnocení

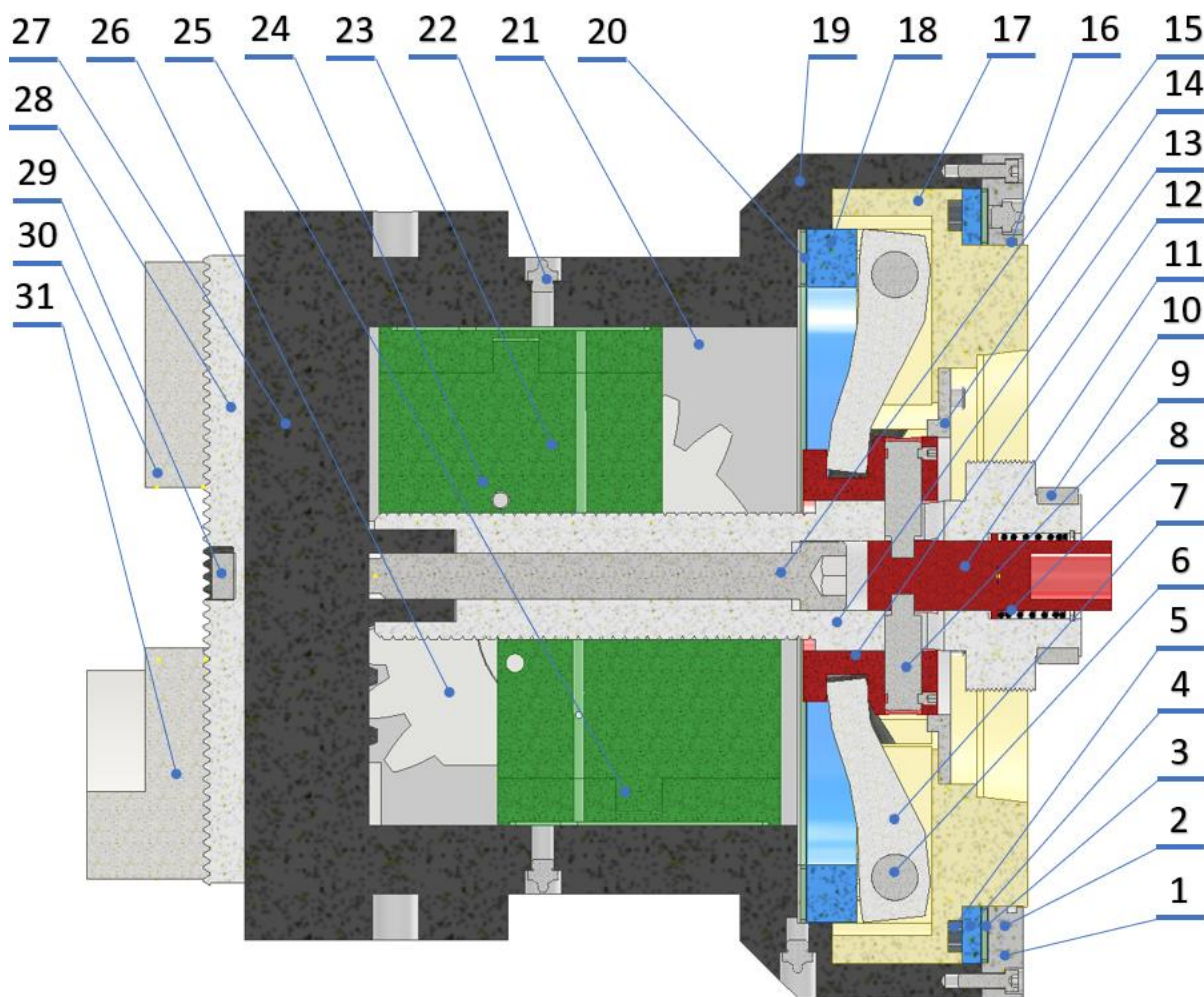
Kontaktní napětí ve vedení čelistech pro oba zkoumané případy viz příloha Obr. 41) a Obr. 42) má méně jak poloviční hodnotu oproti kontaktnímu tlaku v čelistech Bison, jak bylo vypočteno v kapitole 5.11.1. Maximální hodnoty redukovaného napětí, které vzniknou při upínání ve skříně sklíčidla, jsou zobrazeny v příloze na Obr. 43) a Obr. 44). Maximální hodnoty 120 Mpa nijak neohrožuje porušení součásti.

6 ZVOLENÁ KONTRUKCE – CAD MODEL

V této kapitole bude detailně popsána zvolená koncepce. Na základě výpočtů v předešlé kapitole a vstupním požadavkům byly nadimenzovány potřebné součástky.

Upínací válec předává tahovou sílu maximální velikosti 75 000 N přes tažnou tyč na upínací šroub (13). Závit šroubu slouží jen k přenosu síly, neupíná se jím. Tvarový spoj matic (23, 24) s ozubenými hřebeny (21, 25) předává sílu dále přes ozubení na ozubená kola (24, -). Tok síly přechází přes kola (24, -), která mají stejný smysl otáčení na upínací čelisti (28, -). Upínací dotyky (30, 31) spojené s čelistmi slouží k upnutí polotovaru. Upínací rozjezd čelistí je 5 mm pro každou čelist.

Při nastavování excentricity je síla upínacího válce snížena na hodnotu v řádu stovek, maximálně tisíců N aby polotovar nepadl. Rotací šroubu (13) dochází k excentrickému posuvu čelistí. Na šroubu je vyříznut závit s levou i pravou šroubovicí. Matice (23, 24), z nichž jedna má závit s levou šroubovicí a druhá s pravou, mají tedy při rotaci opačný směr posuvu. Obě kola (24, -) mají tedy stejný smysl otáčení a posouvají excentricky čelisti (28). Stoupání šroubovice je 5 mm. Jedné otáčce tedy odpovídá excentricita 5 mm. Maximální excentricita je dosažena po deseti otáčkách.

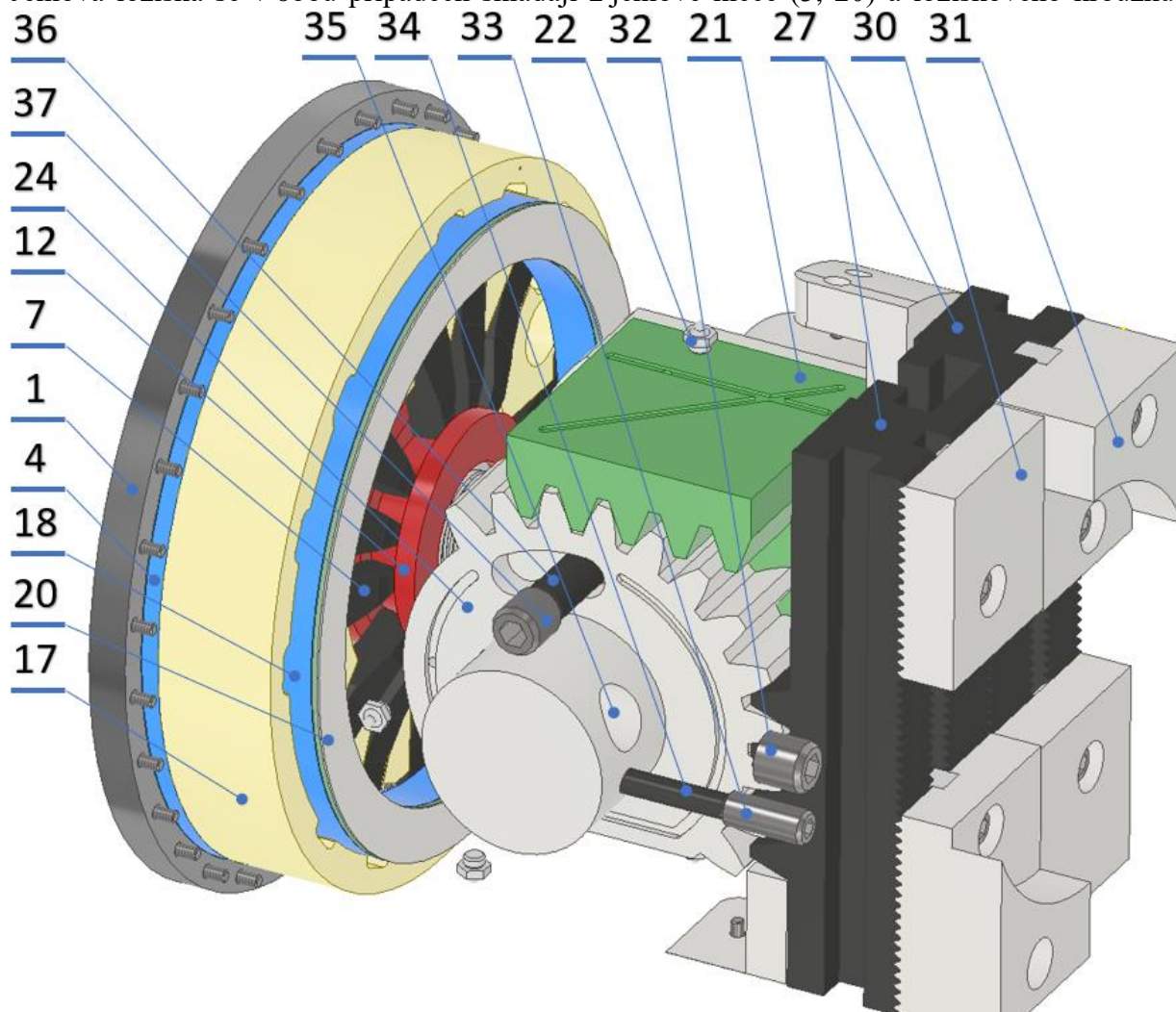


Obr. 27) Řez sklíčidlem

Nastavení excentricity v druhé rovině probíhá následovně. Upínací síla je ponechána na minimální hodnotě, která zabraňuje vypadnutí obrobku. Tahová síla je přes táhlo přivedena na odjišťovací tažník (11). Táhlo je umístěné vně upínací tyče. Síla je předávána dále přes upínací čepy na převáděcí kroužek (12). Tento kroužek obsahuje zápich, ve kterém jsou uloženy dotyky odjišťovacích pák (7). Celkem je jich 12. Páka zvýší tahovou sílu devětkrát. Čep (6), pevně spojený s přípojovací přírubou (17), umožňuje rotaci této páky. Páka zajistí rozpojení přípojovací příruby (17) od skříně sklíčidla (28). Její druhý konec se opře o kroužek jehlového ložiska (18) a dojde k odměčknutí. V této fázi je možné natočení obou součástí vůči sobě, a tedy nastavení excentricity v druhé rovině. Po uvolnění tahové síly dochází ke zpevnění obou dílů a odjišťovací čepy jsou přes tažník (11) a tlačnou pružinu (8) domáčknuty na konec drážek ve šroubu (12). Součásti jsou svázány jen díky tření. P

Zpevňovací síla je vytvořena talířovými pružinami (5). Ty jsou opřeny o kroužek jehlového ložiska (4). Mezi čelem skříně sklíčidla (27) a tímto jehlovým ložiskem je vůle 0,05 mm. Při rozpojení skříně sklíčidla (27) a přípojovací příruby (17) nastane právě tato axiální vůle.

Jehlová ložiska se v obou případech skládají z jehlové klece (3, 20) a ložiskového kroužku



Obr. 28) Vnitřní mechanismus

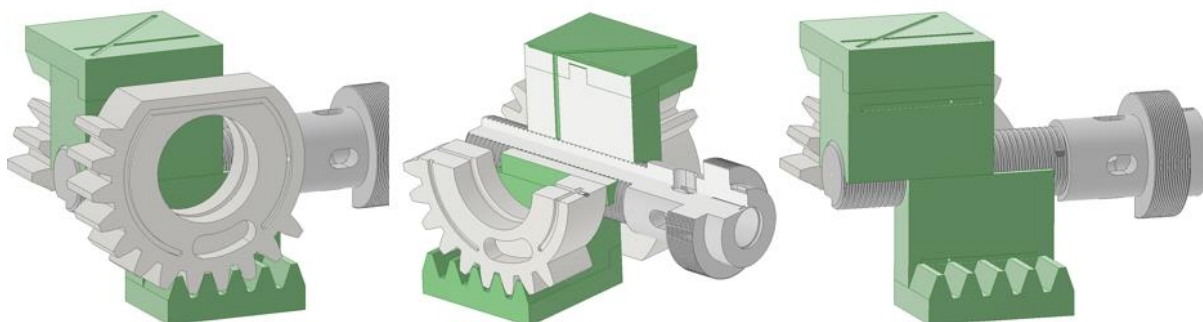
(4, 18). V případě menšího ložiska je směrem ke vřetenu kalený plech (planžeta). Jehly většího ložiska se odvalují přímo po přírubě (1).

Aby nedocházelo k většímu rozjezdu matic, které by způsobilo jejich kolizi se skříni sklíčidla nebo upínacím šroubem, jsou v obou ozubených kolech (24, -) vyfrézovány pojistné obloukové drážky. Čepy (36, -), zasahující do těchto drážek a uložené ve skříni sklíčidla, způsobí, že k tomuto nedojde. Stavěcí šrouby (37) zabráňují vypadnutí těchto čepů. Při montáži se domáčkou až na čep a povolí o $\frac{1}{4}$ otáčky zpět. Zajištěny budou závitovým lepidlem. Tímto způsobem jsou zajištěny i čepy (35), po kterých se otáčí ozubená kola (24, -) vůči skříni sklíčidla (27), kolíky (34, -) a stavěcí šrouby (33, -).

Maximální rozjezd upínacího šroubu (13) je omezen na 5 mm. Celkově tedy čelisti mají posuv 10 mm na průměru. Toto zamezení je provedeno šroubem (15) skrz dutinu upínacího šroubu (13). Bez tohoto omezení by při upínání mohlo dojít k destrukci pákového mechanismu.

6.1 Mazání mechanismu

Sklíčidlo celkově obsahuje osm mazacích míst s maznicemi. Z nich lze mazat všechna místa zatížená otěrem za vyšších stykových tlaků jako matice, šroub, posuvné části vnitřního mechanismu, ozubení a čelisti. Mazána jsou i jehlová ložiska. Vybraná místa vnitřního mechanismu je možné vidět na Obr. 29) a Obr. 32).



Obr. 29) Mazací kanálky vnitřního mechanismu

6.2 Montáž na vřeteno

K připojení sklíčidla ke vřetenu je použit krátký připojovací kužel velikosti B11 se čtyřmi otvory pro šrouby dle ČSN 702-1.

V první fázi montáže je potřebné nastavení upínací tažné tyče. Matici na šroubu () je potřebné nastavit tak, aby čelo této tyče v přední části sklíčidla bylo cca 22 mm zapuštěné dovnitř vzhledem k čelu vřetene, tento rozměr odpovídá pouze velikosti B11. Při použití mezipřírub je potřebné ho přepočítat. Čelo upínací tyče musí být 3 mm zapuštěné dovnitř vzhledem k čelní dosedací ploše sklíčidla. To je provedeno při vysunutém upínacím válci.

Poté je možné upínací tyč připojit ke šroubu sklíčidla převlečnou maticí (43) a připojit sklíčidlo na vřeteno. Upínací šroub musí být zasunut do sklíčidla.

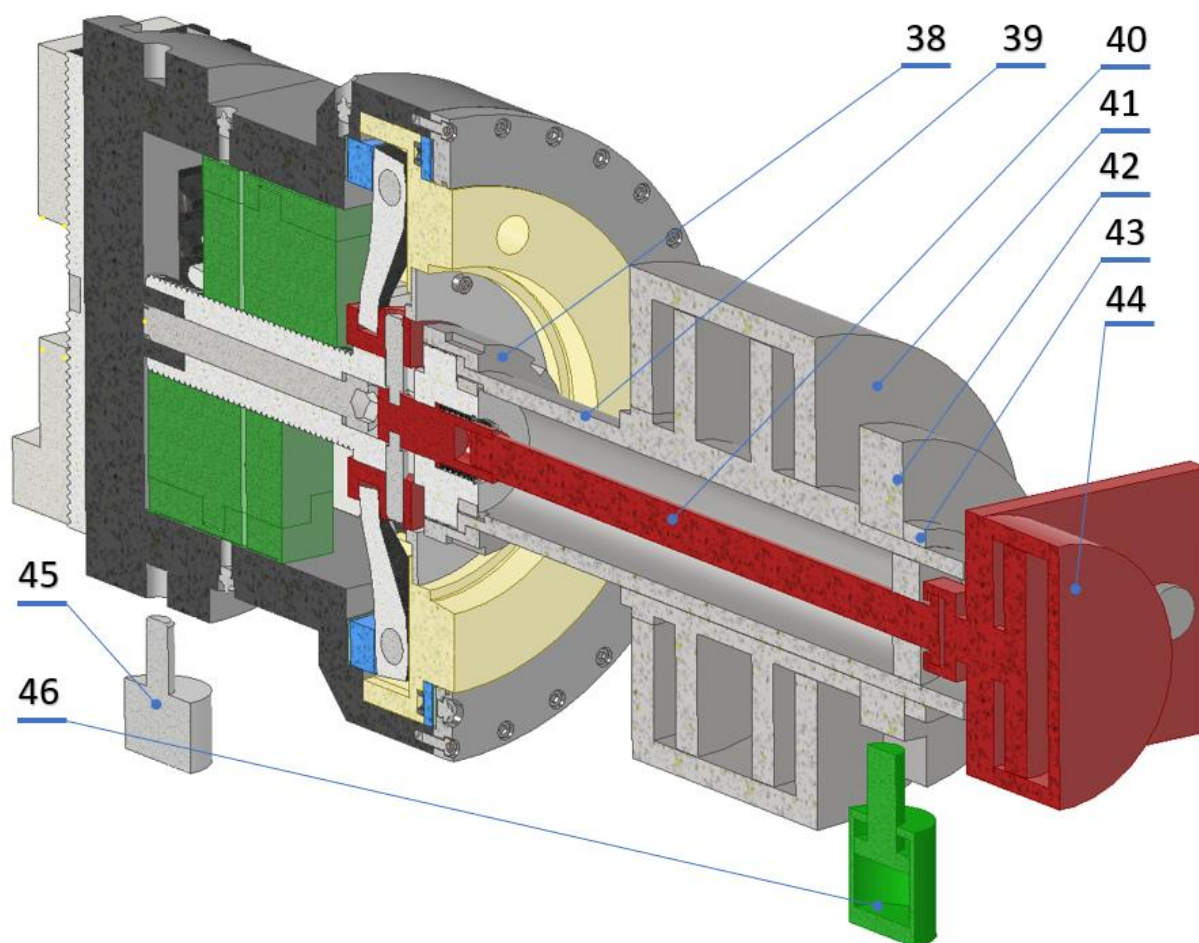
Pro utažení šroubů slouží dva otvory ve skříni sklíčidla (27). Všechny čtyři šrouby není možné dotáhnout najednou, lze dotáhnout jen dva protilehlé. Poté je potřeba sklíčidlo odjistit tažnou tyčí, pootočit ho o 90° a utáhnout zbývající dva šrouby.

