

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Podélně dělicí kotoučové nůžky na bezotřepné dělení pásu z mědi, slitin mědi a plátovaného pásu měď-ocel

Autor: **Bc. Martin Švec**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**

Akademický rok 2012/2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především vedoucímu práce Doc. Ing. Jiřímu Staňkovi, CSc. Stejně tak bych chtěl poděkovat konzultantovi z Univerzity panu Ing. Janu Hlaváčovi Ph.D. a konzultantovi z TS Plzeň a.s. Ing. Jiřímu Křivánkovi, protože mi svými cennými radami pomohli k napsání této diplomové práce. Poděkování samozřejmě patří i všem ostatním, kteří svými připomínkami přispěli ke vzniku této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Švec	Jméno Martin	
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Jméno Jiří	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Podélně dělicí kotoučové nůžky na bezotřepné dělení pásu z mědi, slitin mědi a plátovaného pásu měď-ocel		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	71	TEXTOVÁ ČÁST	59	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>V úvodu práce je provedena rešerše na téma kotoučové nůžky a technologie střihu. V práci jsou vypracovány variantní návrhy řešení nůžek. Vybraná varianta je nakonec vypracována do konstrukčního řešení včetně potřebných výpočtů. V závěru práce byla zhotovena výkresová dokumentace vybraných dílů.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">Kotoučové nůžky, řezná jednotka, konstrukce, CAD, MKP</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Švec	Name Martin	
FIELD OF STUDY	“Design of Manufacturing Machines and Equipment “		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Staněk, CSc.	Name Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST – KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Shears for longitudinal cutting without burr for copper, alloys and plated copper-steel strips		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	KKS	SUBMITTED IN	2013
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	71	TEXT PART	59	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis contains summary of the circular shears and also the basics of shear technology. The main goal of this work is to design a new solution of the cutting unit. Therefore there are suggested few variants and the best of them is selected and further elaborated. The elaboration includes analysis of strength and stiffness as well as making 3D model and few technical drawings.
KEY WORDS	Circular shears, shear technology, cutting unit, design process, CAD, FEM

OBSAH

1	ÚVOD	1
2	ZADÁVAJÍCÍ ORGANIZACE – TS PLZEŇ A.S.	2
3	POPIS ZAŘÍZENÍ	3
3.1	Příklad dělicí linky	3
3.2	Kotoučové nůžky na podélné dělení plechu.....	4
3.3	Popis řezné jednotky	5
3.3.1	Funkce řezné jednotky	5
3.3.2	Základní parametry řezné jednotky.....	6
4	KONKURENČNÍ SPOLEČNOSTI	7
4.1	ŽĎAS a.s.	7
4.2	GEORG	7
4.3	King Jime	8
5	UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ	9
6	TEORIE STŘIHU	10
6.1	Tvoření střížné plochy.....	10
6.2	Podmínka vtažení pásu do kotoučových nůžek.....	11
6.3	Stanovení geometrických parametrů nůžek	12
6.4	Výpočet střížných sil	13
6.5	Návrh motoru	14
7	SYSTEMATICKÝ NÁVRH VARIANT ŘEZNÉ JEDNOTKY	15
7.1	Funkční struktura.....	15
7.1.1	Stříhání pásu plechu	15
7.1.2	Umožnit přestavování nožových hřídelí	15
7.1.3	Umožnit výměnu nožů	15
7.2	Morfologická matice	16
7.3	Popis konstrukčních variant řezné jednotky.....	17
7.3.1	Konstrukční varianta A	17
7.3.2	Konstrukční varianta B	18
7.3.3	Konstrukční varianta C	19
7.4	Vyhodnocení konstrukčních variant.....	20
8	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	22
8.1	Základní koncepce stroje.....	22
8.2	Návrh nožové hřídele a jejího uložení.....	23
8.2.1	Sestavení výpočtového modelu.....	23

8.2.2	Pevnostní a tuhostní výpočet.....	24
8.2.3	Návrh ložisek	25
8.2.4	Uložení hřídele	27
8.3	Konstrukční návrh přestavovacího mechanismu nožových hřídelí.....	28
8.3.1	Návrh pohybových šroubů a jejich uložení.....	28
8.3.2	Návrh pohonu přestavovacího mechanismu	33
8.3.3	Určení potřebných vřel v mechanismu	36
8.3.4	Aretace přestavovacího mechanismu.....	40
8.3.5	Skříň přestavovacího mechanismu.....	41
8.3.6	Deformace přestavovacího mechanismu vlivem provozního zatížení.....	43
8.4	Mechanismus výměny nožů a popis nožové sady.....	47
8.4.1	Nožová sada	47
8.4.2	Výměna nožů	48
8.4.3	Spodní rám řezné jednotky	50
8.4.4	Návrh mechanismu pro posuv skříně.....	50
8.5	Popis zpracovaného konstrukčního řešení	53
9	EKONOMICKÉ HODNOCENÍ	56
10	ZÁVĚR	57
11	LITERÁRNÍ ZDROJE	58
12	INTERNETOVÉ ZDROJE.....	58

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Dělicí linka [8].....	3
Obrázek 2 – Schéma půdorysu kotoučových nůžek na podélné dělení plechu	4
Obrázek 3 – Současné řešení řezné jednotky.....	5
Obrázek 4 – Způsob výměny nožů u současného řešení	6
Obrázek 5 – Řezná jednotka firmy ŽĎAS a.s. [9].....	7
Obrázek 6 – Řezná jednotka firmy GEORG [10].....	8
Obrázek 7 – Řezná jednotka firmy King Jime [11]	8
Obrázek 8 – Vliv střížné vůle na kvalitu stříhu	10
Obrázek 9 – Podmínka vtažení pásu	11
Obrázek 10 – Střížná vůle a střížný úhel	12
Obrázek 11 – Konstrukční varianta A.....	17
Obrázek 12 – Konstrukční varianta B.....	18
Obrázek 13 - Konstrukční varianta C	19
Obrázek 14 – Celkový koncept vybrané varianty.....	22
Obrázek 15 – Schéma nožové hřídele s uložením	23
Obrázek 16 – Výpočtový model nožové hřídele.....	23
Obrázek 17 – Uložení řezné hřídele.....	27
Obrázek 18 – Schéma přestavovacího mechanismu	28
Obrázek 19 – Pohybové šrouby	30
Obrázek 20 – Uložení pohybových šroubů.....	32
Obrázek 21 – Hmota zatěžující dolní spodní ložiska.....	33
Obrázek 22 – Pohybující se hmota poháněná jedním motorem.....	34
Obrázek 23 – Rozložení sil v závitě	34
Obrázek 24 – Motor s převodovkou	35
Obrázek 25 – Ozubený převod přestavovacího mechanismu	36
Obrázek 26 – Boční zubová vůle	37
Obrázek 27 – Montážní otvory ve skříni	37
Obrázek 28 – Matice s dělenou podložkou.....	38
Obrázek 29 – Potřebné rozměry soustavy pro určení minimálních vůlí.....	38
Obrázek 30 – Schéma pro určení úhlu natočení α	39
Obrázek 31 - Schéma pro určení úhlu natočení β	39
Obrázek 32 – Aretační mechanismus.....	40
Obrázek 33 – Připojení aretačního mechanismu.....	41
Obrázek 34 – Aretace ložiskových těles	41
Obrázek 35 – Svařenec skříně.....	42
Obrázek 36 – Skříň včetně přestavovacího mechanismu.....	43
Obrázek 37 – Okrajové podmínky	45
Obrázek 38 – Síť konečných prvků	45
Obrázek 39 – Výsledná deformace ve směru z.....	46
Obrázek 40 – Nožová sada.....	48
Obrázek 41 – Průběh výměny nožů	49
Obrázek 42 – Nasazení nožové sady.....	49

Obrázek 43 – Spodní rám.....	50
Obrázek 44 – Vedení skříně.....	50
Obrázek 45 – Posouvající se hmota	51
Obrázek 46 – Posuvový mechanismus skříně.....	53
Obrázek 47 – Kompletní řezná jednotka s hydraulickými upínači	54
Obrázek 48 – Poloha skříní během výměny nožů.....	55
Obrázek 49 – Rozsah přestavovacího mechanismu	55

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Základní parametry řezné jednotky firmy ŽĎAS a.s. [9]	7
Tabulka 2 – Základní parametry řezné jednotky firmy GEORG [10]	7
Tabulka 3 – Základní parametry řezné jednotky firmy King Jim [11]	8
Tabulka 4 – Základní zadané parametry řezné jednotky	9
Tabulka 5 – Výsledné střižné síly a krouticí momenty.....	14
Tabulka 6 – Morfologická matice	16
Tabulka 7 – Vyhodnocení variant	20
Tabulka 8 – Reakce v podporách nožové hřídele	25

SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 – Vyhodnocení variant.....	21
Graf 2 – Průběh napětí podél hřídele	24
Graf 3 – průběh průhybu podél hřídele	24

1 ÚVOD

Základní rozdělení výrobních strojů je na tvářecí a obráběcí. Tato práce je věnována konstrukci tvářecího stroje, přesněji stroje pro dělení materiálu, kterým jsou v tomto případě kotoučové nůžky na podélné dělení plechů.

Jak již bývá ve výrobních strojích zvykem, princip navrhovaného stroje je již znám a používán mnoho desetiletí. S postupem času se však tyto stroje zdokonalují a přizpůsobují současným technologiím. Velký pokrok za tato desetiletí, během kterých se používají stále stejné konstrukce, zaznamenal například vývoj elektromotorů a jejich řídicích systémů. Tento pokrok již může mít velmi konkrétní dopady na samotnou konstrukci strojů, kdy lze například s vyhovující přesností použít, namísto složitých předepnutých mechanických vazeb, více elektromotorů spojených vazbou elektrickou neboli řídicím systémem.

Cílem této práce je tedy navrhnout pro zadavatelskou firmu nové konstrukční řešení řezné jednotky kotoučových nůžek. Důvodem tohoto zadání je, že současná konstrukce byla vyvinuta pro stříhání tenkých plechů do 2,5mm. Nyní však firma potřebuje kotoučové nůžky schopné stříhat plechy o tloušťce až 5mm. Současná konstrukce tomuto požadavku principiálně nevyhovuje, proto nestačí pouze předimenzovat stávající součásti konstrukce na větší zatížení. Dalším důvodem je také modernizace konstrukce.

Následující kapitoly se tedy zabývají nejen obecným popisem navrhovaného stroje a technologií stříhání, ale především kompletním návrhem nové řezné jednotky od technologických výpočtů až po samotné konstrukční řešení.

2 ZADÁVAJÍCÍ ORGANIZACE – TS PLZEŇ A.S.



TS Plzeň je firma, která má tradici v konstrukci strojů a zařízené již více než 150 let. V této době však ještě byla součástí závodu Škoda. Teprve v roce 1993 vznikla samostatná společnost TS Plzeň s.r.o. a později v roce 2000 se přetransformovala na TS Plzeň a.s. Společnost obsahuje nejen konstrukční a projekční kanceláře, ale disponuje také vlastní rozsáhlou výrobou. V současnosti tato firma rozděluje svou působnost do čtyř výrobních programů:

- 1) Cukrovary
- 2) Vulkanizační lisy
- 3) Hydraulické lisy
- 4) Válcovny

Společnost TS Plzeň je dnes součástí Železiarne Podbrezová Group, do které patří kromě slovenských firem (např.: ŽIAROMAT a.s.) a jedné španělské (TRANSMESA) také další česká firma a to ŽDAS a.s., která je v některých oblastech konkurentem TS Plzeň.