Dále je potřebné složení dílů v zadní části vřetena za upínacím válcem, nasazení aretačního kotouče (42), jeho zajištění maticí (43) a připojení upevňovací konzole pro odjišťovací mechanismus.

6.3 Nastavení excentricity na stroji

Nastavení excentricity v první rovině probíhá následovně. Je snížen upínací tlak válce (41). Aretační čep (46) se vsune do drážky v aretačním kotouči. Aktivuje se C osa vřetene a vřeteno se natočí o úhel, který odpovídá dané excentricitě. Poté čep vyjede z otvoru a může dojít k nastavení ve druhé rovině.

Při nastavení v druhé rovině se tlak ponechá snížený. Aretační čep (45), umístěný na nástrojovém držáku, zajede do otvoru ve skříni sklíčidla. Do odjišťovacího válce (44) je přiveden tlak. Ten se posune ve svém vedení, domáčkne se na upínací tažnou tyč (39), svou sílu přivede na táhlo (40) a rozpojí přípojovací přírubu od skříně sklíčidla. Tímto způsobem mechanismus nezatěžuje ložiska vřetene. V zadní části práce v příloze je zobrazen čelní pohled na sklíčidlo, s nulovou excentricitou a maximální excentricitou Obr. 45) Obr. 46).



Obr. 30) Celkový pohled na sklíčidlo včetně součástek v zadní části vřetene

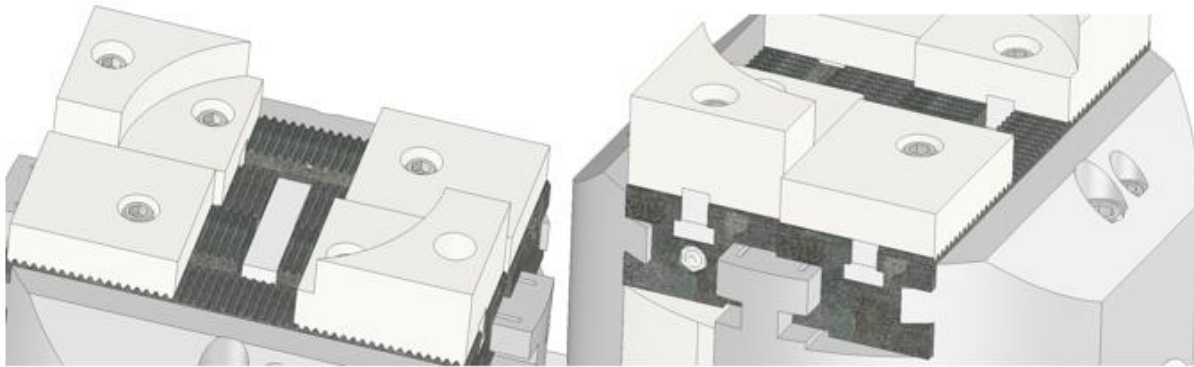
6.4 Upínací čelisti

Pro spojení měkkých dotyků a čelistí slouží příčné drážky v čelistech a šrouby zašroubované do posuvných upínek Obr. 31). Drážkování má rozstup 5,5mm.

6.4.1 Obrábění měkkých dotyků

K vytvoření upnutého stavu bez upnutého polotovaru slouží drážky v upínacích čelistech, viz Obr. 31). Při neupnutém stavu je do těchto drážek vloženo pero. Do jedné drážky pero zapadá

jen s malou vůlí, ve druhé má vůli 3 mm. Poté upínací válec upne a může dojít k protočení dotyků.



Obr. 31) Drážka v čelistech s perem, upínací kameny a měkké dotyky

6.5 Požadavky na provoz

Je důležité, aby k protáčení čelistí docházelo jen za použití pera. To zaručuje, že nedojde ke styku čela šroubu (15) s upínacím šroubem (13). Kdyby k němu došlo a nastavovala by se excentricita, mohlo by dojít k povolení šroubu a následnému poničení vnitřního mechanismu.

6.6 Požadavky na stroj

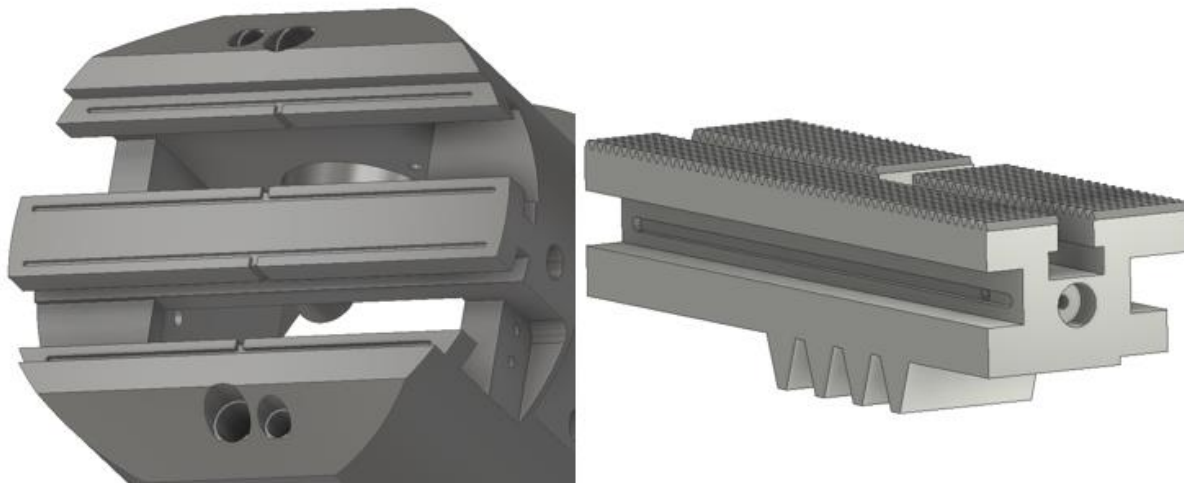
Mezi hlavní požadavky na stroj patří, aby jeho hydraulický obvod obsahoval akumulární nádrž tlakového oleje. Upínací mechanismus sklíčidla není samosvorný. Při výpadku proudu ve stavu, kdy je vřeteno roztočeno by došlo k uvolnění obrobku. V hydraulickém válci totiž dochází k průsaku oleje. Obecně lze říci, že tato hodnota se pohybuje cca 4 litry za minutu.

Dalšími požadavky je přidání řídicí obce do systému, montáž upevňovací konzole pro aretační čep (46) a odjišťovací hydraulický válec (44). Posledním je dodatečné připojení aretačního čepu na nástrojový držák (45).

6.7 Montáž sklíčidla

První fází je spojení přípojovací příruby (17) s pákami (7) přes čepy (6). Každý z čepů je zajištěn dvěma šrouby M5. Dále je na upínací šroub (13) nasunut převáděcí kroužek (12). Do otvorů v kroužku jsou vsunuty čepy (9), ale pouze tak, aby nezasahovaly do dutiny ve šroubu (13), a jsou lehce zajištěny stavěcími šrouby M6 v kroužku. Celková montáž sklíčidla bude prováděna na výšku. Na montážní desku je položena přípojovací příruba a zajištěna upínkami. Otvorem v desce ve středu příruby je ze spodní části vsunut šroub (13) s kroužkem (12) a zajištěn na své pozici přípravkem. Na odjišťovací páky položeno menší jehlové ložisko (20, 18) s planžetou. Dále jsou na šroub nasazeny matice (23, 26) a ozubené hřebeny (21, 25) s přesazením rovnající se 50 mm s tím, že od čela šroubu je bližší matice vzdálena 3 mm. Tento celek je zajištěn upínkami. Dále jsou k těmto součástem přiložena ozubená kola (24, -) a jsou protaženy montážní čepy, viz Obr. 47). Poté je možné seshora nasadit skříň sklíčidla (27) s nasunutými čelistmi ve středu vedení. Čepy ozubených kol jsou poté vsunuty z boku do otvorů v kolech a montážní čepy se vysunou. Čepy se zajistí kolíky (36). Další fází je odpojení příruby od montážní desky a otočení sklíčidla o 180° vzhůru nohama a připojení k montážnímu přípravku přes otvory k dovyvažovacím závažím. Poté jsou do děr naskládány talířové pružiny

(5) a na ně je posazeno jehlové ložisko (3, 2). Těsnící o-kroužek (16) je vložen do příruby (1) a ta je pomocí třiceti šroubů M6 připojena ke skříni sklíčidla. Dále je šroub (15) vložen do dutiny upínacího šroubu (13) a utáhnut. Dalším krokem je vložení tažníku (11) do otvoru upínacího šroubu (13), zasunutí čepů (9) do jeho zápichu a následné zajištění čepů stavěcími šrouby. Pomocí přípravku je pružina (8) vmáčknuta do díry a zajištěna pojistným hřídelovým kroužkem do díry. Víčko (14) je čtyřmi šrouby M6 připojeno k připojovací přírubě.



Obr. 32) Mazací kanálky čelistí

7 VYUŽITELNOST SKLÍČIDLA

Při rotaci nevyvážené hmoty m na poloměru rotace r_{rot} otáčkami n vzniká odstředivá síla, která má velikost danou vztahem (32):

$$F_{od} = m \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot n^2 \cdot r_{rot} \quad (32)$$

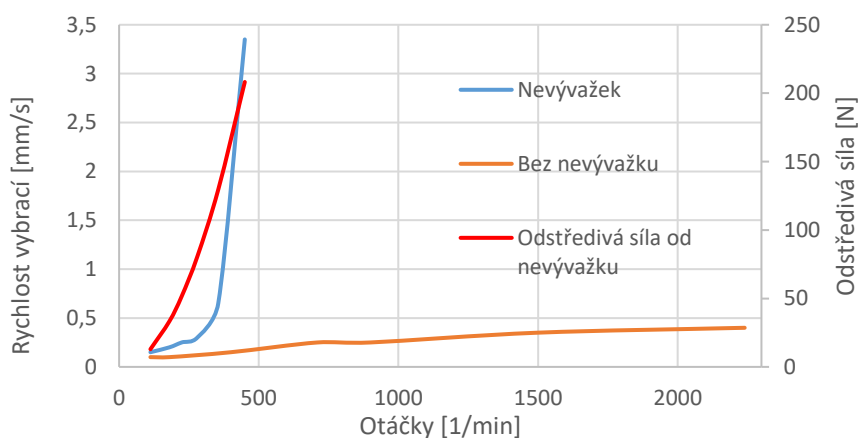
Při provozu obráběcího stroje vždy vznikají vibrace způsobené touto silou. Vibrace se měří přístrojem nazývaným akcelerometr. Naměřené hodnoty vibrací by se měly pohybovat v přípustném rozmezí, viz Obr. 34). Tato porovnávací kritéria jsou použitelná např. pro vřetena v celém rozsahu otáček. U excentrického soustružení však není uvažováno maximálního otáčkového využití stroje.

Prakticky byl uskutečněn pokus, kdy do neukotveného soustruhu TOS SU40 byl upnut nevyvážek o hmotnosti 1,25 kg na poloměru rotace 75 mm. Postupným zvyšováním otáček se nevyvážek roztácel a byly měřeny vibrace pomocí akcelerometru výrobce VIBER – A, sériové číslo 4989. Poté byl změřen stroj bez použití nevyvážku. V následujícím grafu Obr. 33) jsou zobrazeny naměřené hodnoty.

Z grafu je patrné že stroj bez nevyvážku dosahuje hodnoty rychlosti vibrací cca 0,5 mm/s v maximálních otáčkách. Do této hodnoty tedy lze stroj provozovat a je v souladu s porovnávacím kritériem Obr. 34). To je patrné i z průběhu nevyvážku. Od hodnoty 0,5 mm/s má průběh značně strmý charakter. Této hodnotě odpovídá odstředivá síla cca 150 N.

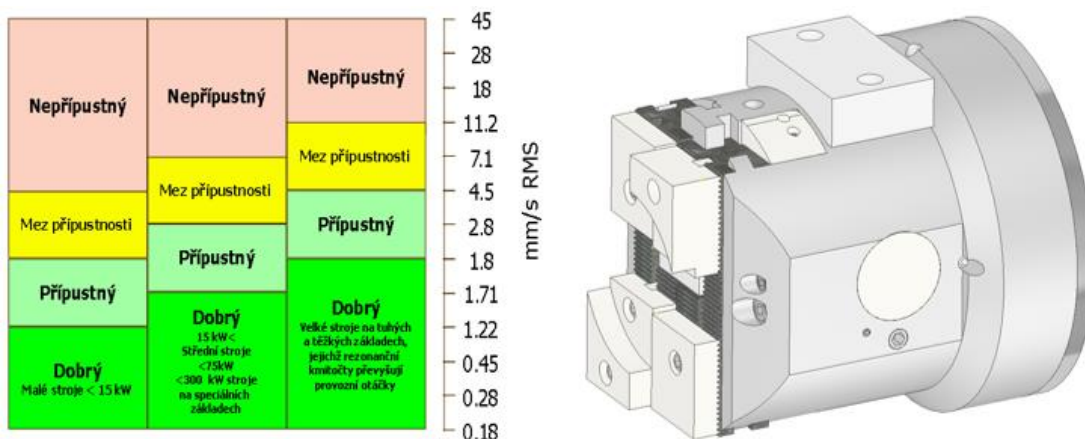
Výsledkem tohoto zkoušení je zjištění maximálních parametrů, při kterých lze stroj používat. V příloze DP jsou dva soubory v MS Excel. Do prvního lze zadat hmotnost nevyvážku, jeho excentricitu a velikost naměřených vibrací v závislosti na otáčkách. Z těchto hodnot je vypočítána odstředivá síla v závislosti na otáčkách a je zobrazen stejný graf jako Obr. 33) pro konkrétní naměřené hodnoty. Ty pak mohou sloužit pro porovnání s kritériem v Obr. 34) a zjištění dovolené velikosti odstředivé síly.

Druhý soubor zobrazuje nomogramy vyjadřující závislost odstředivé síly na otáčkách pro jednotlivé hodnoty excentricit a řadu hmotností obrobku. Hodnoty excentricity jsou odstupňovány od 0 do 50 mm po 5 mm. Hmotnosti obrobků v řadě 20, 50, 100, 200, 350, 500 a 700 kg. Tyto nomogramy jsou součástí přílohy v zadní části diplomové práce.



Obr. 33) Měření vibrací

Druhý soubor dále obsahuje výpočet dovyvažovacího závaží. Sklíčidlo má na sobě dvě místa pro připojení tohoto závaží pomocí šroubů viz Obr. 34). Podle nomogramů uvedených v příloze v zadní části práce lze zjistit výšku tohoto závaží pro dvě délky 200 a 400 mm v závislosti na hmotnosti obrobku. Šířka je daná velikostí drážky ve sklíčidle. V Excelu lze však zadat libovolnou délku závaží do žlutého pole a nomogram se přepočítá.



Obr. 34) Doporučené hodnoty vibrací [14], sklíčidlo s dovyvažovacím závažím

8 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Produkcí sklíčidel s možností nastavení excentricity se zabývá jen málo výrobců a trh je velmi omezený. U většiny se jedná pouze o kleštinové upínání s průměrem upnutí cca 60 mm a maximální excentricitou do 15 mm s přesností nastavení 0,01 mm.

V dnešní době, kdy jsou k dispozici CNC obráběcí stroje, se excentrické průměry nebo otvory na hřídelích frézují. Provoz a pořizovací cena těchto strojů, které mají frézovací i soustružnický výkon na podobné úrovni, jsou však nákladné a drahé. Druhou možností je dovybavení CNC stroje sklíčidlem s excentrickým nastavením a jeho provozováním v omezených podmínkách. Těmi je myšlena nižší řezná rychlost a otáčkové omezení stroje, které způsobují vibrace jen v dovolené míře.

Zvolený mechanismus k tvorbě excentricity využívá jen posuv upínacích čelistí. To znamená, že samotné sklíčidlo s celým upínacím mechanismem nevytváří excentricitu. Nevývažek tvoří pouze jeden pár čelisti, které mají délku přes celé vedení sklíčidla. V centrickém stavu jsou jen minimálně ovlivněna odstředivou silou.

Způsob upínání do dvou čelistí je sporný. Upínací dotyky musí obrobek obepnout v co největší délce a musí být vyrobeny pro konkrétní upínaný průměr nebo tvar. Při jejich návrhu je dobré využít jejich elastické deformace, například při potřebě upnout kruhový tvar, v dotycích obrobít elipsovité. Tuto dutinu pak nelze obrábět rovnoběžně s osou vřetene, ale vytvořit rozevírající se kužel směrem ke vřetenu. Tyto hodnoty nelinearity jsou v setinách milimetru.

Otázkou celé konstrukce je přesnost nastavení excentricity. Primárně je uvažováno odměřování ujeté vzdálenosti čelistí z natočení C osy. Zde může docházet k torzní deformaci upínací tažné tyče, kterou je otáčen upínací šroub. Dále pak aretační čepy zapadají do otvoru a drážky s nějakou, ale minimální vůlí. Mezi posuvnými částmi vnitřního mechanismu je také vůle. Toto vše je ale možné řešit systémově pomocí kompenzací, například ujeté vzdálenosti nebo mrtvého bodu.

Další možností je použití lineárního odměřování na čelisti, ať už inkrementálního nebo absolutního, komunikace mezi sklíčidlem a strojem bezdrátovým přenosem signálu. Vysílač by se například na sklíčidlo přikládal ručně, nebo by ho mohl nést upínací nástrojový držák společně s aretačním čepem.

Odhadovaná přesnost nastavení 0,03 mm bez kompenzací vychází ze stoupání šroubu, které je 5 mm. Natočení šroubu o jeden stupeň odpovídá hodnotě cca 0,014 mm.

Při nastavování excentricity, čelisti nejsou po celé své délce ve svém vedení. To může způsobovat geometrickou nepřesnost.

9 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce byl konstrukční návrh sklíčidla se strojně nastavitelnou excentricitou. V další specifikaci bylo určeno, že se bude jednat o čelist'ové soustružnické sklíčidlo s maximální excentricitou 50 mm nastavitelné ve dvou osách.

Na začátku byla zpracována stručná analýza nepoužívanějších strojních sklíčidel a upínacích hydraulických válců. Část byla také věnována jediným třem typům dostupných excentrických sklíčidel.

V druhé části byla vypracována studie možných konstrukčních řešení, porovnání jednotlivých kinematických systémů a mechanismů pro jejich vytvoření. Z porovnání byl zvolen kinematický systém rotace translace. K translačnímu posunu byl využit ozubený hřeben a pastorek.

V další kapitole práce byly navrženy dvě varianty řešení. Obě varianty využívají k polohování i upínání šroub s pravým i levým závitem a dvě matice s rozdílným smyslem stoupání šroubovice závitu. Matice jsou spojeny s ozubenými hřebeny, které přes ozubené kolo posouvají čelisti sklíčidla. Zvolená varianta obsahuje dvě kola, mezi nimiž se posouvají matice.

Výpočtová část byla zaměřena na dimenzování hlavních částí mechanismu. Vše bylo kontrolováno k mezi únavy. V prvním kroku byl navržen ozubený hřeben a pastorek. Rozměry těchto součástí ovlivňují celkovou velikost mechanismu. Na to navazoval návrh šroubových spojů přenášejí jen tahové zatížení. Následovala kontrola všech čepových spojů. Důležitá byla volba přítláčné síly mezi skříní sklíčidla a přípojovací přírubou, která vytváří dostatečně velkou třecí sílu mezi součástmi. Dalším krokem byl návrh všech předepnutých šroubových spojů. Jehlová ložiska využitá při odjišťování skříně od přípojovací příruby byla navržena Hertzovou teorií. Pomocí výpočtu v MKP zjištěny stykové tlaky v posuvných částech mechanismu a ověřeno napětí u ostatních součástí.

Předposlední kapitola popisuje princip fungování celého mechanismu, jeho připojení ke stroji, nastavení excentricity na stroji, požadavky na stoj a montážní postup.

Poslední část se zabývá praktickou využitelností sklíčidla společně s doporučením, jak přistupovat k excentrickému obrábění a za jakých podmínek obrábět.

10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Kitagawa-chuck [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
https://du4zy4y6zgbbu.cloudfront.net/en/store/Catalogues/Kitagawa_-_Chucks.pdf
- [2] ROTA NCK plus [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
https://schunk.com/nl_en/gripping-systems/series/rota-nck-plus/
- [3] BISON - POWER CHUCK [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<http://www.bison-america.com/public/data/resource/upload/00131/130561/bison-2016-usa-chapter-2-power-chucks.pdf>
- [4] TWO POINT AUTO ECCENTRIC CHUCK HON YE [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.taiwantrade.com/product/two-point-auto-eccentric-chuck-mechanical-parts-1069047.html>
- [5] ECCENTRIC CHUCKS- Stiefelmeyer [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<https://stiefelmeyer-spanntechnik.de/en/clamping-technology/clamping-tools-at-a-glance/taylor-made-solutions/eccentric-chucks.html>
- [6] Eccentric chuck - Hainbuch [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<https://www.hainbuch.com/en/products/chucks/eccentric-chuck/>
- [7] SMW - Autoblok - cylinder [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
https://www.smwautoblok.com/media/pdf/section_08.pdf
- [8] MITCALC - výpočet ozubení. b.r. Dostupné také z:
<http://www.mitcalc.com/cz/download.htm>. Demo verze ke stažení viz URL.
Hodnoty převzaty z programu.
- [9] SHIGLEY, Joseph E a Richard G BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTIUUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [10] Kluzná vedení- ZČU [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Hudec-Vedeni-kluzna.pdf>
- [11] Talířové pružiny DIN 2093 [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
https://www.hennlich.cz/fileadmin/_migrated/cz_Tal%C3%AD%C5%99ov%C3%A9_A9_pru%C5%BEiny_-_tabulky_DIN_2093.pdf
- [12] MKP v inženýrských výpočtech [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [13] MKP a MHP Martin Fusek, Radim Halama [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecných_prvku_a_hranic_nich_prvku.pdf

- [14] Přejímka strojů [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<https://www.ekosoftware.cz/prejimka-stroju>
- [15] WALTER - obráběcí kalkulačka [online]. b.r. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z:
<https://www.walter-tools.com/cs-cz/press/media-portal/apps/tools-more/pages/default.aspx>

11 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

11.1 Seznam tabulek

TAB 1) PARAMETRY UPÍNACÍCH VÁLCŮ [4], [5].....	21
TAB 2) VLASTNOSTI POUŽITÝCH OCELÍ [6]	33
TAB 3) PARAMETRY OZUBENÍ.....	33
TAB 4) ROZMĚRY ZÁVITŮ	35
TAB 5) VÝSLEDKY VÝPOČTU ČEPŮ.....	37
TAB 6) MECHANICKÉ VLASTNOSTI ŠROUBŮ 12.9 [7].....	39
TAB 7) VÝSLEDKY VÝPOČTU ŠROUBOVÝCH SPOJŮ	40

11.2 Seznam obrázků

OBR. 1) PÁKOVÝ MECH. [1], KLÍNOVÝ MECH. [2], PRŮBĚH UPÍNACÍ SÍLY V ZÁVISLOSTI NA OTÁČKÁCH [3]	19
OBR. 2) EXCENTRICKÁ SKLÍČIDLA HAINBUCH [6], HON YE [4] A STEIFELMEYER [5].....	20
OBR. 3) SYSTÉM ROTACE, ROTACE	22
OBR. 4) SYSTÉM TRANSLACE, TRANSLACE	23
OBR. 5) SYSTÉM ROTACE, TRANSLACE.....	24
OBR. 6) ČTYŘ ČELIŠTOVÉ SKLÍČIDLO.....	24
OBR. 7) ŠROUB S MATICÍ	25
OBR. 8) PŘEVOD OZUBENÝM HŘEBEN A PASTORKEM	26
OBR. 9) VLEVO ŠROUB S LEVOU I PRAVOU ŠROUBOVICÍ, VPRAVO VARIANTA 1	28
OBR. 10) ROZMĚRY KOL VARIANTY 1, VARIANTA 2.....	29
OBR. 11) USPOŘÁDÁNÍ MECHANISMU	30
OBR. 12) UPÍNACÍ ČELISTI	30
OBR. 13) VYVÁŽENÍ OZUBENÝCH KOL.....	31
OBR. 14) HAIGHŮV DIAGRAM PRO TAŽNÉ ŠROUBOVÉ SPOJE.....	35
OBR. 15) HAIGHŮV DIAGRAM PRO NAMÁHÁNÍ ČEPŮ	36
OBR. 16) GRAF ZÁVISLOST VELIKOSTI POTŘEBNÉ PŘÍTLAČNÉ SÍLY NA STATICKÉ BEZPEČNOSTI.....	37
OBR. 17) GRAF ZÁVISLOSTI ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY NA POLOMĚRU STYKOVÝCH PLOCH.....	38
OBR. 18) HAIGHŮV DIAGRAM – ŠROUBOVÉ SPOJE.....	40

OBR. 19) GRAF ZÁVISLOSTI HERTZOVA TLAKU NA POČTU JEHEL	41
OBR. 20) ZÁVISLOST HERTZOVA TLAKU NA PRŮMĚRU DOTYKU	42
OBR. 21) TYPY ELEMENTŮ V MKP [13].....	43
OBR. 22) VÝPOČET ZADNÍ PŘÍRUBY V MKP	43
OBR. 23) VÝPOČET UVOLŇOVACÍ PÁKY V MKP	44
OBR. 24) VÝPOČET PŘEVÁDĚCÍHO KROUŽKU MKP	45
OBR. 25) KONTAKTNÍ NAPĚTÍ PRO SKLÍČIDLO BISON	45
OBR. 26) VLEVO KONTAKTNÍHO NAPĚTÍ MEZI MATICEMI, V PRAVO V PŘEVÁDĚCÍM ČEPU.....	46
OBR. 27) ŘEZ SKLÍČIDLEM	48
OBR. 28) VNITŘNÍ MECHANISMUS	49
OBR. 29) MAZACÍ KANÁLKY VNITŘNÍHO MECHANISMU	50
OBR. 30) CELKOVÝ POHLED NA SKLÍČIDLO VČETNĚ SOUČÁSTEK V ZADNÍ ČÁSTI VŘETENE.....	51
OBR. 31) DRÁŽKA V ČELISTECH S PEREM, UPÍNACÍ KAMENY A MĚKKÉ DOTYKY	52
OBR. 32) MAZACÍ KANÁLKY ČELISTÍ	53
OBR. 33) MĚŘENÍ VIBRACÍ	54
OBR. 34) DOPORUČENÉ HODNOTY VIBRACÍ [14], SKLÍČIDLO S DOVYVAŽOVACÍM ZÁVAŽÍM	55
OBR. 35) OKRAJOVÉ PODMÍNKY VNITŘNÍHO MECHANISMU.....	69
OBR. 36) KONTAKTNÍ NAPĚTÍ NA POSUVNÝCH SOUČÁSTECH, PRVNÍ STRANA (PŘESA 0 MM).....	69
OBR. 37) KONTAKTNÍ NAPĚTÍ NA POSUVNÝCH SOUČÁSTECH, DRUHÁ STRANA (PŘESA 0 MM).....	70
OBR. 38) KONTAKTNÍ NAPĚTÍ NA POSUVNÝCH SOUČÁSTECH, PRVNÍ STRANA (PŘESA 10 MM).....	70
OBR. 39) KONTAKTNÍ NAPĚTÍ NA POSUVNÝCH SOUČÁSTECH, DRUHÁ STRANA (PŘESA 10 MM).....	71
OBR. 40) OKRAJOVÉ PODMÍNKY PRO VÝPOČET ČELISTÍ	71
OBR. 41) MAXIMÁLNÍ STYKOVÝ TLAK PŘI UPNUTÍ V CENTRICKÉM STAVU.....	72
OBR. 42) MAXIMÁLNÍ STYKOVÝ TLAK V EXCENTRICKÉM STAVU	72
OBR. 43) REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PŘI UPÍNÁNÍ V CENTRICKÉM STAVU	73
OBR. 44) REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PŘI UPÍNÁNÍ V MAXIMÁLNĚ EXCENTRICKÉM STAVU	73
OBR. 45) ČELNÍ POHLED NA SKLÍČIDLO S NULOVOU EXCENTRICITOU	74
OBR. 46) ČELNÍ POHLED NA SKLÍČIDLO S EXCENTRICITOU 50 MM	74
OBR. 47) MONTÁŽNÍ PŘÍPRAVEK	75

11.3 Seznam zkratk a symbolů

A_s	[mm ²]	Nosný průřez jádra šroubu
b	[mm]	Polovina šířky dotykové plochy
b_w	[mm]	Šířka ozubení
C	[N/mm]	Tuhostní konstanta spoje
c_a	[mm]	Hlavová vůle ozubení
d	[mm]	Průměr roztečné kružnice
d_f	[mm]	Průměr patní kružnice
E	[Mpa]	Modul pružnosti v tahu
e	[mm]	excentricita
e_g	[-]	Součinitel záběru ozubených kol
F_2	[N]	Síla talířové pružiny při stlačení S2
F_i	[N]	Síla předpětí šroubu
F_p	[N]	Odjišťovací síla
F_R	[N]	Radiální síla
F_t	[N]	Obvodová síla
F_{up}	[N]	Upínací síla
H_1	[mm]	Nosná výška závitů
h_{f0}	[mm]	Výška paty nástroje
i_{min}	[-]	Minimální počet šroubů
i_n	[mm]	Boční vůle ozubení
k_0	[-]	Součinitel rezervy proti odlehnutí součástí
k_c	[-]	Součinitel bezpečnosti MSP
k_p	[-]	Tuhost spojovaných součástí
l	[mm]	Délka
$l_{M_{ps}}$	[mm]	Potřebná délka matice
l_{M_z}	[mm]	Potřebná délka závitů
M_{k_o}	[Nm]	Kroutící moment
m_n	[-]	Modul ozubení
M_o	[Nmm]	Ohybový moment
n_p	[-]	Počet talířových pružin
n_z	[-]	Počet nosných závitů
P		Potenciál vnějších zátěžných sil
P_{ps}	[mm]	Rozteč závitů
r_{a0}	[mm]	Zaoblení paty ozubení
R_m	[Mpa]	Mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$	[Mpa]	Smluvní mez kluzu
S_2	[mm]	Stlačení talířové pružiny
S_{flim}	[Mpa]	Mez únavy v ohybu
Sh_{lim}	[Mpa]	Mez únavy v dotyku

S_{k_ps}	[-]	Součinitel závitu
S_p	[Mpa]	Zkušební předpětí šroubů
S_{p_ps}	[-]	Součinitel závitu
U		Funkce posuvu
v_d	[mm]	Výška drážky
W		Celková energie napjatosti
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
x	[mm]	Jednostkové posunutí pastorku
z_1	[-]	Počet zubů kola
α_{0_z}	[-]	Součinitel koncentrace napětí pro ohyb
α_{τ_z}	[-]	Součinitel koncentrace napětí pro smyk
μ	[-]	Poisonova konstanta
Π		Potenciální energie tělesa
σ_A	[Mpa]	Amplituda provozního napětí, šroubová spojení
σ'_{Co}	[Mpa]	Korigovaná mez únavy v ohybu
σ'_{Hp}	[Mpa]	Korigovaná mez únavy v dotyku
σ_i	[Mpa]	Napětí vzniklé při montáži, šroubové spojení
σ_m	[Mpa]	Střední hodnoty provozního napětí, šroubové spoje
σ_{RED}	[Mpa]	Redukované napětí
τ_{T_z}	[Mpa]	Smykové napětí

12 SEZNAM PŘÍLOH

CD:

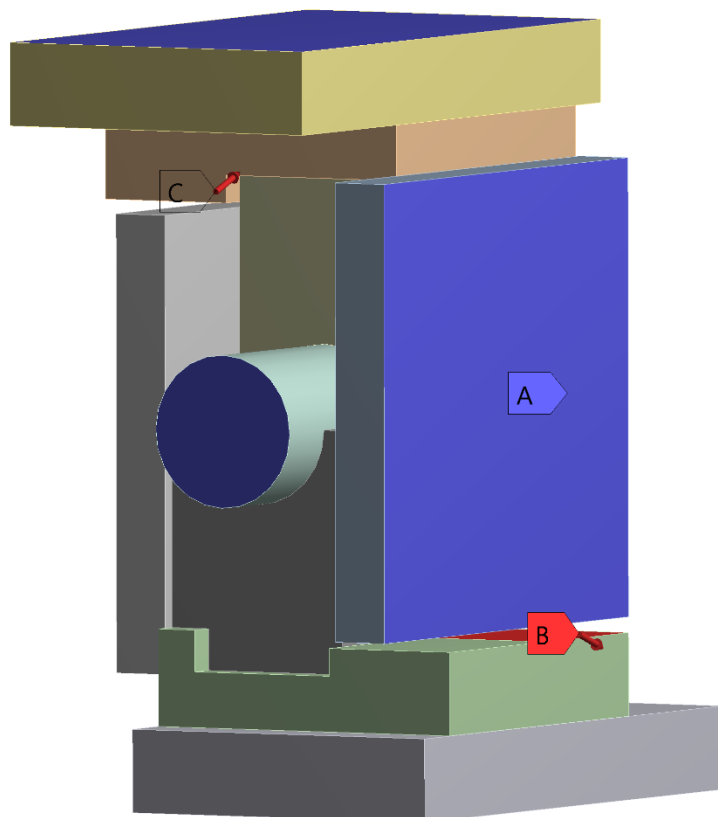
- elektrická verze diplomové práce
- 3D model součásti
- Výkres sestavy DP-2019-03
- Výrobní výkres šroubu DP-2019-01
- Výrobní výkres čelisti DP-2019-02
- Kusovník DP-2019-03-KUSOVNÍK

- Výkres sestavy DP-2019-03
- Výrobní výkres šroubu DP-2019-01
- Výrobní výkres čelisti DP-2019-02
- Kusovník DP-2019-03-KUSOVNÍK

PŘÍLOHY

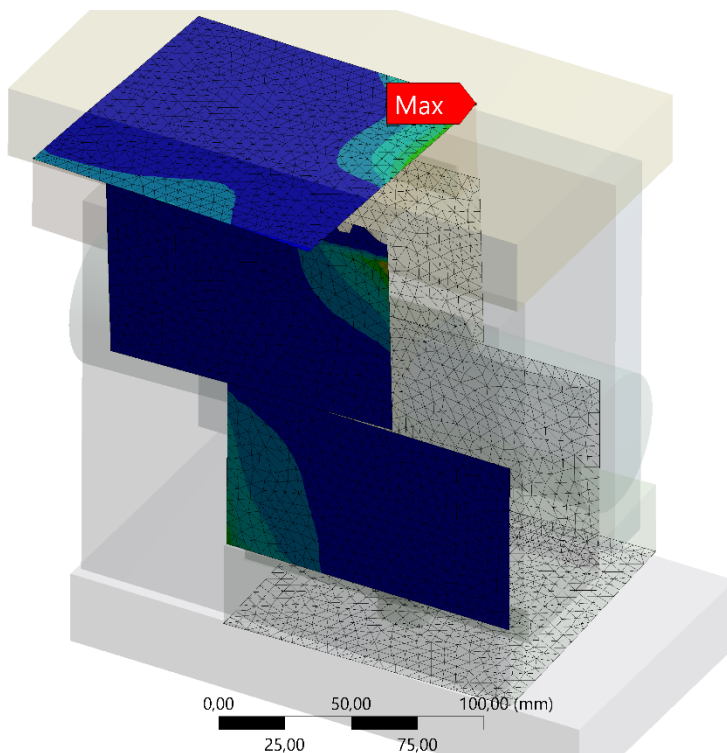
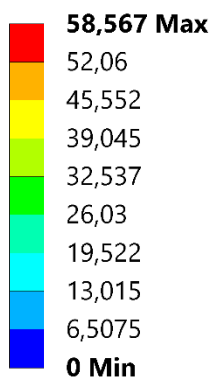
Static Structural
Time: 1, s