Z poslední zveřejněné finanční zprávy z roku 2011 plyne, že společnost více než polovinu zisků (54,09%) získala díky oddělení hydraulických lisů. Oproti tomu oddělení válcoven, pro které je tato diplomová práce zpracována, vydělalo např. 7,28%. Dále se z této zprávy dá vyčíst, že export tvořil 78,22% celkových zisků, kde téměř polovina exportu mířila do Ruska.

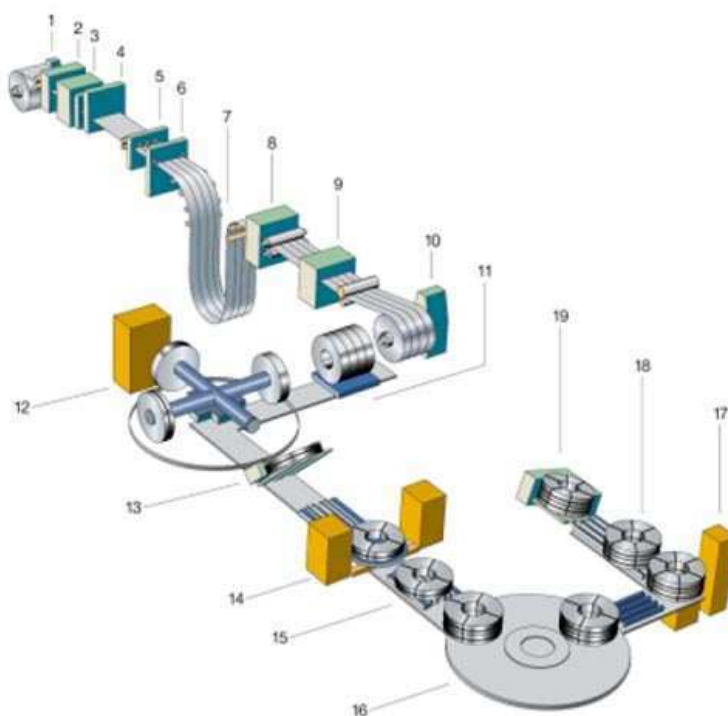
3 POPIS ZAŘÍZENÍ

Kotoučové nůžky na podélné dělení plechu slouží k rozdělení jednoho pásu plechu na několik pásků o určitých šířkách. Počet těchto pásků je určen počtem použitých nožů a šířka pásků je dána vzdáleností jednotlivých nožů od sebe.

3.1 Příklad dělicí linky

Kotoučové nůžky jsou často součástí komplexnější výrobní dělicí linky. Mohou být např. součástí linky společně s válcovací stolicí, kde dochází nejprve k tváření plechu a následnému rozřezání.

Na obrázku níže je vidět dělicí linka, na které dochází pouze k rozřezání již válcovaného plechu navinutého na buben. Jednotlivé nařezané pásky se po té opět navinou na samostatné svitky.

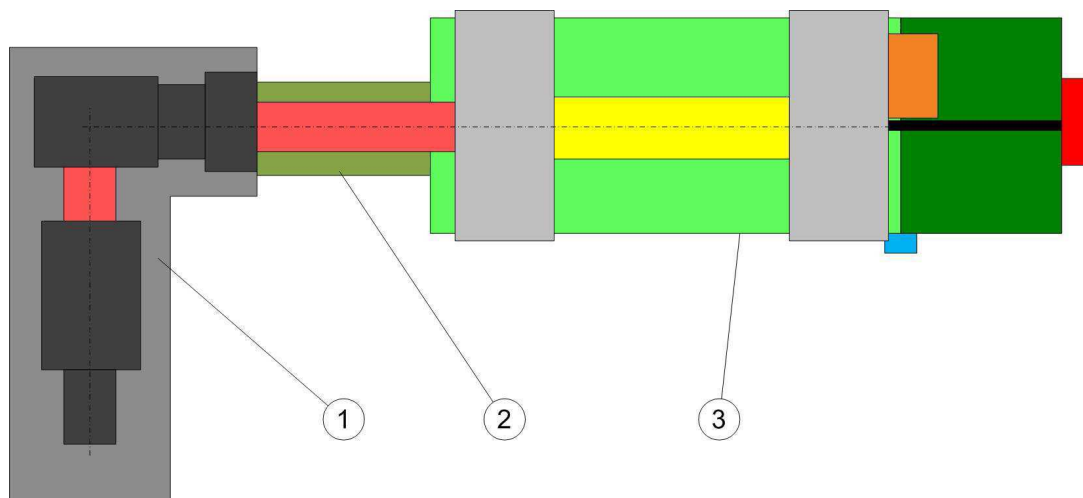


Obrázek 1 – Dělicí linka [8]

- | | | | |
|-----|-----------------------------|-------|--------------------------|
| 1 | - Odvíjecí buben | 8 | - Napínací zařízení |
| 2÷4 | - Rovnací zařízení | 9 | - Příčné nůžky |
| 5 | - Kotoučové nůžky | 10 | - Navíjecí buben |
| 6 | - Šrotovací nůžky odstřížků | 11÷19 | - Manipulační část linky |
| 7 | - Smyčková jáma | | |

3.2 Kotoučové nůžky na podélné dělení plechu

Celé zařízení se skládá ze tří základních částí, kterými jsou pohonná jednotka (1), řezná jednotka (3) a spojení těchto jednotek pomocí dvou kardanových hřídelí (2).



Obrázek 2 – Schéma půdorysu kotoučových nůžek na podélné dělení plechu

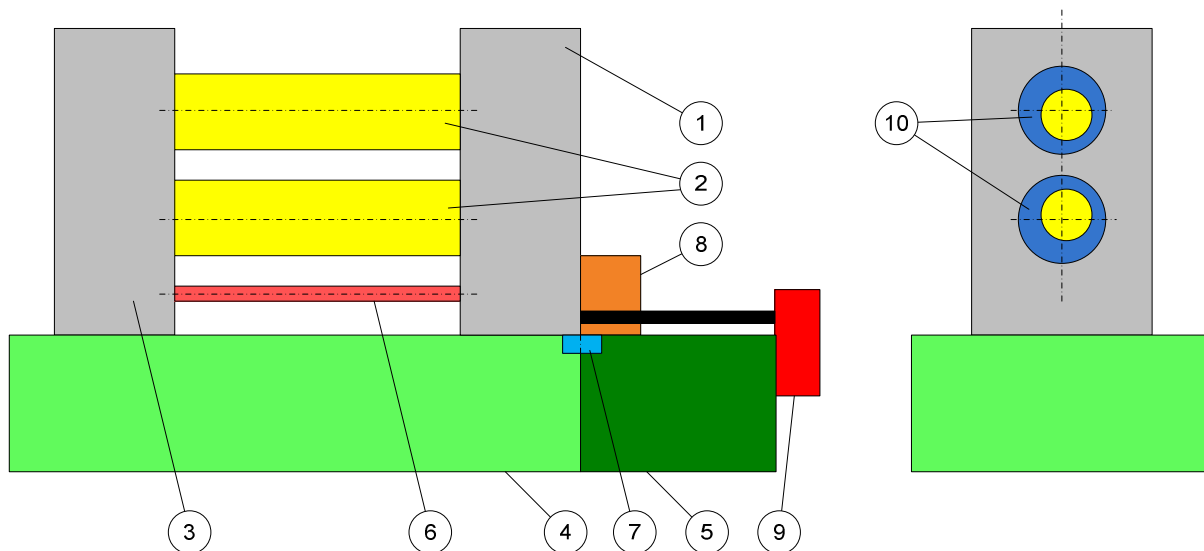
Na obrázku výše je půdorys celé sestavy zařízení. S vyznačenými základními konstrukčními skupinami.

- 1) Pohonná jednotka – Základem pohonné jednotky je kromě převodovky také motor. Tento motor je navrhován dle požadované rychlosti stříhání a také dle momentů, které při řezném procesu vznikají.
- 2) Kardanové hřídele – Tyto hřídele spojují pohonnou a řeznou jednotku. Použití těchto speciálních hřídelí je nutné, protože řezná jednotka obsahuje dvě nožové hřídele nad sebou. Tyto nožové hřídele jsou přestavitelé tak, že mohou měnit svou osovou vzdálenost. Kvůli této přestavitelnosti nemůže být pohonná a řezná jednotka spojena pevně obyčejnými hřídelemi.
- 3) Řezná jednotka – Jak již bylo řečeno, základem řezné jednotky jsou dvě nožové hřídele, na kterých jsou uloženy nože. Důležitý požadavek na tuto část zařízení je kromě tuhosti také umožnit změnu osové vzdálenosti nožových hřídelí a také umožnit výměnu nožů. Tato práce se zabývá především návrhem řezné jednotky, takže bude detailně popsána ještě v dalších kapitolách.

3.3 Popis řezné jednotky

Řezná jednotka je schematicky znázorněna na obrázku níže, kde jsou zapozicovány její základní části. Tyto části jsou následně použity v popisu funkcí řezné jednotky.

Následující schéma řezné jednotky je samozřejmě pouze jedno z možných principiálních řešení. Toto řešení se však v současnosti používá v zadávající organizaci TS Plzeň a také u dalších konkurenčních podniků.



Obrázek 3 – Současné řešení řezné jednotky

1	- Posuvná skříň	6	- Rozvodová hřídel
2	- Nožové hřídele	7	- Otočný kloub
3	- Pevná skříň	8	- Převody pro přestavování hřídelí
4	- Základní rám nůžek	9	- Pohon pro posuvnou skříň
5	- Odklápěcí rám	10	- Excentrická pouzdra

3.3.1 Funkce řezné jednotky

a) **Stříhání plechu** - Základní funkcí řezné jednotky je samozřejmě stříhání plechu, který projíždí mezi nožovými hřídelemi (2), na různě široké pásy.

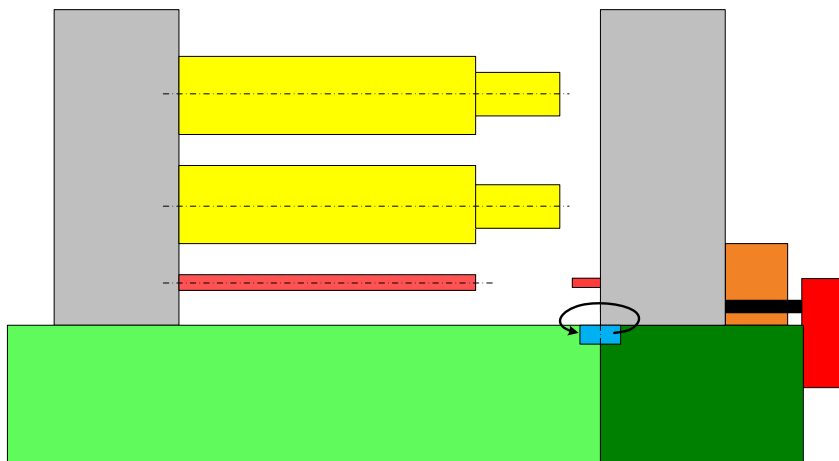
b) **Přestavování hřídelí** - Toto přestavování je zajištěno pomocí ozubených kol. Ke každému excentrickému pouzdru (10) je přišroubováno ozubené kolo. Ozubená kola dvou excentrických pouzder spolu zabírají.

Pokud se tedy otočí jedno ozubené kolo a s ním samozřejmě příslušné excentrické pouzdro, tak díky excentrickému uložení nožových hřídelí (2) v těchto pouzdrech, dochází ke změně osové vzdálenosti hřídelí. Otáčení zmiňovaných ozubených kol je poháněno ručně přes šnekový převodový mechanismus (8).

Tento pohyb musí být stejný na obou stranách řezné jednotky, proto je zde umístěna rozvodová hřídel (6), která zajistí stejné pootočení na pevné (levé) i posuvné (pravé) straně řezné jednotky.

Všechna ozubená kola jsou vůči sobě předepnuta pro vymezení vůlí.

c) **Výměna nožů** - To je zde řešeno tak, že jedna strana uložení hřídelí je výsuvná. Pokud je tedy třeba vyměnit nože umístěné na nožových hřídelích (2) musí odjet posuvná skříň (1) včetně ložisek a distančních pouzder. Celá tato skříň odjede na odklápečí rám (5) a tento rám se následně otočí kolem kloubu (7). Tím je umožněno sejmout nože z nožových hřídelí a nasunout na ně nože nové.



Obrázek 4 – Způsob výměny nožů u současného řešení

Zde je důležité zdůraznit, že uložení hřídelí na odsouvající se straně je velmi specifické. V ložiskách, která odjíždějí i se skříní je nalisováno pouzdro do kterého se nasouvá příslušná nožová hřídel. Z toho vyplývá, že mezi hřídelí a pouzdem je vůle, která způsobuje nesymetrické zatížení celého uložení. To však bude popsáno ve výpočtu ložisek.

3.3.2 Základní parametry řezné jednotky

Každý stroj včetně kotoučových nůžek má některé charakteristické parametry, které jsou udávány výrobcem. Tyto parametry jsou níže vypsány a stručně je také naznačeno, jak ovlivňují konstrukci kotoučových nůžek.

Jsou to také parametry, které byly zadány pro návrh nové řezné jednotky, což je cílem této práce.

- a) Maximální šířka plechu, kterou jsou nůžky schopny zpracovat
 - Silně ovlivňuje rozměry řezné jednotky
- b) Maximální rychlost
 - Ovlivňuje výběr motoru, jelikož rychlost pásu plechu je závislá na otáčkách hnacího motoru
- c) Maximální tloušťka plechu
 - Má spolu s pevností stříhaného materiálu nejzásadnější vliv na řeznou sílu.
- d) Maximální počet řezů (kolik je možno použít nožů)
 - Výrazně ovlivňuje zatížení nůžek. Zatížení se počítá jako řezná síla vynásobená počtem řezů.

4 KONKURENČNÍ SPOLEČNOSTI

V této kapitole jsou uvedeny některé konkurenční společnosti firmy TS Plzeň, které vyrábějí kotoučové nůžky na plech. Cílem následujících odstavců není popsat firmy jako takové, ale pouze základní parametry jejich konkurenčních výrobků, kde speciální pozornost je věnována přestavování nožových hřídelí.

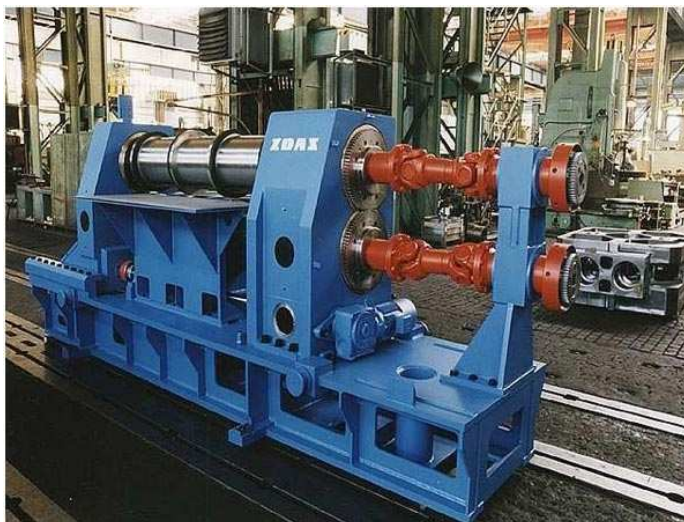
4.1 ŽĐAS a.s.

Nožové hřídele se zde přestavují pomocí excentrických pouzder, v nichž jsou tyto hřídele uloženy. Pootočením těchto pouzder dochází k požadované změně osové vzdálenosti nožových hřídelí. Díky použití synchronizační hřídele je pohyb rovnoměrný na obou stranách.

Základní parametry

Max. tloušťka pásu [mm]	Max. šířka pásu [mm]	Max. řezná rychlost [m/min]	Počet řezů
8	1550	150	13

Tabulka 1 – Základní parametry řezné jednotky firmy ŽĐAS a.s. [9]



Obrázek 5 – Řezná jednotka firmy ŽĐAS a.s. [9]

4.2 GEORG

Tato německá firma řeší přestavování nožových hřídelí obdobně jako firma ŽĐAS, proto budou uvedeny rovnou základní parametry stroje.

Základní parametry

Max. tloušťka pásu [mm]	Max. šířka pásu [mm]	Max. řezná rychlost [m/min]	Počet řezů
10	2000	600	13

Tabulka 2 – Základní parametry řezné jednotky firmy GEORG [10]



Obrázek 6 – Řezná jednotka firmy GEORG [10]

4.3 King Jime

Tato původem japonská firma řeší přestavování nožových hřídelů za pomoci pohybových šroubů na obou stranách stroje. Při přestavování se hýbe pouze horní nožová hřídel. Spodní hřídel je pevně uložena ve stojanu.



Obrázek 7 – Řezná jednotka firmy King Jime [11]

Základní parametry

Max. tloušťka pásu [mm]	Max. šířka pásu [mm]	Max. řezná rychlost [m/min]	Počet řezů
8	2000	120	30

Tabulka 3 – Základní parametry řezné jednotky firmy King Jim [11]

5 UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ

Již v předchozích kapitolách bylo uvedeno, že se tato práce bude zabývat konstrukčním řešením řezné jednotky kotoučových nůžek. Na základě požadavků zadávající organizace je třeba však toto zadání ještě více upřesnit. V předchozí kapitole 3.3 bylo zjednodušeně vysvětleno současné konstrukční řešení řezné jednotky. Toto řešení je jistě spolehlivé, ale má pár svých nevýhod:

- a) Jednou z nich je velmi složitá montáž. Jak již bylo naznačeno, tak celý mechanismus přestavování hřídelí obsahuje mnoho ozubených kol, které vůči sobě musí být předepruty a to dělá z montáže velmi náročnou činnost.
- b) Další nevýhodou je, že excentrická pouzdra jsou sice velmi tuhé řešení, ale zároveň zabírají příliš mnoho místa. Znamená to tedy, že excentrická pouzdra ubírají místo, které by mohlo být použito pro větší ložiska.
Do této doby nebyla tato nevýhoda relevantní, protože zadávající organizace vyráběla řezné jednotky pouze pro stříhání plechu o tloušťce max. 2,5 mm. Nyní je však tendence začít vyrábět robustnější nůžky pro stříhání plechu o tloušťce až 5 mm. To však způsobuje významný nárůst střížné síly. Pro spočtené zatížení je třeba použít ložiska tak velká, že se již nedají zakomponovat do současného řešení.
- c) Poslední nevýhoda spočívá ve výměně nožů. Na odklápěcím rámu viz obrázek 4 je vedení pro posuvnou skříň. Toto vedení však navazuje na vedení na základním rámu. Při odklopení tedy dochází k rozdělení tohoto vedení. V praxi však vznikají problémy, kdy toto vedení po zaklopení rámu na sebe přesně nenavazuje a musí se ručním způsobem odklápěcí rám přesně usazovat.

Z uvedených nevýhod již vyplývá, čím přesně se bude tato práce zabývat. Zadávající organizace chce přijít s novým principem přestavovacího mechanismu a také novým způsobem jak zajistit výměnu nožů. Tyto změny by měly vyřešit výše uvedené nevýhody.

Zadané parametry:

Max. tloušťka pásu [mm]	Max. šířka pásu [mm]	Max. řezná rychlost [m/min]	Počet řezů
5	650	120	13

Tabulka 4 – Základní zadané parametry řezné jednotky

Definice stříháného materiálu:

Tažnost $\varepsilon = 0,3$
Pevnost materiálu $\sigma_p = 700 \text{ MPa}$

6 TEORIE STŘIHU

V této kapitole bude postupně popsáno, jak se tvoří střížná plocha, co je potřeba k dosažení kvalitního stříhu a také budou určeny potřebné geometrické parametry. Ze zadání a těchto geometrických parametrů se poté vypočtou střížné síly a vzniklé kroučící momenty. Ze silových účinků a dalších požadavků bude nakonec vypočten potřebný pohon pro navrhované kotoučové nůžky.

6.1 Tvoření střížné plochy

Celá tato práce pojednává o kotoučových nůžkách, proto je vhodné určit, o jaký typ stříhání se v tomto případě jedná. Stříhání se dá mimo jiné dělit na objemové a plošné, kde objemové stříhání je např. dělení trubek nebo tyčí. V případě kotoučových nůžek se však jedná o stříhání plechů, čili plošné stříhání. Dále se uvažuje stříhání za studena (bez předehřevu materiálu). Podrobně se tímto dělením a názvoslovím zabývá norma ČSN 22 6001.

Obecné principy však platí pro všechny druhy stříhání. Můžeme tedy říci, že průběh tvorby střížné plochy se dá rozdělit na čtyři základní fáze:

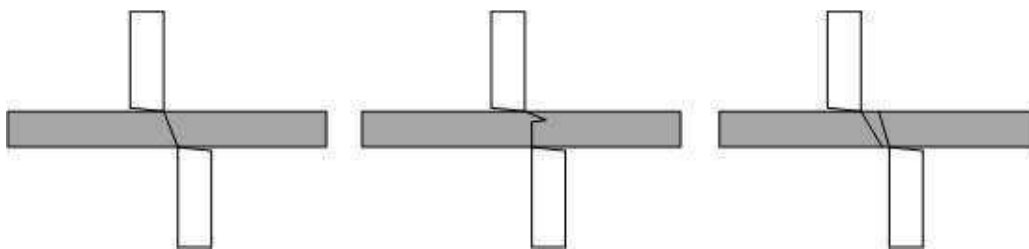
- 1) Pružná fáze – Napětí se nachází pod mezí kluzu, čili v materiálu vznikají pouze elastické deformace.
- 2) Tvárná fáze – U střížných hran se soustřeďuje napětí, které překračuje mez kluzu a iniciuje vznik střížné plochy.
- 3) Fáze porušení – Napětí již dosáhlo meze pevnosti materiálu, což způsobuje vznik trhlin u střížných hran, které se postupně zvětšují a přibližují k sobě.
- 4) Fáze oddělení – Při správné volbě geometrických parametrů se tyto trhliny spojí a dojde k oddělení materiálu.