- A** Fixed Support
- B** Force: 39689 N
- C** Force 2: 39689 N



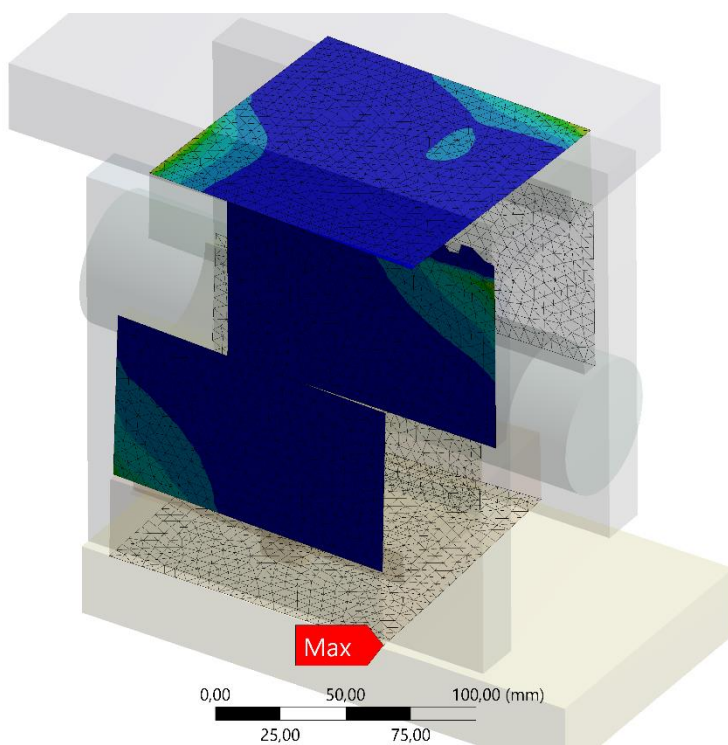
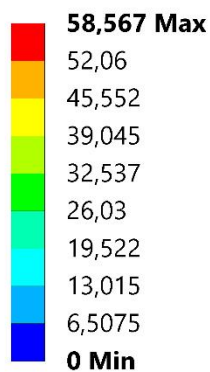
Obr. 35) Okrajové podmínky vnitřního mechanismu

D: ano
 Pressure
 Type: Pressure
 Unit: MPa
 Time: 1



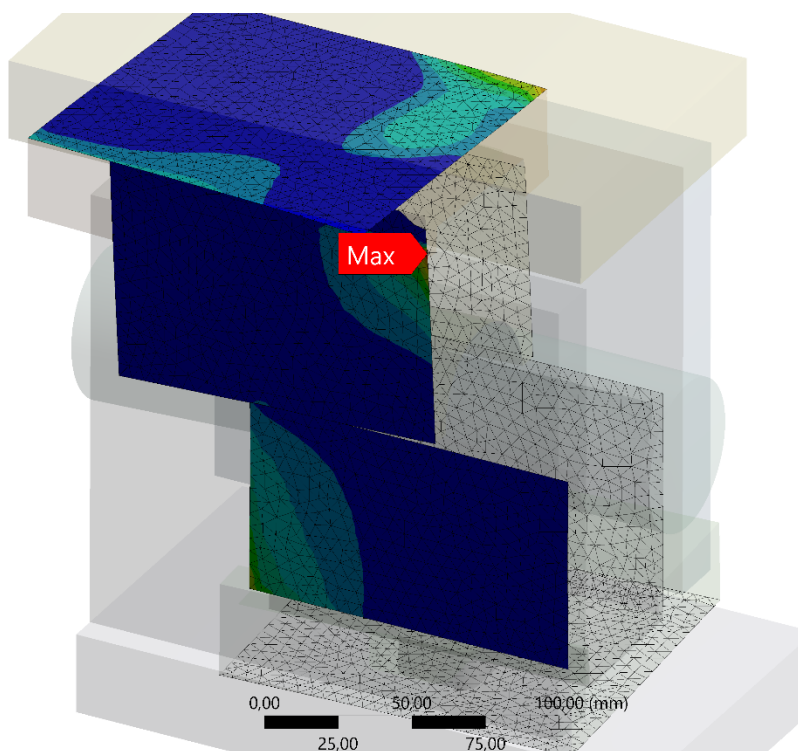
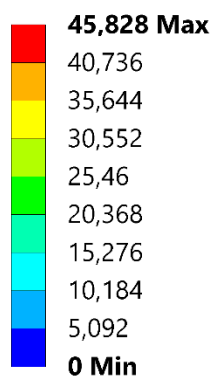
Obr. 36) Kontaktní napětí na posuvných součástech, první strana (přesah 0 mm)

D: ano
Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 1



Obr. 37) Kontaktní napětí na posuvných součástech, druhá strana (přesah 0 mm)

F: Static Structural
Pressure
Type: Pressure
Unit: MPa
Time: 1
14.05.2019 22:17



Obr. 38) Kontaktní napětí na posuvných součástech, první strana (přesah 10 mm)

F: Static Structural

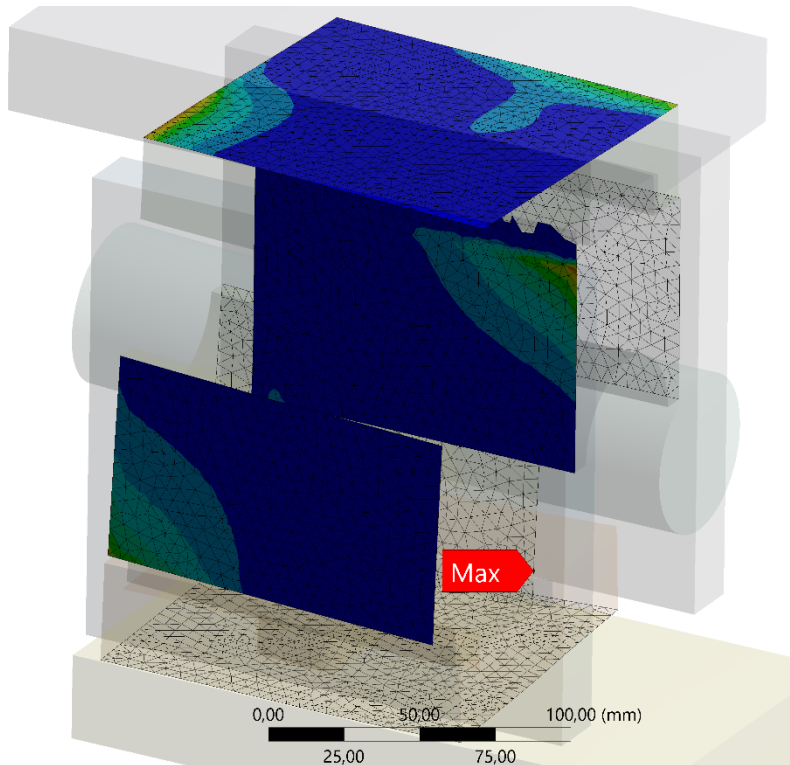
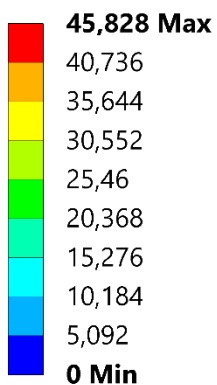
Pressure

Type: Pressure

Unit: MPa

Time: 1

14.05.2019 22:18



Obr. 39) Kontaktní napětí na posuvných součástech, druhá strana (přesah 10 mm)

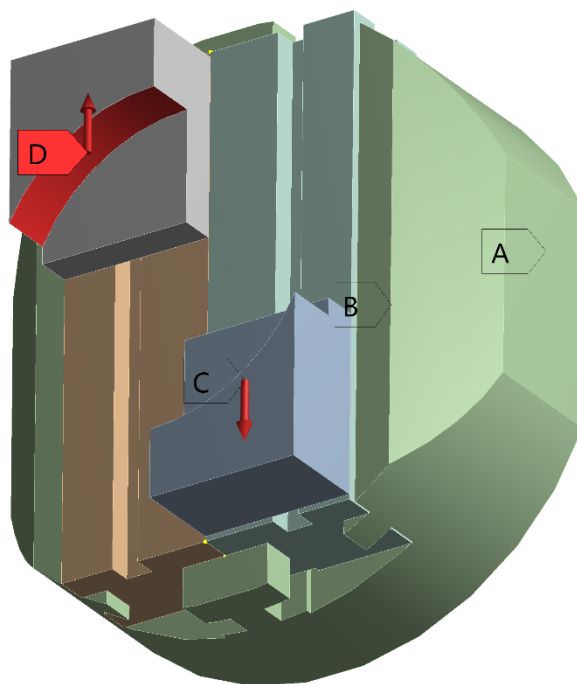
H: upínání centr

Static Structural

Time: 1, s

14.05.2019 21:47

- A** Fixed Support
- B** Displacement
- C** Remote Force: 37500 N
- D** Remote Force 2: 37500 N



Obr. 40) Okrajové podmínky pro výpočet čelistí

H: upínání centr

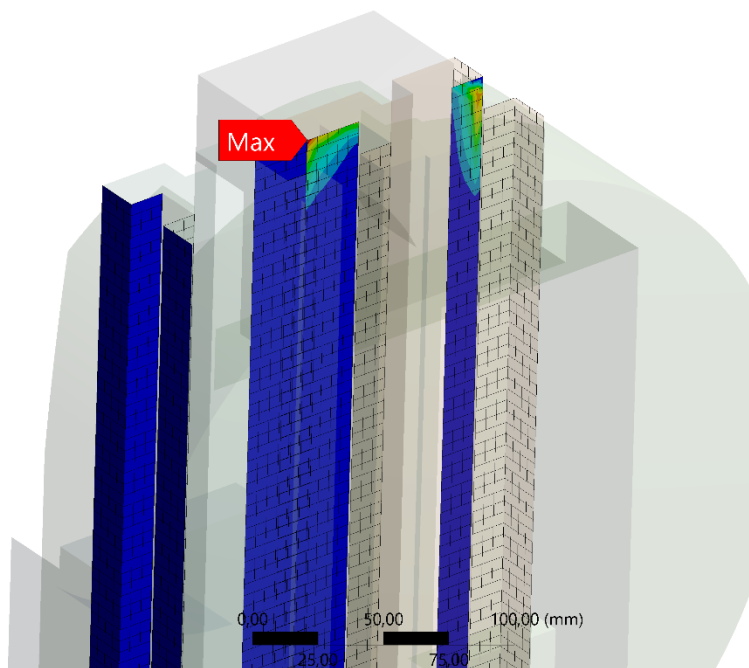
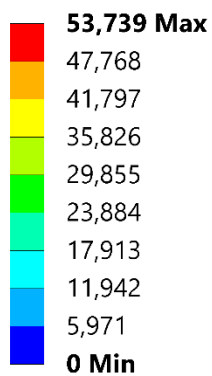
Pressure

Type: Pressure

Unit: MPa

Time: 1

14.05.2019 21:49



Obr. 41) Maximální stykový tlak při upnutí v centrickém stavu

J: Upínání exc

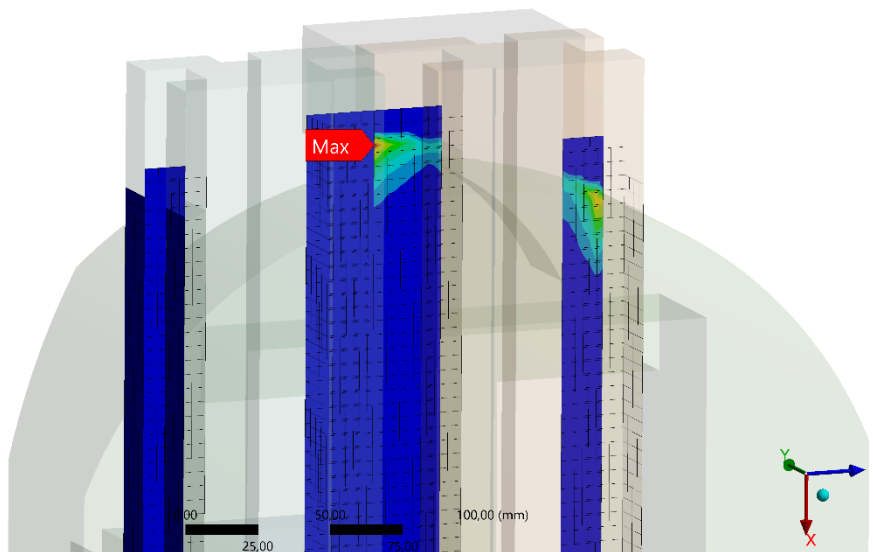
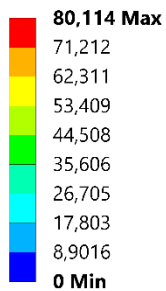
Pressure

Type: Pressure

Unit: MPa

Time: 1

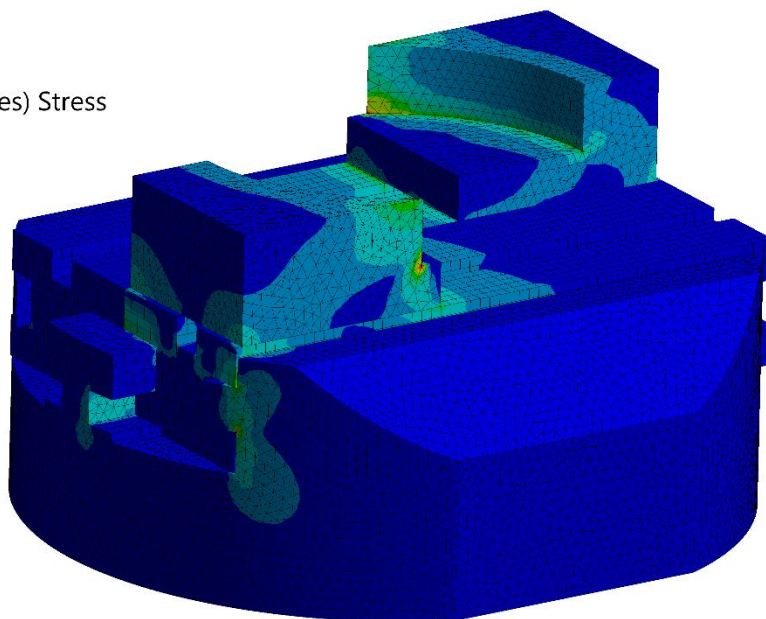
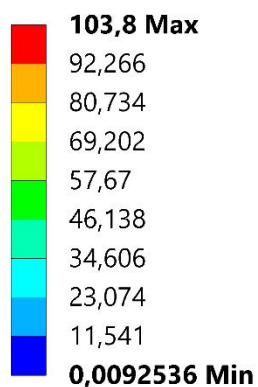
14.05.2019 21:55



Obr. 42) Maximální stykový tlak v excentrickém stavu

H: upínání centr

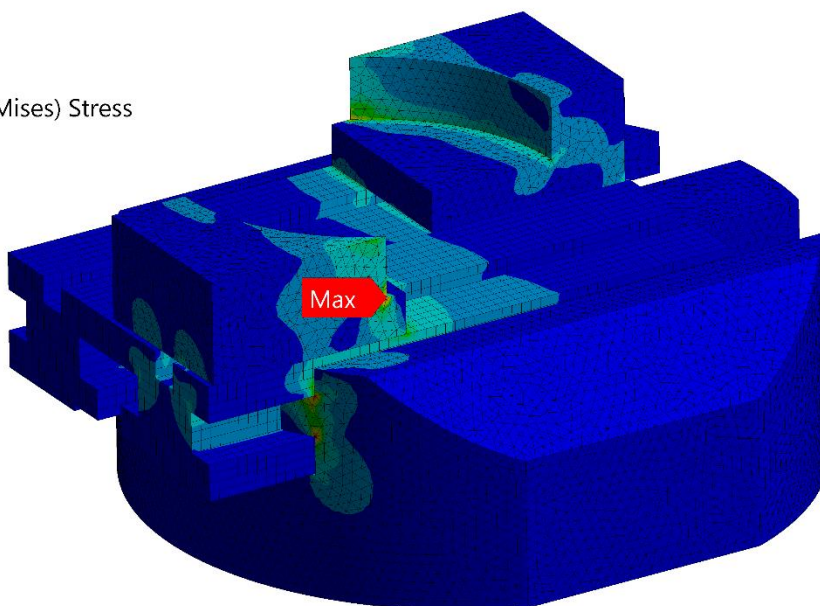
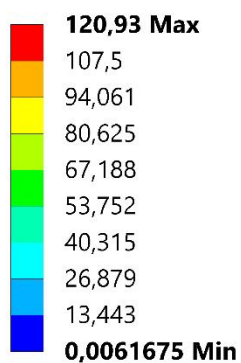
Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 14.05.2019 21:59



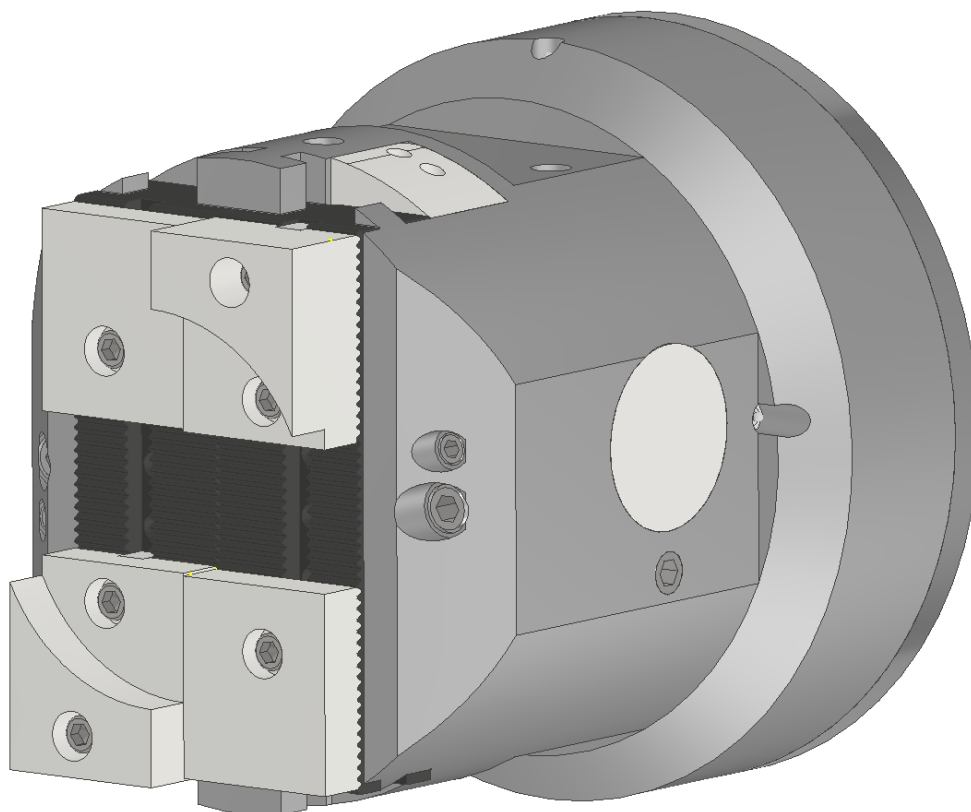
Obr. 43) Redukované napětí při upínání v centrickém stavu

J: Upínání exc

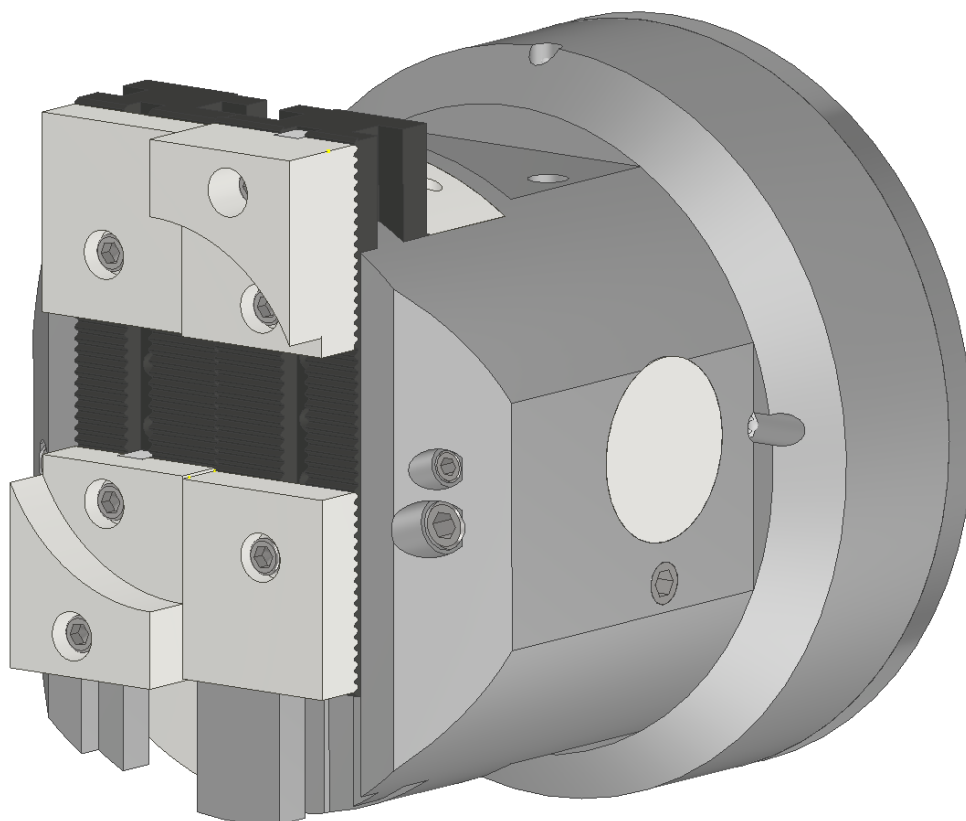
Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 14.05.2019 21:57



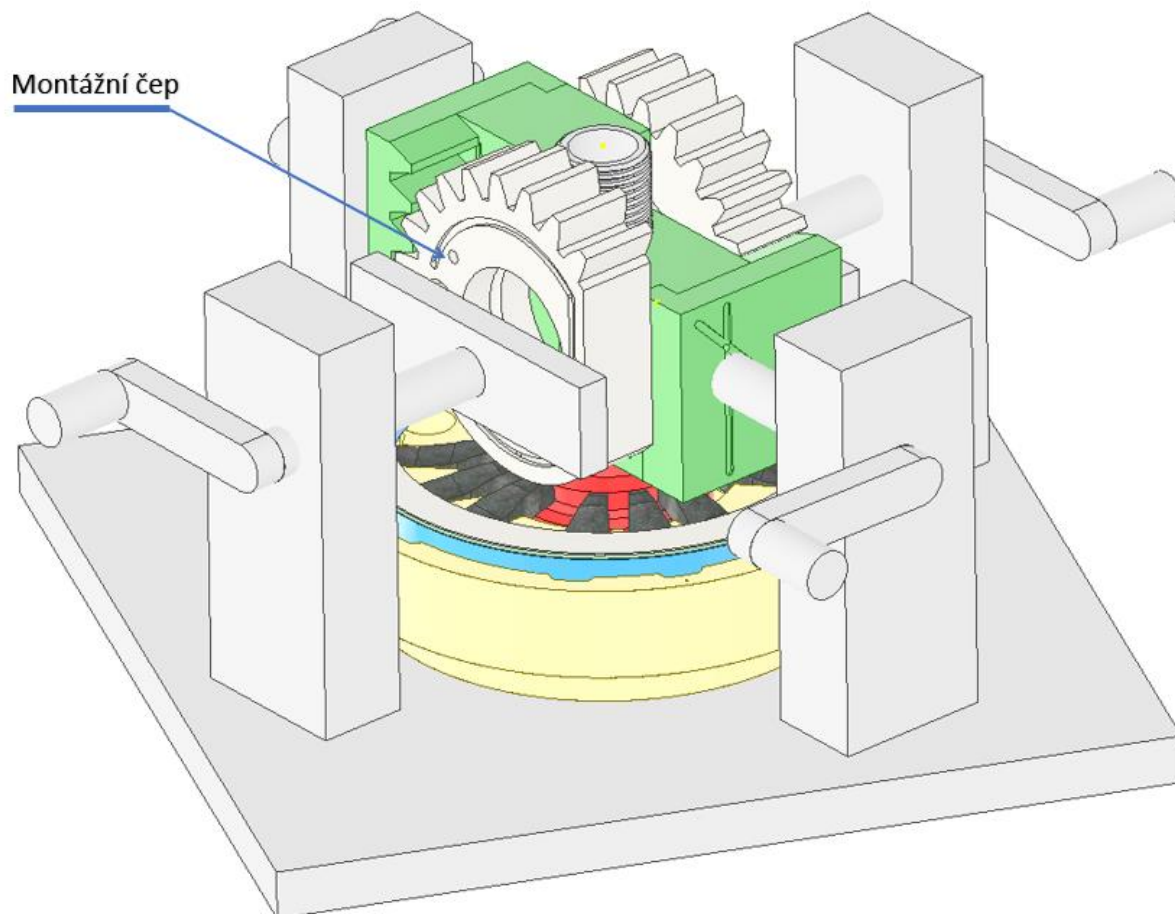
Obr. 44) Redukované napětí při upínání v maximálně excentrickém stavu



Obr. 45) Čelní pohled na sklíčidlo s nulovou excentricitou



Obr. 46) Čelní pohled na sklíčidlo s excentricitou 50 mm

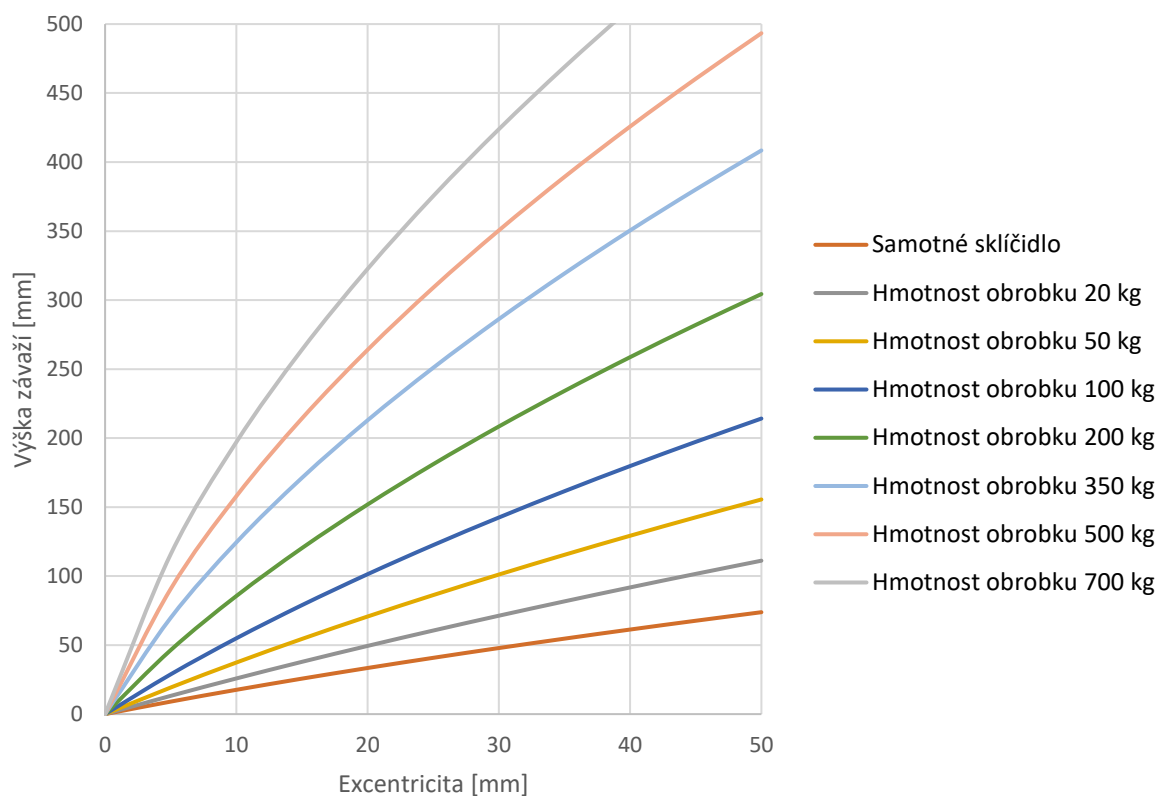


Obr. 47) Montážní přípravek

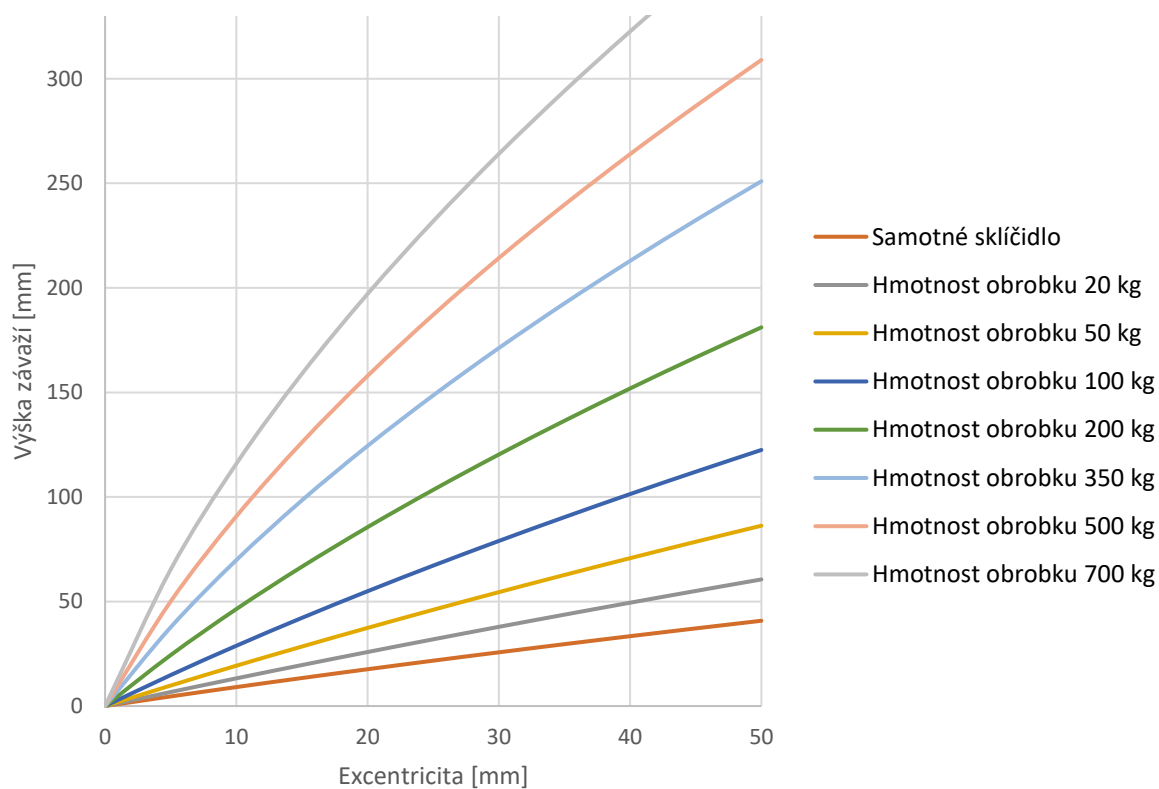
Soustružení Soustružení ISO		Soustružený průměr		Rezná rychlost		otáčky RPM	
P Nílegovaná ocel C s 0,25 % Zhlhna (HB 125; Rm 428 N/mm ²)		300.00		300		318	
hloubka rezu	5.00	Úhel nábehu	90	v _c m/min	111	n RPM	0
ap mm	0	Účinnost	90	lineární posuv	111	Délka rezu	0
úhel čela	0	Účinnost	90	f _r mm/rev	0	v _f mm/min	0
γ °		Stupeň opotřebení	0	Výpočtová vzorce			
				Rezná síla objem materiálu za jednotku času Doba obrábění Kroučicí moment Požadovaný výkon		3636.07 Fc N 516.25 cm ³ /min 0.00 sec. 536.76 Mc Nm 17.88 Pmet KW	

Obr. 48) Walter výpočet soustružení [15]

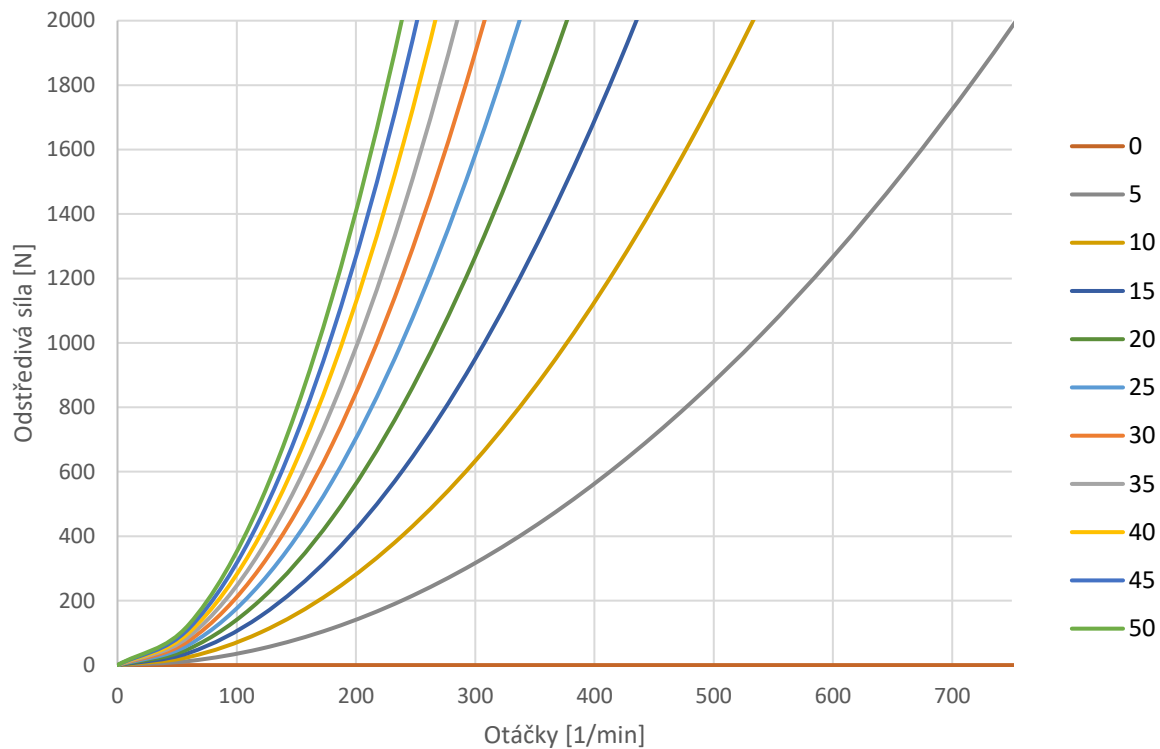
Potřebná výška závaží (délka 200 mm)



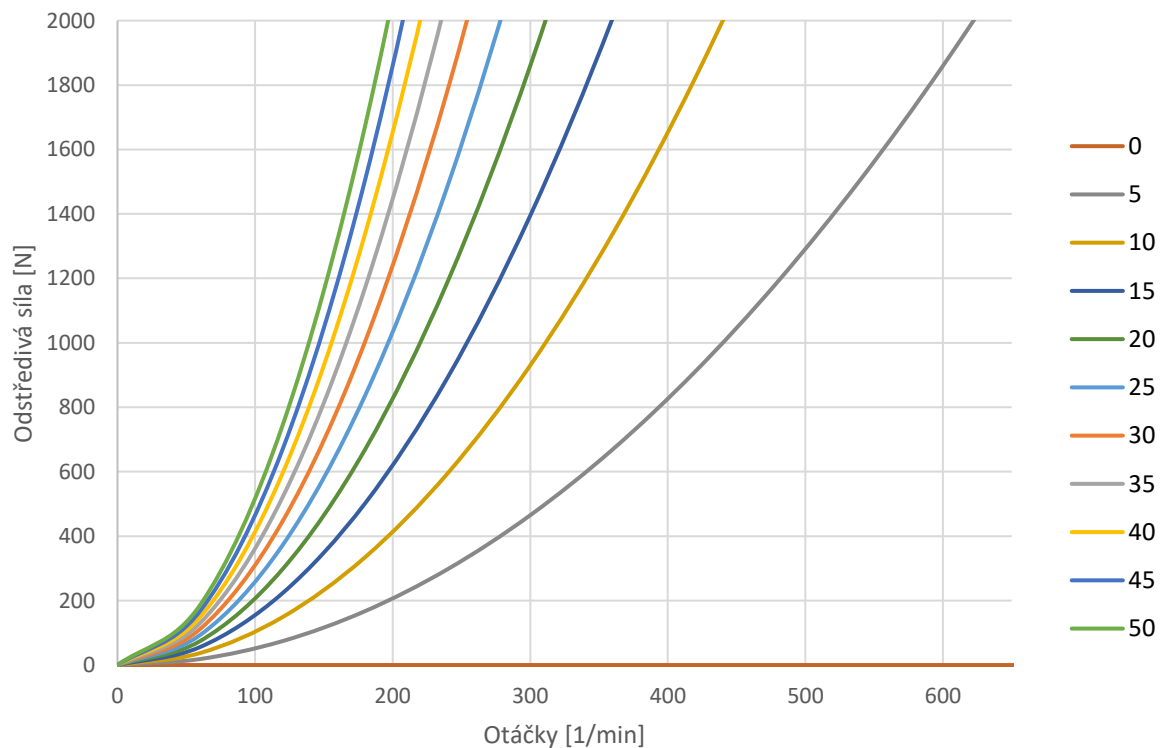
Potřebná výška závaží (délka 400 mm)