Na kvalitu střížné plochy má vliv mnoho faktorů. Nejdůležitější jsou např.:

- Střížná vůle
- Ostrost nástrojů
- Jakost materiálu

Vliv střížné vůle na kvalitu stříhu

Pokud je střížná vůle nastavená na správnou hodnotu, trhliny na obou stranách materiálu se spojí a utvoří hladký řez jak je vidět na obrázku vlevo. Pokud je však vůle malá (obr. uprostřed) nebo příliš velká (obr. vpravo) vznikají nerovné povrchy.



Obrázek 8 – Vliv střížné vůle na kvalitu stříhu

6.2 Podmínka vtažení pásu do kotoučových nůžek

Tato podmínka rozhoduje o tom, jestli bude pás plechu přirozeně vtažen mezi kotoučové nože. Jak je vidět ze silových poměrů na obrázku 9, působí zde dvě vodorovné síly. Je zřejmé, že pokud má být materiál vtažen mezi kotoučové nože, musí platit vztah:

$$T \cdot \cos \alpha > N \cdot \sin \alpha \quad (6-01)$$

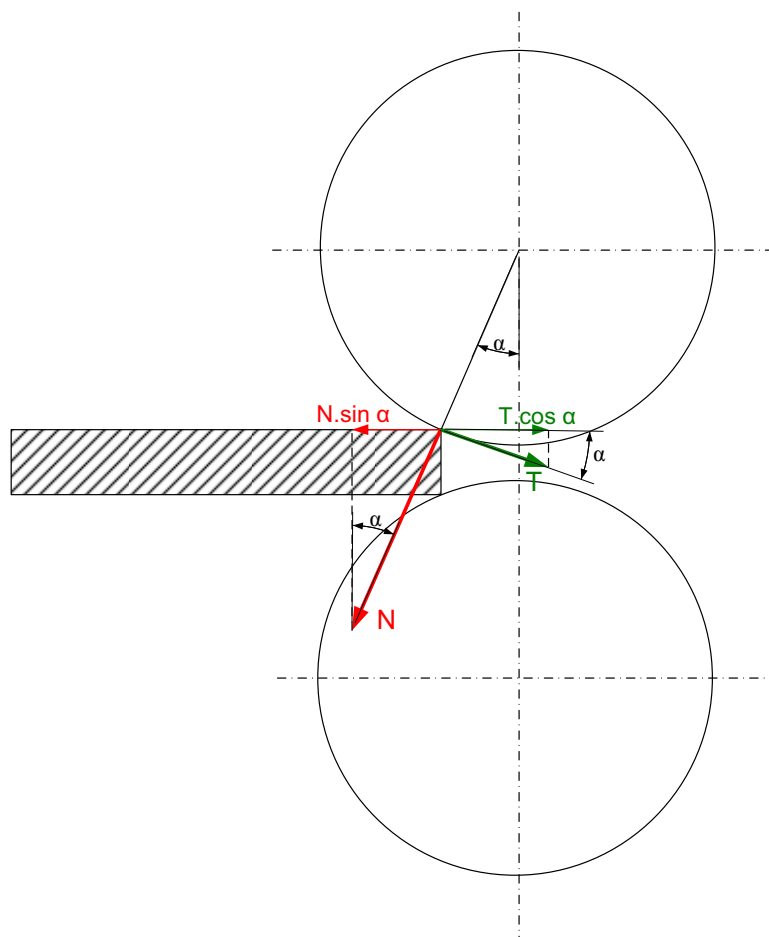
Tento výraz můžeme dále jednoduše upravit:

$$N \cdot f \cdot \cos \alpha > N \cdot \sin \alpha \quad (6-02)$$

$$\operatorname{tg} \varphi > \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \Rightarrow \operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \alpha \quad (6-03)$$

$$\underline{\underline{\varphi > \alpha}} \quad (6-04)$$

Kde f je součinitel tření a φ je třecí úhel.



Obrázek 9 – Podmínka vtažení pásu

Z předchozího výpočtu a obrázku tedy vyplývá, že třecí úhel musí být větší než záběrový úhel α . Pro další výpočty byl na základě konzultací se zadávající firmou zvolen záběrový úhel 10° . Tato hodnota již patří v teorii spíše k horní hranici. V praxi je však teoretická podmínka vtažení pásu často porušována, ale dá se obejít tím, že se pás mezi kotouče trochu vtlačuje.

6.3 Stanovení geometrických parametrů nůžek

Následující výpočty geometrických parametrů nůžek a také výpočty střížných sil jsou provedeny na základě literatury [6].

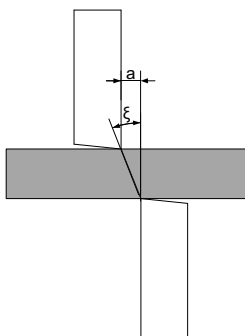
a) Zadané parametry

Tloušťka stříhaného materiálu ...	$t = 5\text{mm}$
Pevnost stříhaného materiálu ...	$\sigma_P = 700\text{MPa}$
Tažnost stříhaného materiálu ...	$\varepsilon = 0,3$

b) Zvolené parametry

Tyto parametry byly zvolené na základě konvencí firmy TS Plzeň.

Překrytí nožů ...	$x = 1\text{mm}$
Koeficient vniknutí střížných hran ...	$k = 0,5$
Koeficient nástřihu materiálu ...	$k_1 = 35$
Koeficient otupení nožů ...	$k_2 = 1,5$
Poměr pevnosti v tahu a smyku ...	$k_3 = 0,8$
Koeficient nožové vůle ...	$k_4 = 1,3$
Předběžný úhel záběru ...	$\alpha_0 = 10^\circ$
Střížný úhel ...	$\xi = 4^\circ$
Koeficient měrné stříhové práce ...	$n_s = 0,785$
Rychlostní konstanta ...	$k_v = 1,3$



Obrázek 10 – Střížná vůle a střížný úhel

c) Vypočtené parametry

Vůle mezi noži

$$a = \frac{t \cdot \operatorname{tg} \xi}{(1 - k)} = \frac{5 \cdot \operatorname{tg} 4^\circ}{(1 - 0,5)} = \underline{\underline{0,7\text{mm}}} \quad (6-05)$$

Minimální průměr kotoučových nožů

$$D_{\min} = \frac{t + x}{(1 - \cos \alpha)} = \frac{5 + 1}{(1 - \cos 10^\circ)} \cong \underline{\underline{395\text{mm}}} \quad (6-06)$$

Skutečný průměr nožů – s přídatkem na 15 broušení

Katedra konstruování strojů

Martin Švec

$$D = D_{\min} + 15 \cdot (2 \cdot 0,5) = \underline{\underline{410mm}} \quad (6-07)$$

Skutečný záběrový úhel

$$\alpha = \arccos\left(1 - \frac{x+t}{D}\right) = \arccos\left(1 - \frac{5+1}{410}\right) = \underline{\underline{9,8^\circ}} \quad (6-08)$$

Šířka nožů

$$S_n = 0,06 \cdot D = 0,06 \cdot 410 \cong \underline{\underline{25mm}} \quad (6-09)$$

Střížná plocha

$$A = \frac{t^2}{4 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{5^2}{4 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{9,8}{2}\right)} = \underline{\underline{72,8mm^2}} \quad (6-10)$$

Koeficient stříhaného materiálu

$$\varepsilon_s = 1,4 \cdot \frac{k_1}{100} = 1,4 \cdot \frac{35}{100} = \underline{\underline{0,49}} \quad (6-11)$$

Osová vzdálenost

$$o = D - x = 410 - 1 = \underline{\underline{409mm}} \quad (6-12)$$

Poměrná hloubka vniknutí nože, kdy nastane odtržení materiálu

$$\varepsilon_o = 1,2 \cdot \varepsilon = 1,2 \cdot 0,3 = \underline{\underline{0,36}} \quad (6-13)$$

Měrná střížná práce

$$a_s = n_s \cdot k_3 \cdot \sigma_p \cdot \varepsilon_o = 0,785 \cdot 0,8 \cdot 700 \cdot 0,36 = \underline{\underline{158,3MPa}} \quad (6-14)$$

Střížný úhel po vtažení materiálu

$$\alpha_s = \arccos\left(\left(o - t \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_o}{2}\right)\right) \cdot \frac{1}{D}\right) = \arccos\left(\left(409 - 5 \cdot \left(1 - \frac{0,36}{2}\right)\right) \cdot \frac{1}{410}\right) = \underline{\underline{9,0^\circ}} \quad (6-15)$$

6.4 Výpočet střížných sil

Předchozí parametry, které byly spočtené, zadané či zvolené budou nyní použity pro výpočet střížné síly. Střížná síla bude vypočtená podle čtyř různých metod.

Střížná síla dle Koroleva

$$F = \frac{k_1}{100} \cdot A \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot \sigma_p = \frac{35}{100} \cdot 72,8 \cdot 1,5 \cdot 0,8 \cdot 1,3 \cdot 700 = \underline{\underline{28037N}} \quad (6-16)$$

$$M = \frac{F \cdot D}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{28037 \cdot 410}{2 \cdot \sin 9,8} = \underline{\underline{979,7Nm}} \quad (6-17)$$

Střížná síla dle Zubcova

$$F = \frac{k_1}{100} \cdot A \cdot \sigma_p = \frac{35}{100} \cdot 72,8 \cdot 700 = \underline{\underline{17835N}} \quad (6-18)$$

$$M = \frac{F \cdot D}{2 \cdot \sin \alpha} = \frac{17835 \cdot 410}{2 \cdot \sin 9,8} = \underline{\underline{623,2 Nm}} \quad (6-19)$$

Střížná síla dle Celikova a Nosala

$$F = \frac{t^2 \cdot a_s}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot k_v \cdot k_2 \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha_s}{x}\right) = \frac{5^2 \cdot 158,3}{2 \cdot \operatorname{tg} 9,8} \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot \left(1 + \frac{\operatorname{tg} 9^\circ}{1}\right) = \underline{\underline{28100 N}} \quad (6-20)$$

$$M = F \cdot \frac{D}{1000} \cdot \sin \alpha_s = 28100 \cdot \frac{410}{1000} \cdot \sin 9^\circ = \underline{\underline{1811,5 Nm}} \quad (6-21)$$

Shrnutí výsledků jednotlivých metod

Metoda	Střížná síla [N]	Kroutící moment pro všechny řezy [Nm]
Podle Koroleva	28 037	979,7
Podle Zubcova	17 835	623,2
Podle Celikova	14 871	519,6
Podle Celikova a Nosala	28 100	1 811,5

Tabulka 5 – Výsledné střížné síly a kroutící momenty

Druhý sloupec výše uvedené tabulky tedy udává střížnou sílu na jeden pár nožů dle příslušné metody výpočtu. Poslední Sloupec zase udává kroutící moment, způsobený stříhem jedním párem nožů. Těchto stříhů musí být ovšem uvažováno dle zadání 13. Proto při navrhování motoru a při pevnostním výpočtu hřídelí bude celkové silové zatížení třináctkrát větší.