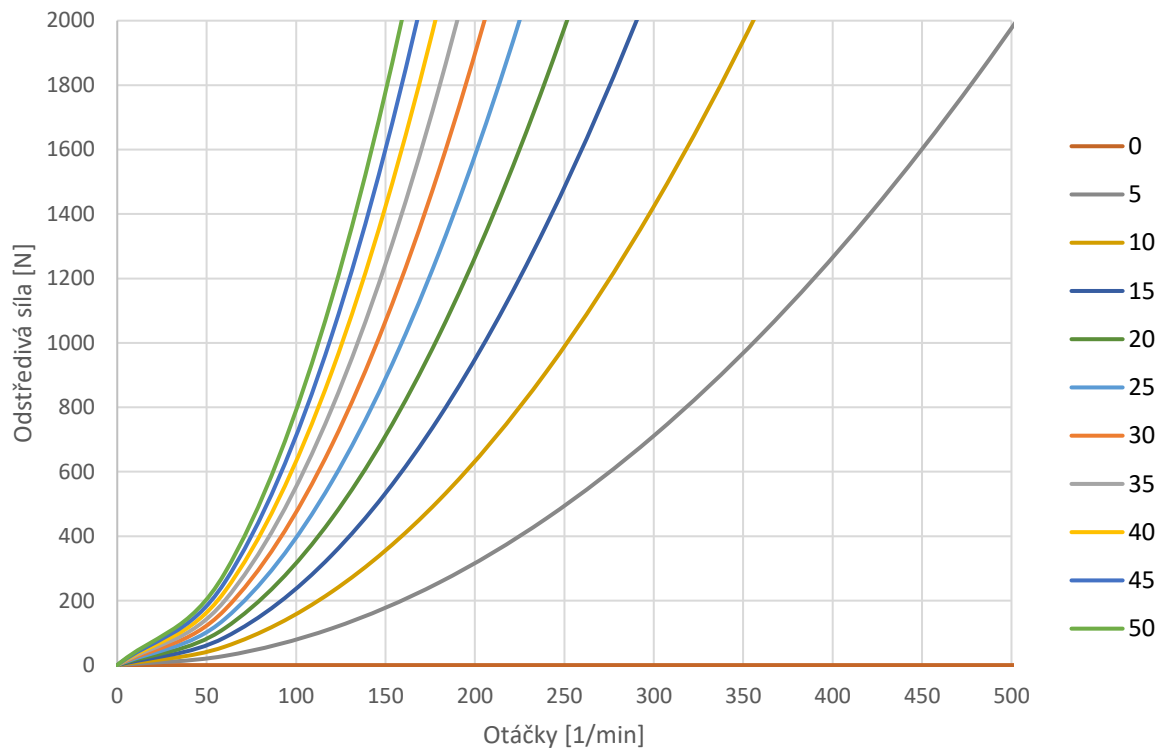
Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 20 kg)



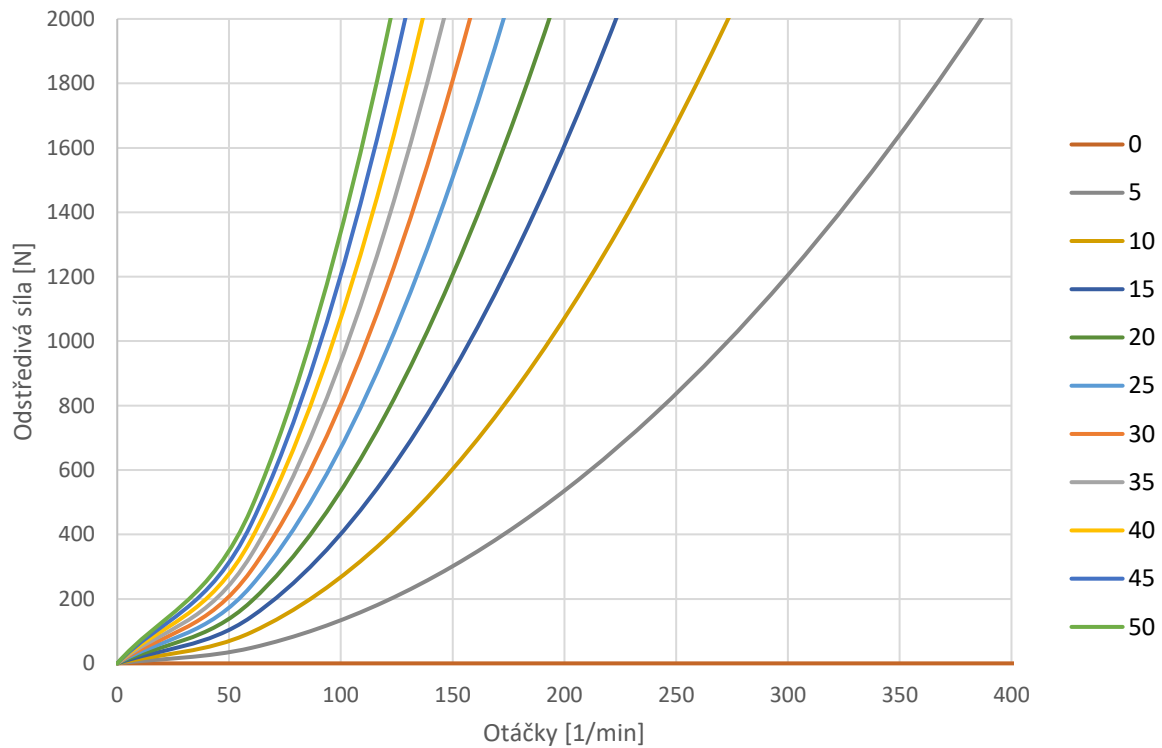
Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 50 kg)



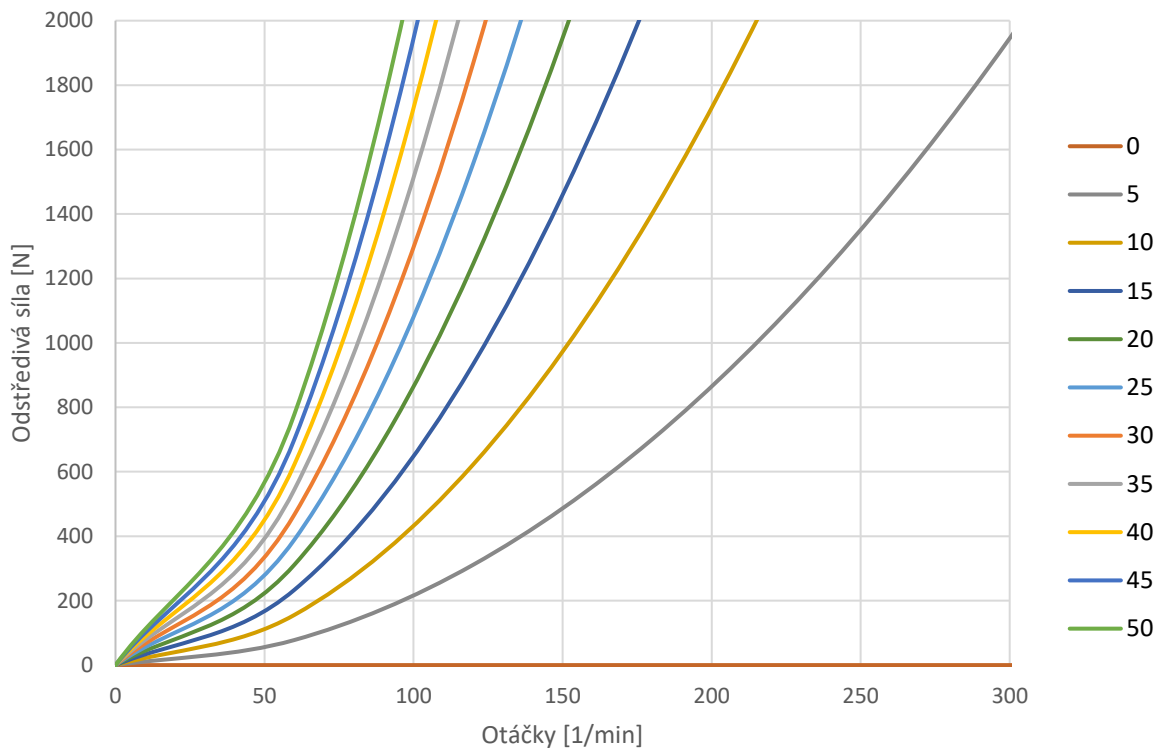
Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 100 kg)



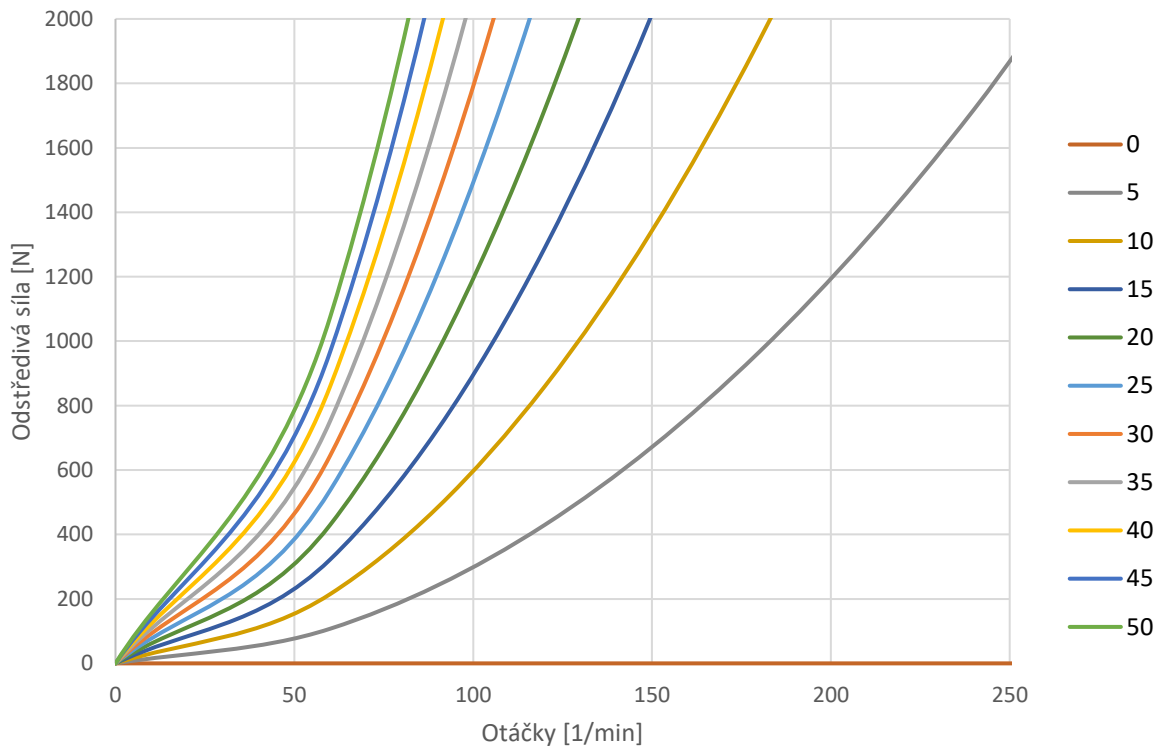
Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 200 kg)



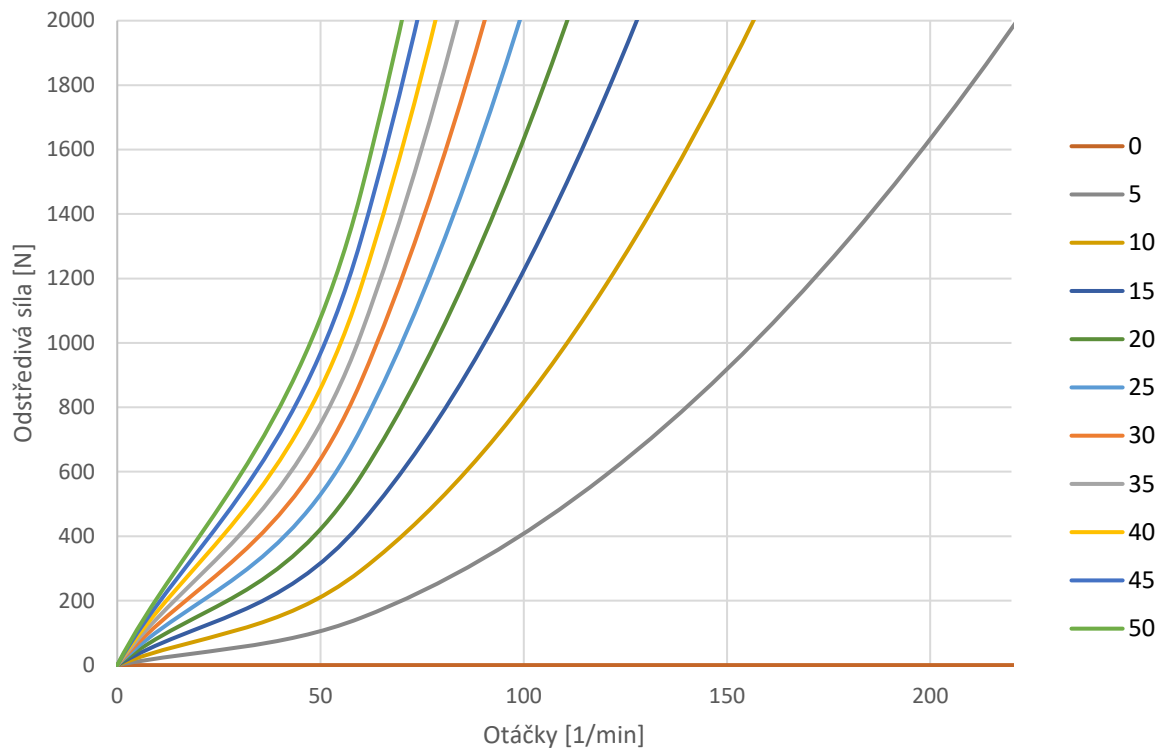
Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 350 kg)



Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 500 kg)



Závislost odstředivé síly na otáčkách sklíčidla pro exc. dle legendy (Obrobek 700 kg)



PŘÍLOHA - VÝPOČTY

XX

Vlastnosti materiálů

$$E_{ocel} := 210000 \text{ MPa}$$

12 051 povrchově kalený

$$R_{p_{0.2}_{12051}} := 390 \text{ MPa}$$

$$R_{m_{12051}} := 640 \text{ MPa}$$

OHYB

mez únavy pro ohyb

$$\sigma_{Flim_{12051}} := 390 \text{ MPa}$$

součinitel jakosti povrchu

$$k_{a_{pS}} := 1$$

součinitel velikosti

$$k_{b_{pS}} := 1$$

součinitel způsobu zatěžování

$$k_{c_{pS}} := 1$$

součinitel teploty

$$k_{d_{pS}} := 1$$

součinitel spolehlivosti

$$k_{e_{pS}} := 0.620$$

součinitel zahrnující další vlivy

$$k_{f1_{pS}} := 1$$

korigovaná mez únavy v ohybu

$$\sigma'_{Co_{12051}} := k_{a_{pS}} \cdot k_{b_{pS}} \cdot k_{c_{pS}} \cdot k_{d_{pS}} \cdot k_{e_{pS}} \cdot k_{f1_{pS}} \cdot \sigma_{Flim_{12051}} = 241.8 \text{ MPa}$$

DOTYK

Mez únavy v dotyku

$$\sigma_{Hlim_{12051}} := 1140 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_{Hlim} := 1.3$$

Počet cyklů

$$N_L := 10^{10}$$

Součinitel životnosti

$$Z_{NT} := 1.674 \cdot (N_L)^{-0.0294} = 0.851$$

korigovaná mez únavy v dotyku

$$\sigma_{HP_{12051}} := \sigma_{Hlim_{12051}} \cdot \frac{Z_{NT}}{S_{Hlim}} = 745.962 \text{ MPa}$$

Potřebná délka závitu pohybového šroubu

rozteč závitu $P_{pS} := 5 \text{ mm}$

jemnovitý průměr závitu $d_{pS} := 55 \text{ mm}$

malý průměr závitu matice $D_{1_{pS}} := 51.933 \text{ mm}$

součinitel zmenšení plochy $s_{z_{pS}} := \frac{2}{3}$

součinitel plochy (jedna matice) $s_{p_{pS}} := \frac{1}{2}$

styčná plocha závitu pro jedno stoupání $S_{Z_{pS}} := \pi \cdot \frac{(d_{pS}^2 - D_{1_{pS}}^2)}{4} \cdot s_{z_{pS}} \cdot s_{p_{pS}} = 85.861 \text{ mm}^2$

tlakové napětí v závitu $\sigma_{tl_{Z_{pS}}} := \frac{F_{up}}{2 \cdot S_{Z_{pS}}} = 436.754 \text{ MPa}$

dovolené tlakové napětí v závitu $\sigma_{tl_{dov_{pS}}} := 30 \text{ MPa}$

potřebný počet nosných závitů $n_{Z_{pS}_{min}} := \frac{\sigma_{tl_{Z_{pS}}}}{\sigma_{tl_{dov_{pS}}}} = 14.558$

délka matice $l_{M_{pS}_{min}} := P_{pS} \cdot n_{Z_{pS}_{min}} = 72.792 \text{ mm}$

zvolený počet nosných závitů $n_{Z_{pS}} := 25$

skutečná délka matice $l_{M_{pS}} := P_{pS} \cdot n_{Z_{pS}} = 125 \text{ mm}$

tlakové napětí při nast. exc $\sigma_{exc} := \frac{F_{up_{exc}}}{S_{Z_{pS}} \cdot n_{Z_{pS}}} = 1.165 \text{ MPa}$

KONTROLA POHYBOVÉHO ŠROUBU K MSP

součinitel tvaru pro ohyb $\alpha_{o_{pS}} := 2$

součinitel tvaru pro smyk $\alpha_{\tau_{pS}} := 1.8$

výška závitu u kořene pro stoupání 5 mm $a_{5mm} := \frac{P_{pS}}{2} = 2.5 \text{ mm}$

Modul průřezu v ohybu $W_{o_{pS}} := \pi \cdot D_{1_{pS}} \cdot \frac{n_{Z_{pS}}}{6} \cdot a_{5mm}^2 = (4.249 \cdot 10^3) \text{ mm}^3$

Ohybový moment $M_{o_pS} := F_{up} \cdot \frac{a_{5mm}}{2} = (9.375 \cdot 10^4) \text{ N}\cdot\text{mm}$

ohybové napětí $\sigma_{o_pS} := \alpha_{o_pS} \cdot \frac{M_{o_pS}}{W_{o_pS}} = 44.131 \text{ MPa}$

smykové napětí $\tau_{T_pS} := \frac{3 \cdot \alpha_{\tau_ps}}{2} \cdot \frac{F_{up}}{\pi \cdot D_{1_pS} \cdot n_{Z_pS} \cdot a_{5mm}} = 19.859 \text{ MPa}$

redukováno napětí $\sigma_{RED_pS} := \sqrt{\sigma_{o_pS}^2 + 3 \cdot \tau_{T_pS}^2} = 55.952 \text{ MPa}$

bezpečnost k MSP $k_{MSP_pS} := \frac{R_{p_0.2_12051}}{\sigma_{RED_pS}} = 6.97$

XX

Potřebná délka závitu upínací tyče

rozteč závitu $P_{uT} := 2 \text{ mm}$

jemnovitý průměr závitu $d_{uT} := 100 \text{ mm}$

malý průměr závitu matice $D_{1_uT} := 97.546 \text{ mm}$

normálová plocha závitu pro jedno stoupání $S_{Z_uT} := \pi \cdot \frac{(d_{uT}^2 - D_{1_uT}^2)}{4} = 380.744 \text{ mm}^2$

tlakové napětí v závitu $\sigma_{tl_Z_uT} := \frac{F_{up}}{S_{Z_uT}} = 196.983 \text{ MPa}$

dovolené tlakové napětí v závitu $\sigma_{tl_dov_uT} := 50 \text{ MPa}$

potřebný počet nosných závitů $n_{Z_uT_min} := \frac{\sigma_{tl_Z_uT}}{\sigma_{tl_dov_uT}} = 3.94$

délka šroubu $l_{\bar{s}_uT} := P_{uT} \cdot n_{Z_uT_min} = 7.879 \text{ mm}$

zvolený počet nosných závitů $n_{Z_uT} := 15$

skutečná délka šroubu $l_{\bar{s}_uT} := P_{uT} \cdot n_{Z_uT} = 30 \text{ mm}$

KONTROLA závitu upínací tyče K MSP

součinitel tvaru pro ohyb $\alpha_{o_uT} := 2$

součinitel tvaru pro smyk $\alpha_{\tau_uT} := 1.8$

výška závitu u kořene pro stoupání 2mm $a_{uT} := \frac{2}{2} \text{ mm}$

Modul průřezu v ohybu $W_{o_uT} := \pi \cdot D_{1_uT} \cdot \frac{n_{Z_uT}}{6} \cdot a_{uT}^2 = 766.124 \text{ mm}^3$

Ohybový moment $M_{o_uT} := F_{up} \cdot \frac{a_{uT}}{2} = (3.75 \cdot 10^4) \text{ N}\cdot\text{mm}$

Ohybové napětí $\sigma_{o_uT} := \alpha_{o_uT} \cdot \frac{M_{o_uT}}{W_{o_uT}} = 97.895 \text{ MPa}$

smykové napětí $\tau_{T_uT} := \frac{3 \cdot \alpha_{\tau_uT}}{2} \cdot \frac{F_{up}}{\pi \cdot D_{1_uT} \cdot n_{Z_uT} \cdot a_{uT}} = 44.053 \text{ MPa}$

reduované napětí $\sigma_{RED_uT} := \sqrt{\sigma_{o_uT}^2 + 3 \cdot \tau_{T_uT}^2} = 124.119 \text{ MPa}$

bezpečnost k MSP $k_{MSP_uT} := \frac{R_{p_0.2_12051}}{\sigma_{RED_uT}} = 3.142$

XX

Čepy ozubených kol

šířka kola $l_{\check{c}_kola} := 50 \text{ mm}$

průměr čepu $d_{\check{c}_kola} := 90 \text{ mm}$

Průměr otvoru v čepu $d_{\check{c}_o_kola} := 70 \text{ mm}$

průmětná plocha díry $S_{ot_oz_kola} := l_{\check{c}_kola} \cdot d_{\check{c}_kola} = (4.5 \cdot 10^3) \text{ mm}^2$

stykový tlak $p_{oz_kolo} := \frac{F_{up}}{S_{ot_oz_kola}} = 16.667 \text{ MPa}$

Kontrola k MSP

Modul průřezu v ohybu $W_{o_č_kola} := \pi \cdot \frac{d_{\check{c}_kola}^3 - d_{\check{c}_o_kola}^3}{32} = (3.79 \cdot 10^4) \text{ mm}^3$

Ohybový moment $M_{o_č_kola} := \frac{F_{up}}{2} \cdot (l_{\check{c}_kola}) = (1.875 \cdot 10^6) \text{ N}\cdot\text{mm}$

ohybové napětí $\sigma_{o_č_kola} := \frac{M_{o_č_kola}}{W_{o_č_kola}} = 49.478 \text{ MPa}$

smykové napětí $\tau_{T_č_kola} := \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{up}}{\pi \cdot (d_{\check{c}_kola}^2 - d_{\check{c}_o_kola}^2)} = 22.381 \text{ MPa}$

reduované napětí $\sigma_{RED_č_kola} := \sqrt{\sigma_{o_č_kola}^2 + 3 \cdot \tau_{T_č_kola}^2} = 62.856 \text{ MPa}$

Bezpečnost

$K_{MSP_oP} := \frac{R_{p_0.2_12051}}{\sigma_{RED_č_kola}} = 6.205$

XX

Čepy odepínací páky

Předepínací síla	$F_{p_rot} := 100000 \text{ N}$
Počet pák	$n_{oP} := 12$
síla působící na jednu páku	$F_{oP} := \frac{F_{p_rot}}{n_{oP}} = (8.333 \cdot 10^3) \text{ N}$
Šířka páky	$l_{oP} := 25 \text{ mm}$
Průměr otvoru:	$d_{oP} := 20 \text{ mm}$
Stykový tlak	$p_{\check{c}_{oP}} := \frac{F_{oP}}{l_{oP} \cdot d_{oP}} = 16.667 \text{ MPa}$

Kontrola K MSP

Délka uložení čepu	$b_{oP} := 14 \text{ mm}$
Modul průřezu v ohybu	$W_{o_č_oP} := \pi \cdot \frac{d_{oP}^3}{32} = 785.398 \text{ mm}^3$
Ohybový moment	$M_{o_č_oP} := F_{oP} \cdot \left(\frac{l_{oP}}{2} + \frac{b_{oP}}{2} \right) = (1.625 \cdot 10^5) \text{ N} \cdot \text{mm}$
ohybové napětí	$\sigma_{o_č_oP} := \frac{M_{o_č_oP}}{W_{o_č_oP}} = 206.901 \text{ MPa}$
smykové napětí	$\tau_{T_č_oP} := \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{oP}}{\pi \cdot d_{oP}^2} = 39.789 \text{ MPa}$
redukované napětí	$\sigma_{RED_č_oP} := \sqrt{\sigma_{o_č_oP}^2 + 3 \cdot \tau_{T_č_oP}^2} = 218.077 \text{ MPa}$
Koeficient bezpečnosti	$K_{MSP_oP} := \frac{R_{p_0.2_16220}}{\sigma_{RED_č_oP}} = 2.912$

XX

TALÍŘOVÉ PRUŽINY

počet děr	$n_{d_TP} := 30$
potřebná jistící síla	$F_{j_rot} := 100000 \text{ N}$
síla od jedné pružiny	$F_{TP} := 547 \text{ N}$
počet pružin	$n_{TP} := \frac{F_{j_rot}}{F_{TP}} = 182.815$
počet pružin v jednom otvoru	$n_{TP_o} := \frac{n_{TP}}{n_{d_TP}} = 6.094$

XX

ŠROUBY ZADNÍ PŘÍRUBA

Šroub M6 nosný průřez jádra

$$A_{s_zP} := 20.1 \text{ mm}^2$$

Mez únavy pro šrouby 12.9

$$\sigma_{c_12.9} := 190 \text{ MPa}$$

Smluvní mez kluzu čroubu 12.9

$$R_{p0.2_s} := 1100 \text{ MPa}$$

Zkušební předpětí šroub 12.9

$$S_{p_zP} := 970 \text{ MPa}$$

Průměr šroubu

$$d_{\check{s}_zP} := 6 \text{ mm}$$

sevřená délka

$$l_a := 8 \text{ mm}$$

Tuhost šroubu

$$k_{\check{s}_zP} := A_{s_zP} \cdot \frac{E_{ocel}}{l_a} = (5.276 \cdot 10^5) \frac{N}{mm}$$

Tuhost spojovaných součástí

$$k_{p_zP} := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_{ocel} \cdot d_{\check{s}_zP}}{2 \cdot \ln \left(5 \cdot \frac{0.5774 \cdot l_a + 0.5 \cdot d_{\check{s}_zP}}{0.5774 \cdot l_a + 2.5 \cdot d_{\check{s}_zP}} \right)} = (1.722 \cdot 10^6) \frac{N}{mm}$$

Tuhostní konstanta spoje

$$C_{zP} := \frac{k_{\check{s}_zP}}{k_{\check{s}_zP} + k_{p_zP}} = 0.235$$

Síla předpětí

$$F_{i_zP} := 0.75 \cdot A_{s_zP} \cdot S_{p_zP} = (1.462 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_n := 2$$

Minimální počet šroubů

$$i_{zP_min} := \frac{C_{zP} \cdot k_n \cdot F_{j_rot}}{S_{p_zP} \cdot A_{s_zP} - F_{i_zP}} = 9.623$$

Počet šroubů

$$i_{zP} := 30$$

Součinitel bezpečnosti vůči zániku sevření

$$k := \frac{F_{i_zP}}{\frac{F_{j_rot}}{i_{zP}} \cdot (1 - C_{zP})} = 5.731$$

Napětí po montáži

$$\sigma_{i_zP} := \frac{F_{i_zP}}{A_{s_zP}} = 727.5 \text{ MPa}$$

Provozní napětí Amplituda

$$\sigma_{a_zP} := C_{zP} \cdot \frac{F_{j_rot}}{2 \cdot A_{s_zP}} = 19.447 \text{ MPa}$$

Střední hodnota

$$\sigma_{m_zP} := \sigma_{a_zP} + \sigma_{i_zP} = 746.947 \text{ MPa}$$

Mezní napětí na Soderbergerově přímce

Amplituda

$$\sigma_{A_Sod} := \sigma_{c_12.9} \cdot \frac{(R_{p0.2_s} - \sigma_{i_zP})}{R_{p0.2_s} + \sigma_{c_12.9}} = 54.864 \text{ MPa}$$

Střední hodnota

$$\sigma_{M_Sod} := \sigma_{A_Sod} + \sigma_{i_zP} = 782.364 \text{ MPa}$$

UTAHOVACÍ MOMENT

$$K := 0.2$$

$$M_{K_D} := K \cdot F_{i_zP} \cdot d_{\check{s}_zP} = 17.547 \text{ N}\cdot\text{m}$$

XX

ŠROUBY VYMĚNITELNÉ DOTYKY

Zatěžující síla

$$F_D := \frac{F_{up}}{2} \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) = (2.165 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Šroub M16 nosný průřez jádra

$$A_{s_D} := 84 \text{ mm}^2$$

Mez únavy pro šrouby 12.9

$$\sigma_{c_12.9} := 190 \text{ MPa}$$

Smluvní mez kluzu čroubu 12.9

$$R_{p0.2_s} := 1100 \text{ MPa}$$

Zkušební předpětí šroub 12.9

$$S_{p_D} := 970 \text{ MPa}$$

Průměr šroubu

$$d_{\check{s}_D} := 12 \text{ mm}$$

sevřená délka

$$l_D := 25 \text{ mm}$$

Tuhost šroubu

$$k_{\check{s}_D} := A_{s_D} \cdot \frac{E_{ocel}}{l_D} = (7.056 \cdot 10^5) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Tuhost spojovaných součástí

$$k_{p_D} := \frac{0.5774 \cdot \pi \cdot E_{ocel} \cdot d_{\check{s}_D}}{2 \cdot \ln\left(5 \cdot \frac{0.5774 \cdot l_D + 0.5 \cdot d_{\check{s}_D}}{0.5774 \cdot l_D + 2.5 \cdot d_{\check{s}_D}}\right)} = (2.745 \cdot 10^6) \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Tuhostní konstanta spoje

$$C_D := \frac{k_{\check{s}_D}}{k_{\check{s}_D} + k_{p_D}} = 0.204$$

Síla předpětí

$$F_{i_D} := 0.75 \cdot A_{s_D} \cdot S_{p_D} = (6.111 \cdot 10^4) \text{ N}$$

bezpečnost

$$k_{n_D} := 2$$

Minimální počet šroubů

$$i_{D_min} := \frac{C_D \cdot k_{n_D} \cdot F_D}{S_{p_D} \cdot A_{s_D} - F_{i_D}} = 0.435$$

Počet šroubů

$$i_D := 2$$

F_D



Čelní ozubení - ozubený hřeben [mm / ISO]

i	<input checked="" type="checkbox"/> Zkontrolujte řádek:4.5;	Pastorek	Hřeben
ii	<input type="checkbox"/> Informace o projektu		

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Volba základních vstupních parametrů

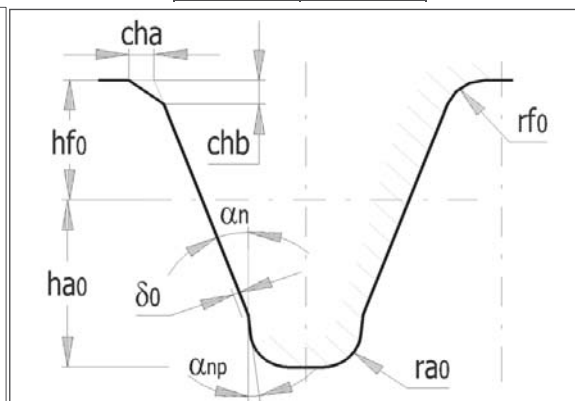
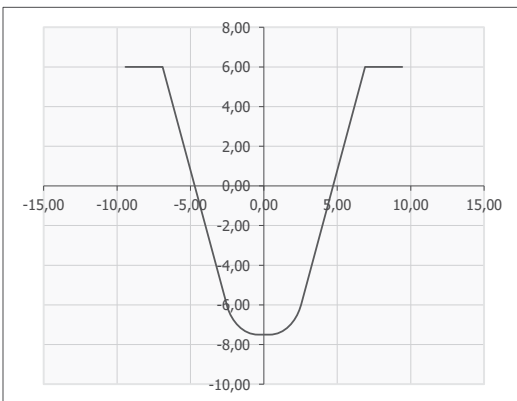
1.1	Obvodová síla, síla na hřebenu	Ft	37500,00	[N]
1.2	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax	0,01 < 80	[m/s]
1.3	Přenášený výkon	Pw	0,375 < 0,373	[kW]
1.4	Otáčky pastorku	n	0,99	[/min]
1.5	Krouticí moment (pastorek)	Mk	3600,27	[Nm]

2.0 Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.

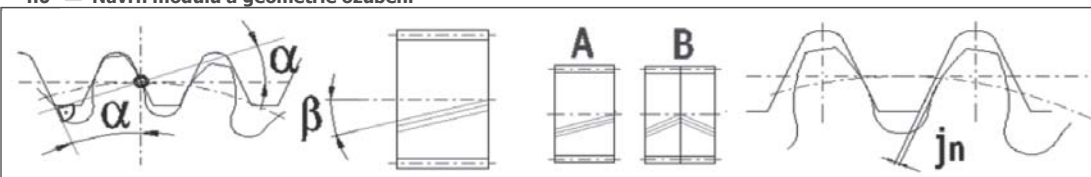
2.1	Označení materiálu podle normy :	CSN	
2.2	Materiál pastorku :	G...Konstrukční ocel legovaná 16220 (Rm=880 MPa) cementovaná kalená	
2.3	Materiál hřebene :	G...Konstrukční ocel legovaná 16220 (Rm=880 MPa) cementovaná kalená	
2.4	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plymulé	
2.5	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	B...S malou nerovnoměrností	
2.6	Typ uložení soukolí	F. Letmo uložené soukolí - typ 2	
2.7	Stupeň přesnosti - ISO1328 Ra max v max.	3... (Ra max.= 0,1 / v max.= 80)	
2.8	Koeficient jednorázového přetížení	KAS	1,50
2.9	Počet cyklů	NK	1,00E+10 < 1,00E+10
2.10	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30 < 1,60
2.11	Automatický návrh		

3.0 Parametry profilu nástroje a zubu

3.1	Normalizovaný nástroj	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)		
3.2	Výška hlavy nástroje	ha0*	1,250 < 1,250	[modul]
3.3	Výška paty nástroje	hf0*	1,200 < 1,200	[modul]
3.4	Poloměr zaoblení hlavy	ra0*	0,500 < 0,500	[modul]
3.5	Poloměr zaoblení paty	rf0*	0,000 < 0,000	[modul]
3.6	Zkosení paty	cha*	0,000 < 0,000	[modul]
3.7	Zkosení hlavy	chb*	0,000 < 0,000	[modul]
3.8	Výška protuberance	δ0*	0,000 < 0,000	[modul]
3.9	Úhel protuberance	αnp	0,000 < 0,000	[°]
3.10	Min. jednotková hlavová vřle	ca*min	0,1000 < 0,1000	[modul]
3.11	Jednotková hlavová vřle	ca*	0,1000 < 0,1000	[modul]



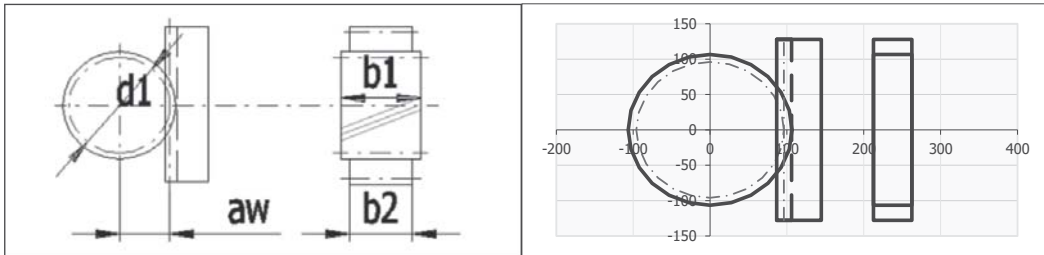
4.0 Návrh modulu a geometrie ozubení



4.1	Počty zubů pastorku	z1	24
-----	---------------------	----	----

- 4.2 Normální úhel záběru
- 4.3 Základní úhel sklonu zubů
- 4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru
- 4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru
- 4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota
- 4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku
- 4.8 Doporučená šířka ozubení
- 4.9 Šířka pastorku / hřebene
- 4.10 Pracovní šířka ozubení
- 4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru
- 4.12 Pracovní vzdálenost os
- 4.13 Přibližná hmotnost soukolí
- 4.14 Minimální koeficient bezpečnosti

α	20	[°]
β	0	[°]
$\Psi_{d / max}$	1,05	< 0,6
mn [mm]	8	[mm]
d1	192,00	~
	123 - 115	
b1/b2	50,00	50,00
bw	50	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
$\Psi_{d / max}$	0,26	< 0,6
aw	97,345	
m	11,601	~ [kg]
SH / SF	1,60	2,00



4.15 **Boční vůle v ozubení (normální)**

4.16 - Doporučená min | max. hodnota

	0,384	1,536	[mm]
jn	0,1000		[mm]