6.5 Návrh motoru

Ze zadané požadované rychlosti stříhání lze vypočítat potřebné otáčky nožů, potažmo motoru. Rychlost stříhání je vlastně obvodová rychlost kotoučového nože. Pro stanovení potřebných otáček se bude uvažovat minimální průměr nože – po 15 broušeních.

$$n = \frac{v}{\pi \cdot \frac{D_{\min}}{1000}} = \frac{120}{\pi \cdot \frac{395}{1000}} = \underline{\underline{96,7 \text{ min}^{-1}}} \quad (6-22)$$

Výkon motoru se spočte z otáček a potřebného kroutícího momentu. Kroutící moment se stanoví jako součin počtu řezů a vypočteného kroutícího momentu dle metody Celikova a Nosala, která podává nejvyšší hodnoty nejen tohoto momentu ale také střížné síly.

$$M_{Kc} = 13 \cdot M = 13 \cdot 1811,5 = \underline{\underline{23549,5 Nm}} \quad (6-23)$$

$$P = 2\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot M_{Kc} = 2\pi \cdot \frac{96,7}{60} \cdot 23549,5 = \underline{\underline{238,5 kW}} \quad (6-24)$$

7 SYSTEMATICKÝ NÁVRH VARIANT ŘEZNÉ JEDNOTKY

Na konci této kapitoly budou navrženy tři konstrukční varianty řezné jednotky kotoučových nůžek. Všechny tyto varianty budou vycházet z funkcí, které musí být řezná jednotka schopna zajistit. Z tohoto tvrzení je tedy také zřejmý i postup návrhu variant, který je následující.

Nejprve se určí hlavní funkce řezné jednotky a k nim příslušející pomocné funkce. Po té se ke každé pomocné funkci přiřadí několik orgánů, které jsou schopny tuto funkci zajistit. Pokud pro každou pomocnou funkci vybereme jeden orgán, vznikne jedna varianta řešení. Tento postup bude přehledně zanesen do tzv. morfologické matice.

7.1 Funkční struktura

Základní neboli hlavní funkce řezné jednotky byly již uvedeny v kapitole 3.3. Nyní však budou rozvedeny detailněji.

7.1.1 Stříhání pásu plechu

Tato funkce je samozřejmě nejdůležitější, jelikož se však jedná o řeznou jednotku kotoučových nůžek, nebudou uvedeny další principiální varianty, jak podélně dělit plech. S ohledem na zadání budou tedy mít všechny konečné konstrukční varianty tuto funkci zajištěnou stejným způsobem, a to stříháním kotoučovými noži. Z tohoto důvodu nebude tato funkce uvedena ani v morfologické matici, protože by nepodávala žádné alternativní řešení, čili by neměla žádný přínos.

7.1.2 Umožnit přestavování nožových hřídelí

Tato funkce může být rozdělena do následujících pomocných funkcí.

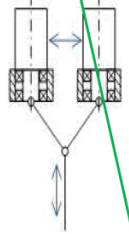
- 1.1 Mechanismus přestavování
- 1.2 Aretace polohy hřídelí
- 1.3 Svázání jednotlivých pohybů
- 1.4 Zajistit pohon
- 1.5 Zajistit mechanické převody od pohonu

7.1.3 Umožnit výměnu nožů

Výměnu nožů lze také rozepsat do několika pomocných funkcí, které společně tvoří komplexní řešení.

- 2.1 Umožnit nasazení nožů na hřídel
- 2.2 Zajistit prostor kombinací pohybů
- 2.3 Zajistit pohon

7.2 Morfologická matice

		Orgány				
č.funkce	Pomocné funkce	Pohybový šoub	Klínový mechanismus	Přímý pohon	Pastorek - hřeben	
1.1	Mechanismus přestavování					
1.2	Aretace polohy hřídelí	Třením	Samolíným pohonem	Rohatka - západka		
1.3	Svázání jednotlivých pohybů	Svázán pohyb obou hřídelí na obou stranách	Svázán pohyb na každé straně hřídelí zvlášť	Pro každý pohyb vlastní pohon	Svázán pohyb jedné hřídele na obou stranách	
1.4	Zajistit pohon	Hydraulický	Elektrický	Pneumatický	Ruční	
1.5	Zajistit mechanické převody	Ozubené převody	Řemenové převody	Bez převodových prvků	Řemeny Závit	
2.1	Umožnit nasazení nožů na hřídel	Jedna odsouvající se strana uložení hřídelí	Dělená ložiska (rozjetí jedné strany uložení)	Dělená hřídel		
2.2	Kombinace potřebných pohybů	2x posuvný	1x posuvný	Posuvný + otočný		
2.3	Potřebné pohony	Hydraulický	Elektrický	Pneumatický	Ruční	

Tabulka 6 – Morfologická matice

7.3 Popis konstrukčních variant řezné jednotky

Z výše uvedené morfologické matice jsou zřejmé tři varianty, které jsou barevně odlišeny. Pro jednoduchost budou nazývány následovně:

Oranžová	– Varianta A
Modrá	– Varianta B
Zelená	– Varianta C

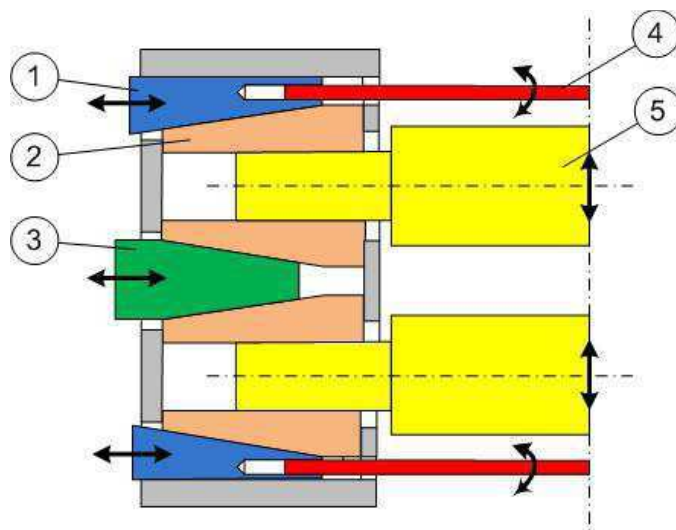
7.3.1 Konstrukční varianta A

V této konstrukční variantě je přestavování nožových hřídelí (5) realizováno pomocí klínového mechanismu. Hlavní přestavovací klín (3) je poháněn hydraulickým přímočarým motorem do přesné polohy, která určí osovou vzdálenost nožových hřídelí.

Horní a spodní klíny (1) slouží k aretaci hřídelí v požadované poloze. Jak je zřejmé ze schématu níže, tyto klíny (1) jsou spojené hřídelí (4) s druhou stranou řezné jednotky. Tato hřídel má na svých koncích opačné závity, a tak jejím otáčením dochází k synchronnímu pohybu klínů (1) na obou stranách řezné jednotky. Je tedy zřejmé, že jsou potřeba dva elektrické motory, kde jeden je použit pro pohon obou horních klínů a druhý pro pohon obou spodních klínů. Pohyb těchto dvou motorů nemusí být příliš synchronizovaný, jelikož poloha nožových hřídelů, resp. jejich osová vzdálenost, je určena klínem (3).

Nožové hřídele jsou uloženy v ložiskových domečcích (2), které mají zkosenou vnější část, která se stýká s klíny (1) a (3).

V morfologické matice je také zanesen způsob výměny nožů. Ta je v této variantě zajištěna kombinací posuvného a otočného pohybu jedné strany uložení nožových hřídelí.



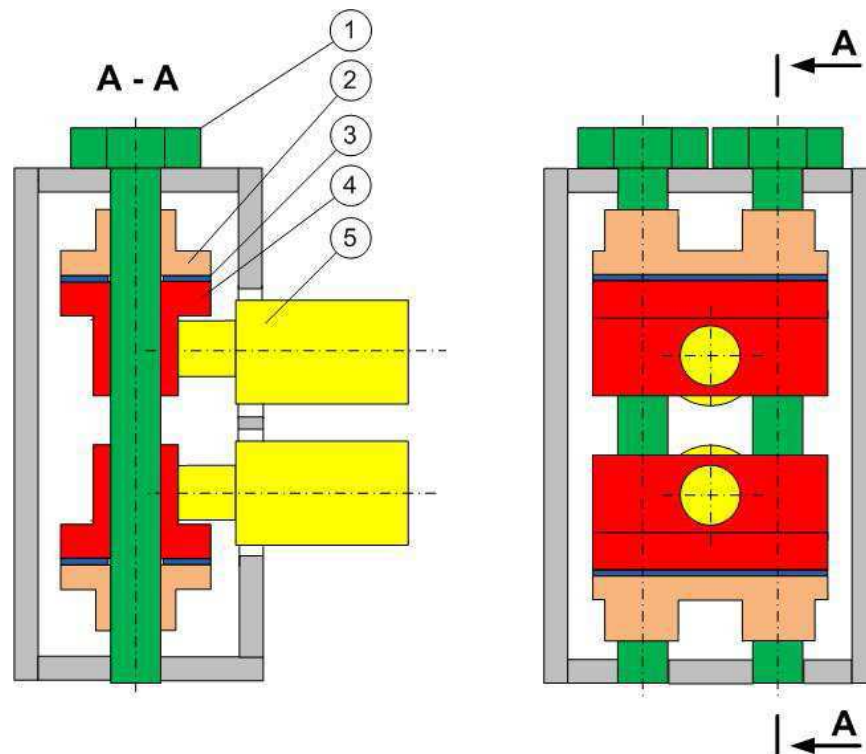
Obrázek 11 – Konstrukční varianta A

7.3.2 Konstrukční varianta B

Tato varianta používá k přestavování hřídelí čtyři pohybové šrouby (1) tak, jak je znázorněno na schématu níže. Na každé straně řezné jednotky jsou tedy dva pohybové šrouby, které procházejí ložiskovými domečkami (4) obou hřídelí (5). Ložiskové domečky zde fungují jako jedna část dělené matice, kde druhou část dělené matice představuje na obrázku součást (2). Mezi těmito součástmi je vložena podložka (3), která zajistí vymezení vůlí v závitu.

Každá strana řezné jednotky obsahuje dvě dělené matice, ve kterých jsou vyrobeny opačné závity, tzn. v jedné je vyroben levý závit a ve druhé naopak pravý závit. Otáčením pohybových šroubů tedy dochází ke změně osové vzdálenosti nožových hřídelí při zachování stále stejné řezné roviny. Pohybové šrouby jsou spojeny mechanickou vazbou na jedné straně řezné jednotky tak, aby se zabránilo přičení ložiskových domečků. Z toho vyplývá, že každá strana řezné jednotky má svůj vlastní pohon, který pohání vždy dva příslušné pohybové šrouby. Mezi těmito dvěma elektrickými motory je elektrická vazba, která synchronizuje jejich pohyb.

Z morfologické matice také vyplývá, že aretace hřídelí bude zajištěna klínem. Dalším důležitým konstrukčním prvkem je možnost odjíždění jedné strany uložení řezných hřídelí. V této variantě je použita kombinace dvou posuvných pohybů, které jsou zapotřebí pro vytvoření prostoru pro výměnu nožů.



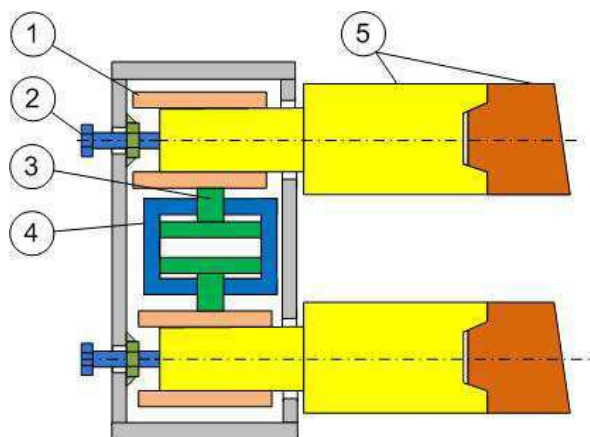
Obrázek 12 – Konstrukční varianta B

7.3.3 Konstrukční varianta C

Poslední uvedená konstrukční varianta je značně odlišná od předchozích. K přestavování nožových hřídelí zde není použit žádný převodový mechanismus, ale poloha hřídelí je přímo určena příslušnou pístnicí (3) hydraulického motoru (4). Přímočarý hydraulický motor je zde použit ve variantě se dvěma pístnicemi, kde tlak hydraulické kapaliny musí být samozřejmě hlídán před oběma písty.

Hydraulický motor musí být tedy po celou dobu provozu zařízení pod tlakem. V tomto případě však dokáže v reálném čase reagovat na nepřesnost výroby a příhodnou změnou osové vzdálenosti ji odstranit, což je běžnou praxí u válcovacích stolic. Pohyb na obou stranách je synchronizován pomocí hydraulické vazby mezi jednotlivými motory.

Další zvláštností této varianty je dělená hřídel (5). Tato konstrukční úprava umožňuje výměnu nožů, bez toho aniž by muselo být na jedné straně hřídelí uložení s radiální vůlí. Obě části hřídele mohou být tedy uloženy v ložiskových domečcích (1) tak, že se zatížení přenesou rovnoměrně na obě strany uložení. Jednotlivé části hřídelí k sobě musí být přitlačovány, což je na schématu níže zjednodušeně znázorněno šroubem (2). Prostor pro výměnu nožů je zde vytvořen kombinací dvou posuvných pohybů, stejně jako ve variantě B.



Obrázek 13 - Konstrukční varianta C

7.4 Vyhodnocení konstrukčních variant

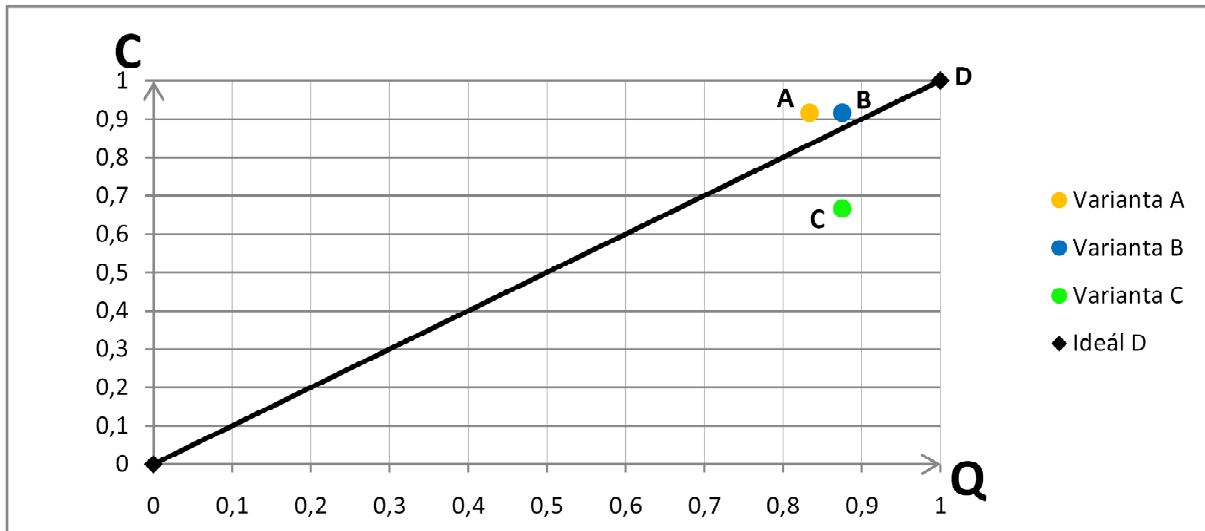
Jednotlivé varianty jsou v tabulce níže vyhodnoceny na základě kvalitativních a nákladových kritérií. Ke každé variantě a kritériu jsou přiřazeny body od jedné do čtyř, kde čtyři body znamená ideální splnění daného kritéria. V této tabulce je také uveden součet všech bodů zvlášť pro kvalitativní a zvlášť pro nákladová kritéria. Pokud tyto součty vydělíme ideálním počtem bodů, vznikne celkové normativní hodnocení.

Kritéria		Varianta A	Varianta B	Varianta C	Ideál
Jakost Q	Tuhost mechanismu pro výměnu nožů	3	4	4	4
	Tuhost přestavovacího mechanismu	4	4	3	4
	Zástavbové rozměry	3	3	4	4
	Přesnost nastavení osové vzdálenosti	4	4	3	4
	Počet pohonů	3	3	3	4
	Konstrukční složitost	3	3	4	4
	Celkové součtové hodnocení	20	21	21	24
	Celkové normativní hodnocení	0,83	0,88	0,88	1
Náklady C	Provozní náklady	4	4	2	4
	Náklady na pohony a příslušenství	4	4	3	4
	Náklady na montáž	3	3	3	4
	Celkové součtové hodnocení	11	11	8	12
	Celkové normativní hodnocení	0,92	0,92	0,67	1
Celkové pořadí		2	1	3	

Tabulka 7 – Vyhodnocení variant

Tato tabulka může být převedena na graf tak, že na vodorovnou osu vyneseme normativní hodnocení kvalitativních kritérií jednotlivých variant a na svislou osu naopak normativní hodnocení nákladových kritérií.

Jednotlivé varianty jsou tedy na grafu 1 zobrazeny jako body, kde ideální řešení má souřadnice [1;1]. Nejlepší varianta ze třech navrhovaných je taková, která je nejbližší tomuto ideálnímu bodu a má vyvážený poměr kvalitativních a nákladových kritérií. Tento poměr je v grafu demonstrován jako spojnice ideálního bodu s počátkem.



Graf 1 – Vyhodnocení variant

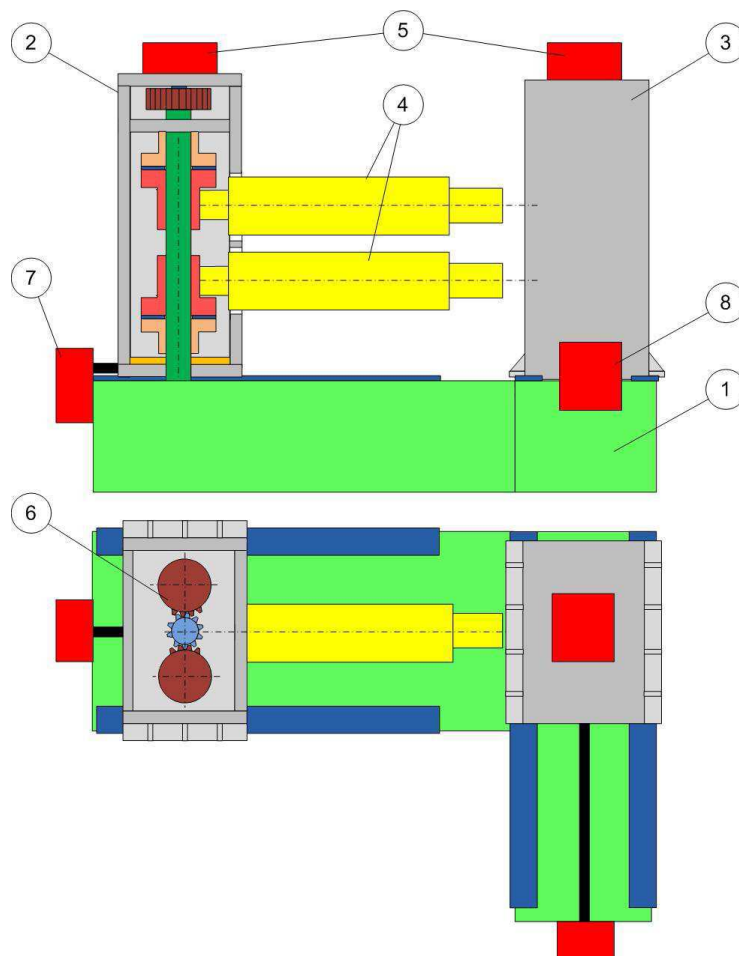
Z předchozího tabulkového a grafového vyhodnocení se jako nejlepší jeví varianta B. Po konzultaci se zadávající firmou byla tato varianta schválena pro následné detailnější vypracování a tomu tedy bude věnována následující část této práce.

8 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole bude blíže vysvětleno detailní konstrukční řešení. V počátku bude představena nejprve základní koncepce a konstrukční uspořádání stroje. Následně budou vpracovány jednotlivé konstrukční uzly, ze kterých bude nakonec složena navržená řezná jednotka.

8.1 Základní koncepce stroje

Na následujícím schématu je znázorněna navržená řezná jednotka. Řezné hřídele nejsou na obrázku usazeny v obou skříních, což znamená, že tato poloha není provozní, ale pouze ilustrační.



Obrázek 14 – Celkový koncept vybrané varianty

- 1 - Spodní rám (tvaru „L“)
- 2 - Skříň A (s pevným uložením hřídelí)
- 3 - Skříň B (s volným uložením hřídelí)
- 4 - Řezné hřídele
- 5 - Pohony přestavování hřídelí
- 6 - Soukolí (pohon + přestavovací šrouby)
- 7 - Pohon posuvu skříně A
- 8 - Pohon posuvu skříně B

8.2 Návrh nožové hřídele a jejího uložení

Tato kapitola je věnována pevnostnímu a tuhostnímu výpočtu nožové hřídele, ale také návrhu ložisek, ve kterých je tato hřídel uložena. Hřídel byla nahrazena nosníkem, kde každé ložisko představuje jednu podporu. Pevnostní a tuhostní výpočet byl proveden v programu MITCalc.