4.17 - Zvolená boční vůle

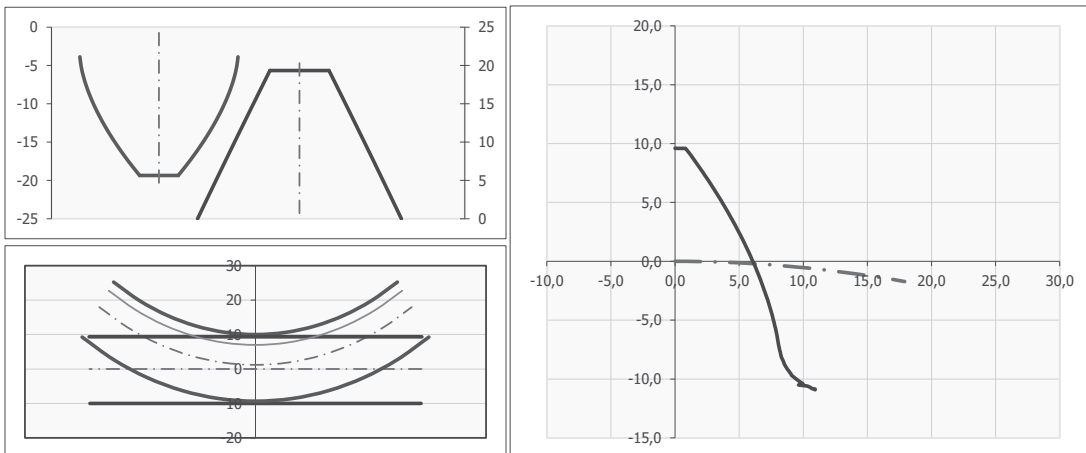
5.0 **Korigování ozubení**

5.1 **Typy korekcí**

- 5.2 - Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)
- 5.3 - Zabraňující podříznutí zubu (min. hodnota)
- 5.4 - Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)
- 5.5 Nastavení jednotkového posunutí pastorku
- 5.6 Jednotkové posunutí pastorku
- 5.7 Součet jednotkových posunutí
- 5.8 Součinitel záběru v čelní rovině / celkový
- 5.9 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici
- 5.10 Velikost měrného skluzu na patě
- 5.11 Velikost měrného skluzu na hlavě
- 5.12 Součet všech měrných skluzů
- 5.13 Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku
- 5.14 Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu

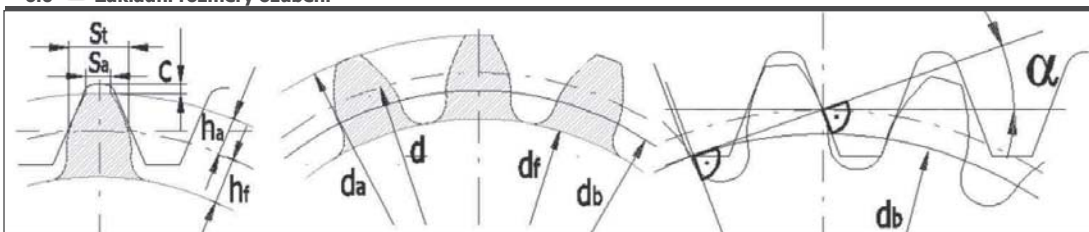
	-0,458		
	-0,333		
	-0,206		
x	0,1500	0,0000	[modul]
Σx	0,1500		[modul]
$\epsilon\alpha/\epsilon\gamma$	2,0088	2,0088	
sa*	0,4670	0,7147	
$\vartheta A1/\vartheta E2$	-2,6007	-0,7526	
$\vartheta E1/\vartheta A2$	0,4294	0,7223	
Sum ϑ	4,5050		
SH	1,60	1,60	
SF	2,27	2,00	
Pastorek	50		[°]

5.15 Zobrazení zubu a natočení nástroje pro :



Kapitola výsledků

6.0 Základní rozměry ozubení



6.1 Počty zubů pastorku	z	24	~	
6.2 Šířka pastorku / hřebene	b	50	50	[mm]
6.3 Normální modul	mn	8		[mm]
6.4 Tečný modul	mt	8,0000		[mm]
6.5 Normální rozteč	p	25,133		[mm]
6.6 Čelní rozteč	pt	25,13274		[mm]
6.7 Základní rozteč	ptb	23,617		[mm]
6.8 Osová vzdálenost (roztečná)	a'	96,0000		[mm]
6.9 Osová vzdálenost (výrobní)	av'	97,2000		[mm]
6.10 Osová vzdálenost (pracovní)	aw'	97,3452		[mm]
6.11 Úhel záběru	α	20,00		[°]
6.12 Čelní úhel záběru	α_t	20,0000		[°]
6.13 Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	20,0460		[°]
6.14 Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	20,0460		[°]
6.15 Úhel sklonu zubů	β	0,00		[°]
6.16 Základní úhel sklonu	β_b	0,0000		[°]
6.17 Průměr hlavové kružnice	da	213,0903	~	[mm]
6.18 Průměr roztečné kružnice	d	192,0000	~	[mm]
6.19 Průměr základní kružnice	db	180,4210	~	[mm]
6.20 Průměr patní kružnice	df	174,4000	~	[mm]
6.21 Průměr valivé kružnice	dw	192,0000	~	[mm]
6.22 Výška hlavy zubu	ha	10,5452	9,3452	[mm]
6.23 Výška paty zubu	hf	8,8000	10,0000	[mm]
6.24 Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	3,7363	5,7175	[mm]
6.25 Tloušťka zubu na hlavové kružnici (tečná)	sta	3,7363	5,7175	[mm]
6.26 Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	13,4399	12,5664	[mm]
6.27 Tloušťka zubu na roztečné kružnici (tečná)	st	13,4399	12,5664	[mm]
6.28 Tloušťka zubu patní kružnici	sb	14,8072	19,8458	[mm]
6.29 Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,4670	0,7147	[modul]
6.30 Jednotkové přisunutí kol	dY	-0,0181		[modul]
6.31 Celková jednotková korekce	x1+x2	0,1500		[modul]
6.32 Jednotkové posunutí	x	0,1500	0,0000	[modul]
6.33 Dosažení požadovaného průměru hlavové kružnice změnou hlavové vůle ca* [3.11]				
6.34 Jednotková hlavová vůle	ca*	0,1000	0,1000	[modul]
6.35 Hlavový průměr (výška hlavy zubu) je možné měnit od/do	da1/ha2	206,7/213,1	4/12	[mm]
6.36 Požadovaný hlavový průměr (výška hlavy zubu)	da1/ha2 req	177,000	10,000	

7.0 Doplňkové parametry ozubení

7.1 Počet zubů	z	24
7.2 Počet zubů porovnávacího kola	zn	24,000
7.3 Minimální počet zubů kola:		
7.4 - Dovolující přípustné podřezání	zmin1	13
7.5 - Zabraňující podřezání zubu	zmin2	16
7.6 - Zabraňující zúžení zubu	zmin3	21

8.0 Kvalitativní ukazatele ozubení

8.1 Součinitel záběru v čelní rovině / osové rovině	ε_α ε_β	2,0088	0,0000
8.2 Součinitel celkového záběru	ε_γ	2,0088	
8.3 Definice rozměrů kol			

8.9	Koeficient odlehčení kola (0 - 100), tl.hřebene x*(ha+hf)	Cdi/df sR/h	0%	10,00	<input checked="" type="checkbox"/>	[%df, ha+hf]
8.10	Tloušťka věnce kola	sR	87,20	193,45		[mm]
8.11	Šířka stojiny v procentech šířky kola (20-100)	bs	100%	~		[%b]
8.12	Šířka stojiny	bs	50,00	~		[mm]
8.13	Hmotnost ozubeného kola	m	11,601	~		[kg]
8.14	Relativní hmotnost kola vztažená na jednotkovou šířku zubu	m*	1,3378E-01	4,2139E+01		[kg/mm]
8.15	Moment setrvačnosti	J	5,4434E-02	2,9768E+04		[kg*mm ²]
8.16	Moment setrvačnosti na jednotkovou šířku zubu	J*	1,0887E+03	5,9535E+08		[kg*mm ² /mm]
8.17	Redukovaná hmotnost ozubeného soukolí	mred	0,13335441			[kg/mm]
8.18	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v	0,01	< 80		[m/s]
8.19	Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu	wt	937,50	937,54		[N/mm]
8.20	Kritické otáčky	nE1 [/min]	5670,12			[/min]
8.21	Resonanční poměr / dolní mez	N NS	0,000	0,850		
8.22	Účinnost převodového soukolí	μ	99,60%			

9.0 Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

9.1	Nastavení parametrů výpočtu					
9.2	Součinitel vnitřních dynamických sil KV (max. hodnota)	KV _{max}	5,00	KV (B) .2006		
9.3	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení KHbeta (max. hodnota)	KHβ _{max}	5,00	Výpočet ISO6336-1(2006)		
9.4	Reverzace zatížení (součinitel YA)		Stupeň reverzace 2 (YA=0.9)			
9.5	Výpočet "součinitele tvrdosti ZW"		Automaticky			
9.6	Modifikace profilu zubu (KHalfa, KHbeta)		Optimální modifikace profilu			
9.7	Typ oleje (ZL)		Syntetický olej			
9.8	Použitá / Doporučená viskozita oleje	v50	624	624	<input checked="" type="checkbox"/>	[mm ² /sec]
9.9	Drsnost boku zubu (koeficient ZR)	Ra	Auto (0,1)	Auto (0,1)		[μm]
9.10	Drsnost v patním přechodu (koeficient YR)	Ra	0,2 [microm]	0,2 [microm]		[μm]
9.11	Společné pro soukolí					
9.12	Teoretická jednotková tuhost	c' _{th}	19,082			[N/(μm*mm)]
9.13	Tuhost páru zubů (jednotková tuhost)	c'	15,417			[N/(μm*mm)]
9.14	Záběrová tuhost ozubení	c' _{γα}	27,081			[N/(μm*mm)]
9.15	Součinitel vnějších dynamických sil	KA	1,250			
9.16	Součinitel vnitřních dynamických sil	KV	1,000			
9.17	Počet cyklů	NK	1,00E+10	1,00E+10		
9.18	Pro výpočet bezpečnosti na dotyk					
9.19	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,106			
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,000			
9.21	Celkový součinitel přidavného zatížení	KH	1,383			
9.22	Součinitel mechanických vlastností	ZE	189,81			
9.23	Součinitel tvaru	ZH	2,491			
9.24	Součinitel sklonu zubu	Z _β	1,000			
9.25	Součinitel dotyku	Z _c	0,815			
9.26	Součinitel tvrdosti	ZW	1,000	1,000		
9.27	Součinitel vlivu velikosti	ZX	1,000	1,000		
9.28	Součinitel maziva	ZL	1,226	1,226		
9.29	Součinitel obvodové rychlosti	ZV	0,932	0,932		
9.30	Součinitel drsnosti povrchu	ZR	1,173	1,173		
9.31	Součinitel životnosti	ZNT	0,850	0,850	n=∞; ZNT=0.85	
9.32	Součinitel jednopárového záběru	ZB/ZD	1,000	1,001		
9.33	Pro výpočet bezpečnosti na ohyb					
9.34	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,072			
9.35	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	1,000			
9.36	Celkový součinitel přidavného zatížení	KF	1,340			
9.37	Součinitel sklonu zubu	Y _β	1,000			
9.38	Součinitel tloušťky věnce	YB	1,000	1,000		
9.39	Součinitel výšky zubu	YDT	1,000	1,000		
9.40	Součinitel vrubové citlivosti	Y _δ	0,992	0,998		
9.41	Součinitel vlivu velikosti	YX	0,970	0,970		
9.42	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	YR	1,102	1,102		

9.43	Koeficient střídavého zatížení	YA	0,900		
9.44	Součinitel technologie výroby	YT	1,000		
9.45	Součinitel životnosti	YNT	0,850	0,850	n=∞, YNT=0.85
9.46	Součinitel korekce napětí	YST	1,000	1,000	
9.47	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	YF	0,926	0,985	
9.48	Součinitel koncentrace napětí	YS	2,155	2,306	
9.49	Součinitel koncentrace napětí pro kola s vruby v patě zubu	YSg	2,592	2,774	<input type="checkbox"/>

10.0 Napětí a koeficienty bezpečnosti

10.1	Na únavu v dotyku	SH	1,60	1,60	
10.2	Na únavu v ohybu	SF	2,27	2,00	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	SHst	2,34	2,34	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	SFst	7,22	6,34	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	vH/vF	0,06	0,1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0,00		[%]
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	SigmaH0	770,55		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	SigmaH	906,03	906,70	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	SigmaHG	1447,49	1447,49	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	SigmaHP	1113,46	1113,46	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF0	187,04	212,99	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	SigmaF	250,70	285,49	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	SigmaFG	567,87	571,15	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	SigmaFP	354,92	356,97	[MPa]

11.0 Kontrolní rozměry ozubení, Soustava přesnosti ISO 1328

11.1 Kontrolní rozměry ozubení

11.2	Počet zubů přes které se měří	zw	3	
11.3	Počet zubů přes které se měří	zW	3	<input checked="" type="checkbox"/>
11.4	Rozměr přes zuby	W	62,5525	[mm]
11.5	Průměr válečku/kuličky	dt	14,0000	[mm]
11.6	Průměr válečku/kuličky	dt	14,0000	<input checked="" type="checkbox"/> [mm]
11.7	Rozměr přes válečky/kuličky	M	213,7609	[mm]

11.8 Dosažení požadované W a M změnou korekce x1 a sumx

11.9	Rozměr přes zuby je možné měnit od-do	Wmin/max	59,22/69,94	[mm]
11.10	Požadovaný rozměr přes zuby	W req	77,000	[mm]
11.11	Rozměr přes válečky/kuličky je možné měnit od-do	Mmin/max	205,1/228,8	[mm]
11.12	Požadovaný rozměr přes válečky/kuličky	M req	180,000	[mm]

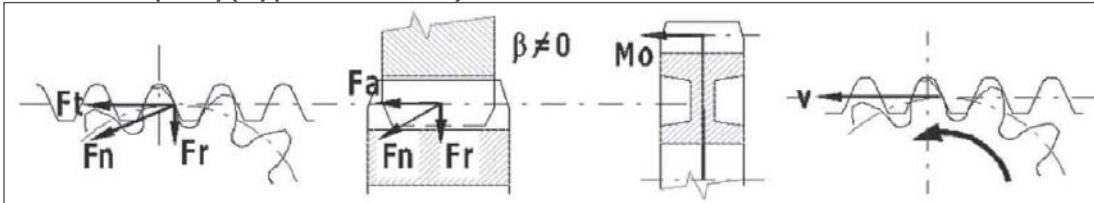
11.13 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO 1328 - Část 1

11.14	Stupeň přesnosti	Q	3.... (Ra max = 0,1 / v max = 80)		<input checked="" type="checkbox"/>
11.15	Modul ozubení	mn	8,000		[mm]
11.16	Vztažný průměr	d	192,000	192,000	[mm]
11.17	Šířka ozubení	b	50,000	50,000	[mm]
11.18	Součinitel celkového záběru	εγ	2,0088		
11.19	Jednotlivá úchylka čelní rozteče	fpt	4,0	4,0	[μm]
11.20	Počet zubů pro mezní součtovou úchylku roztečí na k zubech	k	2	2	
11.21	Součtová úchylka roztečí na k zubech	Fpk	4,2	4,2	[μm]
11.22	Mezní součtová úchylka roztečí kola	Fp	13,0	13,0	[μm]
11.23	Celková úchylka profilu	Fα	6,5	6,5	[μm]
11.24	Celková úchylka sklonu zubu	Fβ	5,0	5,0	[μm]
11.25	Místní kinematická úchylka kola (s měřícím kolem)	f'i	7,5	7,5	[μm]
11.26	Kinematická úchylka kola	F'i	21,0	21,0	[μm]
11.27	Úchylka tvaru profilu	ffα	4,9	4,9	[μm]
11.28	Úchylka úhlu profilu	fHα	4,0	4,0	[μm]
11.29	Úchylka tvaru sklonu zubu	ffβ	3,7	3,7	[μm]
11.30	Úchylka úhlu sklonu zubu	fHβ	3,7	3,7	[μm]

11.31 Čelní ozubená kola - Soustava přesnosti ISO 1328 - Část 2

11.32	Úchylka dvoubokého odvalu za rozteč	F'i	12,0	12,0	[μm]
11.33	Úchylka dvoubokého odvalu za otáčku	F'i	23,0	23,0	[μm]
11.34	Mezní obvodové házení	Fr	11,0	11,0	[μm]

12.0 **Silové poměry (síly působící na ozubení)**



12.1	Obvodová síla	Ft	37500,00	[N]	
12.2	Normální síla	Fn	39918,35	[N]	
12.3	Axiální síla	Fa	0,00	[N]	
12.4	Radiální síla	Fr	13683,01	[N]	
12.5	Ohybový moment	Mo	0,00	~	[Nm]
12.6	Obvodová rychlost na roztečné kružnici	v vmax [m/s]	0,01	< 80	[m/s]
12.7	Tečné zatížení na jednotkovou šířku zubu / měrné zatížení	wt wt*	937,50	117,19	[N/mm MPa]

13.0 **Parametry zvoleného materiálu**

13.1	Hustota	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
13.2	Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206	206	[GPa]
13.3	Mez pevnosti v tahu	Rm	880	880	[MPa]
13.4	Mez kluzu v tahu	Rp0.2	635	635	[MPa]
13.5	Poissonova konst.		0,3	0,3	
13.6	Mez únavy v dotyku	SHlim	1270	1270	[MPa]
13.7	Mez únavy v ohybu	SFlim	700	700	[MPa]
13.8	Tvrdost zubu na boku	VHV	650	650	[HV]
13.9	Tvrdost zubu v jádře	JHV	285	285	[HV]
13.10	Bázový počet zatěžovacích cyklů v dotyku	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
13.11	Exponent Wohlerovy křivky pro dotyk	qH	10	10	
13.12	Bázový počet zatěžovacích cyklů v ohybu	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
13.13	Exponent Wohlerovy křivky pro ohyb	qF	9	9	
13.14	Zkratka pro označení materiálu		Eh	Eh	

Kapitola doplňků

14.0 **Výpočet ozubení na zadanou osovou vzdálenost**

15.0 **Výkon, oteplení, plocha skříně**

16.0 **Předběžný návrh průměru hřídelí (ocel)**

17.0 **Přibližný výpočet modulu existujícího kola**

18.0 **Výpočet KHbeta, výpočet YSg**

19.0 **Výpočet SHlim a SFlim podle ISO 6336-5, návrh vlastností materiálu**

20.0 **Grafický výstup, CAD systémy**