8.2.1 Sestavení výpočtového modelu

Na doporučení zadávající firmy bude výpočet dále proveden jako výpočet nosníku podepřeného pouze třemi podporami. Na jedné straně je totiž hřídel uložena v pouzdrů, které musí být schopno jednoduše odjet i s ložisky a celou skříní, ve které je tato strana hřídele uložena. Kvůli tomu musí být mezi hřídelí a tímto pouzdrům vůle, která způsobuje, že většina zatížení se přenáší na ložiska na druhé straně. Tato situace je v praxi řešena tak, že na odsouvající se straně se počítá pouze s jednou podporou neboli ložiskem (blíže k pevné straně), jelikož druhé ložisko nemá na únosnost téměř žádný vliv. Tato situace je schematicky znázorněna na obrázku níže.

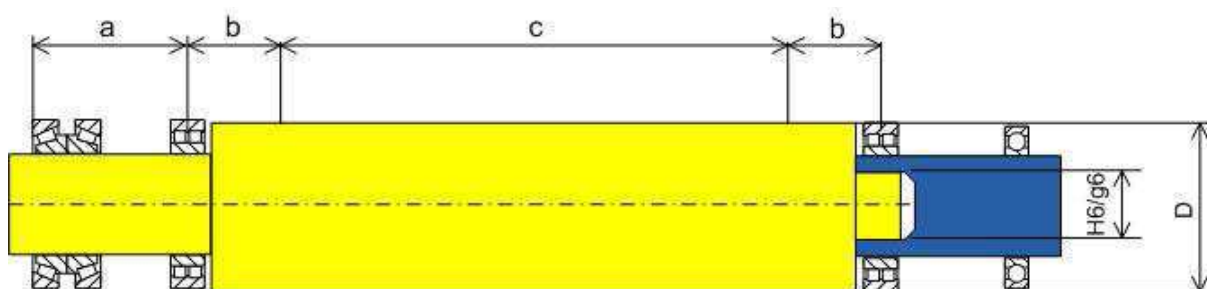
$$F_S = 28\,100\text{ N}$$

$$a = 270\text{ mm}$$

$$b = 175\text{ mm}$$

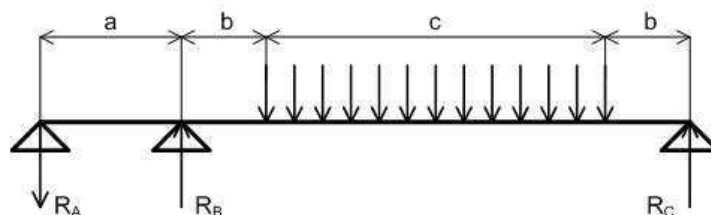
$$c = 650\text{ mm}$$

$$D = 300\text{ mm}$$



Obrázek 15 – Schéma nožové hřídele s uložením

Zde se může uvažovat rovnoměrné zatížení po celé hřídeli, jelikož tomuto stavu se přizpůsobuje i výroba při provozu kotoučových nůžek. Vždy se tedy snaží o symetrické zatížení a to nejlépe uprostřed. Na následujícím obrázku tedy každá šipka představuje spočtenou střižnou sílu F_S dle metody Celikova a Nosala, jejíž velikost již byla stanovena výše.

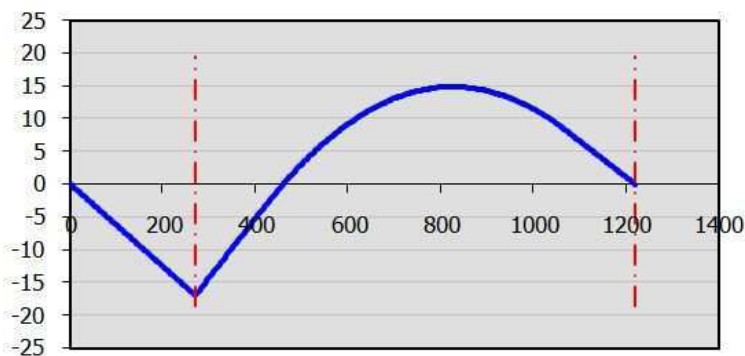


Obrázek 16 – Výpočtový model nožové hřídele

8.2.2 Pevnostní a tuhostní výpočet

Hřídel je vyrobená z materiálu ČSN 16 343 o mezi kluzu 690 MPa. Dovolené napětí je tedy 230 MPa za předpokládané bezpečnosti $k=3$.

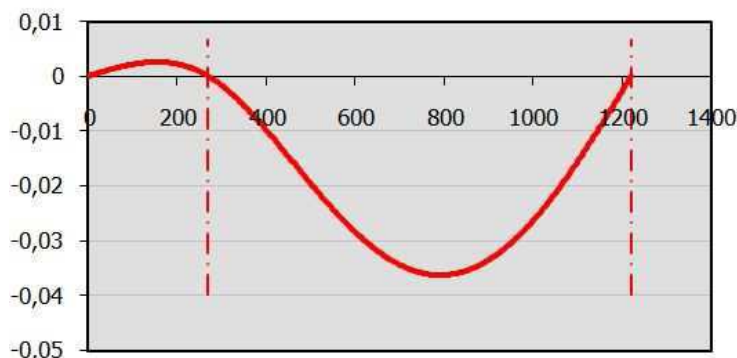
Na obrázku níže je znázorněn průběh napětí podél hřídele. Maximální hodnota tohoto napětí je 16,9 MPa, což v porovnání s dovoleným napětím vyhovuje.



Graf 2 – Průběh napětí podél hřídele

Na dalším obrázku je znázorněn průhyb hřídele. Kde dovolený průhyb je ze zavedených konvencí maximálně $1/20$ tloušťky stříhaného materiálu. Jelikož je maximální stříhaná tloušťka plechu 5mm, je tedy max. dovolený průhyb 0,25mm. Je to však opravdu maximální hodnota, při které by už však měla tato deformace značný vliv na kvalitu řezu, jelikož se musí uvažovat deformace také ostatních částí stroje.

Maximální průhyb však vyšel 0,036 mm, což je opět vyhovující hodnota, která zaručuje, že deformace hřídele nebude mít výrazný vliv na kvalitu řezného procesu.



Graf 3 – průběh průhybu podél hřídele

Z pevnostní a tuhostní kontroly jasně vyplývá, že zvolený průměr hřídele je více než dostačující a nabízí se tedy tento průměr zmenšit. Průměr se však měnit nebude ze dvou důvodů. Zaprvé nosník byl počítán s konstantním průřezem, což do jisté míry zkresluje reálné výsledky, protože hřídel má samozřejmě menší průměr v oblasti uložení. Druhý důvod je také to, že vypočtený průměr kotoučových nožů je 410 mm a k tomuto rozměru je adekvátní zvolit průměr hřídele zhruba 300 mm.

Dalším důležitým údajem jsou reakce v podporách, které poslouží pro návrh ložisek.

Ra [N]	Rb [N]	Rc [N]
165 346	407 654	146 398

Tabulka 8 – Reakce v podporách nožové hřídele

8.2.3 Návrh ložisek

Typy ložisek jsou zřejmé z obrázku 15, kde jsou znázorněny tyto ložiska:

- Dvojice kuželíkových ložisek (uspořádáno do X)
- Dvouřadé válečkové ložisko (s plným počtem válečků)
- Dvouřadé válečkové ložisko (s plným počtem válečků)
- Samotné kuličkové ložisko

Zvolené typy ložisek se liší od původního řešení firmy TS Plzeň. V původním řešení jsou použita válečková ložiska s klecí, která zde byla nahrazena ložisky s plným počtem valivých těles. Tato ložiska v době původního konstrukčního návrhu nebyla k dispozici, ale dnes se mohou s výhodou použít, jelikož mají výrazně vyšší únosnost, ale nesmí pracovat při vysokých otáčkách, což je přesně tento případ.

Tímto bylo dosaženo výrazného zmenšení rozměrů válečkových ložisek, proto bylo žádoucí zmenšit rozměry i ložiska v první podpoře, kde v původním řešení byla použita kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Tato ložiska by však pro přenos požadovaného zatížení musela být výrazně větší než nově použitá válečková s plným počtem valivých těles, proto byla nahrazena kuželíkovými ložisky, která mají vyšší únosnost při menších rozměrech.

Zatížení ložisek odpovídá reakcím v příslušných podporách. U výpočtu nosníku se nevyskytují žádné axiální síly, avšak z typu ložisek je zřejmé že při náhodném výskytu axiálních sil jsou ložiska schopné toto zatížení v malé míře přenést. Požadovaná minimální životnost ložisek pro radiální zatížení je 6000 hodin.

Dvojice kuželíkových ložisek – X uspořádání

Pro výpočet životnosti ložisek je třeba znát otáčky. Které již byly spočteny při návrhu motoru. Dynamická únosnost, která se označuje C , je v katalogu udávána přímo pro dvojici těchto ložisek. Zatížení ložiska je uvažováno dle předchozího vysvětlení pouze radiální, proto hodnota ekvivalentního zatížení F_e je rovna radiální síle, potažmo reakci od sřížných sil.

$$n = 96,7 \text{ min}^{-1}$$

$$F_{eA} = R_A = 165\,346 \text{ N}$$

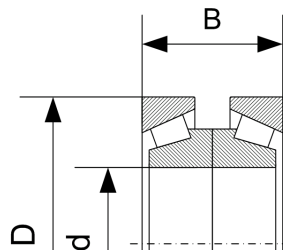
Označení ložiska: SKF 32228 J2/DF

Dynamická únosnost $C = 721\,000 \text{ N}$

Vnější průměr $D = 250 \text{ mm}$

Vnitřní průměr $d = 140 \text{ mm}$

Šířka ložiska $B = 91,5 \text{ mm}$



$$L_{hA} = \frac{16666,7}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_{eA}} \right)^3 = \frac{16666,7}{96,7} \cdot \left(\frac{721000}{165346} \right)^3 = \underline{\underline{23347h}} > 6000 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-01)$$

Levé dvouřadé radiální válečkové ložisko

$$n = 96,7 \text{ min}^{-1}$$

$$F_{eB} = R_B = 407654 \text{ N}$$

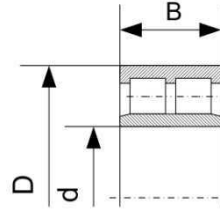
Označení ložiska: SKF NNF 5034 CV

Dynamická únosnost $C = 1\,230\,000 \text{ N}$

Vnější průměr $D = 260 \text{ mm}$

Vnitřní průměr $d = 170 \text{ mm}$

Šířka ložiska $B = 122 \text{ mm}$



$$L_{hB} = \frac{16666,7}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_{eB}} \right)^3 = \frac{16666,7}{96,7} \cdot \left(\frac{1230000}{407654} \right)^3 = \underline{\underline{6841h}} > 6000 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-02)$$

Pravé dvouřadé radiální válečkové ložisko

$$n = 96,7 \text{ min}^{-1}$$

$$F_{eC} = R_C = 146\,398 \text{ N}$$

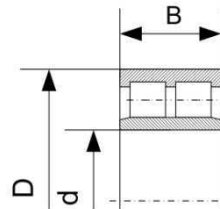
Označení ložiska: SKF NNF 5034 CV

Dynamická únosnost $C = 1\,230\,000 \text{ N}$

Vnější průměr $D = 260 \text{ mm}$

Vnitřní průměr $d = 170 \text{ mm}$

Šířka ložiska $B = 122 \text{ mm}$



$$L_{hC} = \frac{16666,7}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_{eC}} \right)^3 = \frac{16666,7}{96,7} \cdot \left(\frac{1230000}{146398} \right)^3 = \underline{\underline{207803h}} > 6000 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-03)$$

Kuličkové ložisko

Jak již bylo uvedeno výše, toto ložisko teoreticky nepřenáší žádné zatížení, avšak pro zachování určité symetričnosti a větší stability konstrukce se toto ložisko obvykle používá.

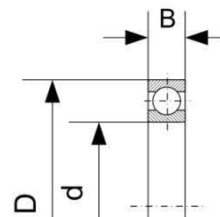
Označení ložiska: SKF 6228

Dynamická únosnost $C = 165\,000 \text{ N}$

Vnější průměr $D = 250 \text{ mm}$

Vnitřní průměr $d = 140 \text{ mm}$

Šířka ložiska $B = 42 \text{ mm}$

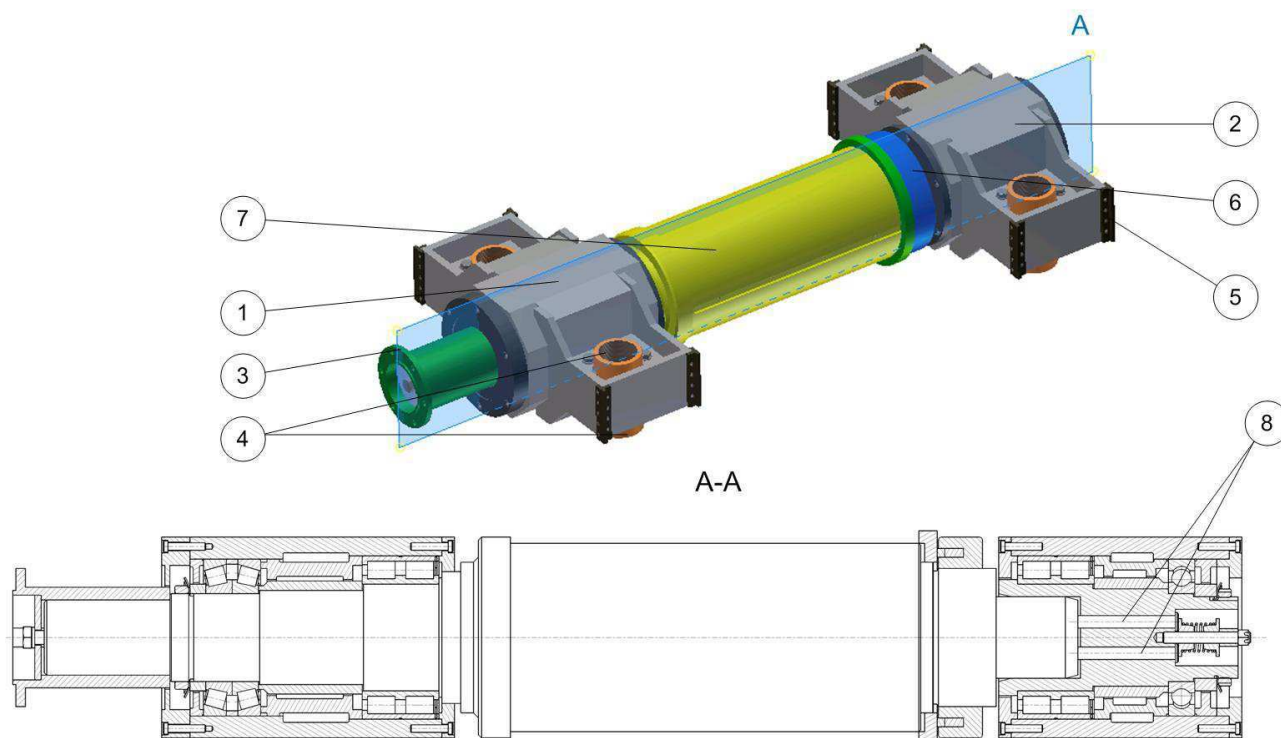


8.2.4 Uložení hřídele

Z předchozího popisu konstrukčního řešení vyplývá, že ložiska, potažmo hřídel, musí být uložena v ložiskovém tělese.

Na následujícím obrázku je znázorněna nožová hřídel (7), která je pevně uložena na levé straně v ložiskovém tělese A (1) a volně uložena na pravé straně v ložiskovém tělese B (2).

Příruba (3) na levé straně je spojovací článek mezi řeznou jednotkou a kardanovou hřídelí spojenou s pohonnou jednotkou. V obou ložiskových tělesech jsou usazeny matice (4), které spojují nožovou hřídel a její uložení s pohybovými šrouby přestavovacího mechanismu. Pohybové šrouby nesmí být namáhány na ohyb, a proto jsou ložisková tělesa opatřena vedením (5), které chrání šroub před tímto namáháním. Na obrázku je také vidět hydraulická matice (6), která slouží k utažení nožů na nožové hřídeli. V řezu rovinou A jsou vidět pojistné čepy (8), které jsou zasunuty do nožové hřídele a zaručují tak přenos krouticího momentu z této hřídele na pouzdro ve kterém je hřídel s vůlí uložena. Detail obou stran uložení řezné hřídele je v příloze č.1.



Obrázek 17 – Uložení řezné hřídele

1	- Ložiskové těleso A	5	- Vedení ložiskového tělesa
2	- Ložiskové těleso B	6	- Hydraulická matice
3	- Vstupní příruba	7	- Nožová hřídel
4	- Matice (pro pohybový šroub)	8	- Pojistné čepy

8.3 Konstrukční návrh přestavovacího mechanismu nožových hřídelí

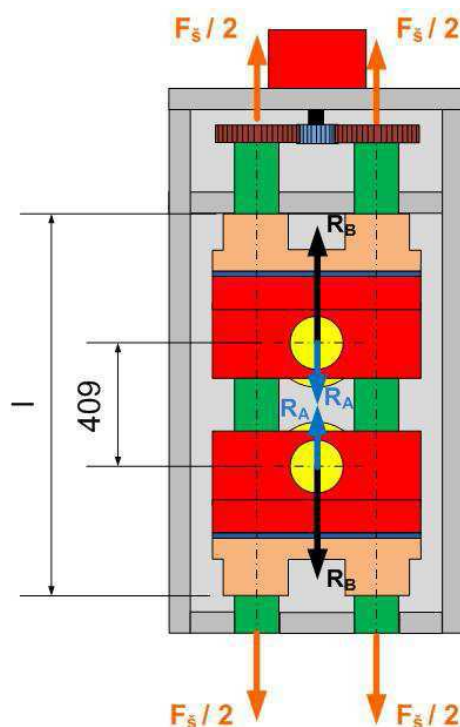
Tento mechanismus je v řezné jednotce použit dvakrát, jelikož se nachází v obou skříních (A i B z předchozí kapitoly). Jako první je třeba navrhnout samotné pohybové šrouby tak, aby vyhověly požadavkům na tuhost a namáhání.

Princip přestavování hřídelí tohoto řešení byl již názorně vysvětlen v předešlé kapitole 7.3, která se zabývala popisem konstrukčních variant. K tomuto mechanismu přibylo na obrázku 14 soukolí (6), které je poháněno motorem (5). Je zde vložený pastorek mezi dvě ozubená kola pohybových šroubů. Tímto se zajistí otáčení obou šroubů stejným směrem a navíc se zredukuje rozměr ozubených kol oproti variantě bez pastorku.

8.3.1 Návrh pohybových šroubů a jejich uložení

Nejprve je třeba specifikovat zatížení této součásti. Šrouby jsou samozřejmě namáhány pouze tahovými silami, které jsou v tomto případě již vypočtené reakce od střizných sil na jednotlivých stranách řezné hřídele. Z toho tedy vyplývá, že šrouby na straně pevného uložení hřídelí jsou namáhány více, a tak bude počítáno se zatížením na této straně.

Pokud by ve výrobním procesu vznikly síly jiné, šroub by byl namáhán na ohyb, což je velmi nepříznivé. Z tohoto důvodu musí být ostatní síly přenášeny do skříně a následně do spodního rámu. Toho se docílí vedením ložiskových těles.



Obrázek 18 – Schéma přestavovacího mechanismu

Z výše uvedeného schématu vyplývá, že každý pohybový šroub je zatížen silou F_s , která se spočte dle následujícího vztahu.

Katedra konstruování strojů

Martin Švec

$$F_{\dot{s}} = R_B - R_A = 407654 - 165346 \quad (8-04)$$

$$\underline{\underline{F_{\dot{s}} = 242,3kN}} \quad (8-05)$$

Šroub je vyroben z materiálu ČSN 16 220 o mezi kluzu 590 MPa, což při uvažované bezpečnosti 3 znamená dovolené namáhání o velikosti 196 MPa. Rozhodujícím kritériem v tomto případě však bude tuhost šroubu a namáhání v závitu matice.

Hrubý návrh pohybového šroubu

Nejprve tedy bude proveden hrubý návrh průměru šroubu z tuhostní podmínky. Maximální povolená deformace šroubu byla po konzultacích se zadávající firmou stanovena na $y_{\dot{s}D} = 0,2$ mm. Délka šroubu, která má vliv na přesnost provozu stroje, se nachází mezi nejvzdálenějšími maticemi na jednom pohybovém šroubu a to při nejvzdálenější možné pozici řezných hřídelí. Tato vzdálenost neboli efektivní úsek, bude prozatím uvažována $l = 720$ mm. Její velikost se však změní až po zvolení velikosti šroubu, což ovlivní také velikost matic. Vzdálenost l je vyznačena na obrázku 19.

$$y_{\dot{s}D} = \frac{F_{\dot{s}} \cdot l}{E \cdot S_{\min}} \Rightarrow S_{\min} = \frac{F_{\dot{s}} \cdot l}{E \cdot y_{\dot{s}D}} = \frac{242300 \cdot 720}{210000 \cdot 0,2} \quad (8-06)$$

$$\underline{\underline{S_{\min} = 4153,7mm^2}} \quad (8-07)$$

Z této minimální plochy se nyní určí potřebný nejmenší průměr šroubu.

$$S_{\min} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4153,7}{\pi}} \quad (8-08)$$

$$\underline{\underline{d_{\min} = 72,7mm}} \quad (8-09)$$

Pro větší tuhost bude zvolen větší průměr a to $d = 82$ mm, kde tento nejmenší průměr závitu odpovídá trapézovému šroubu o jmenovitém průměru 100 mm. Zvolený šroub bude mít stoupání 6 mm a jeho závit se dá tedy zapsat následující zkratkou: TR 100x6.

Detailní návrh pohybového šroubu

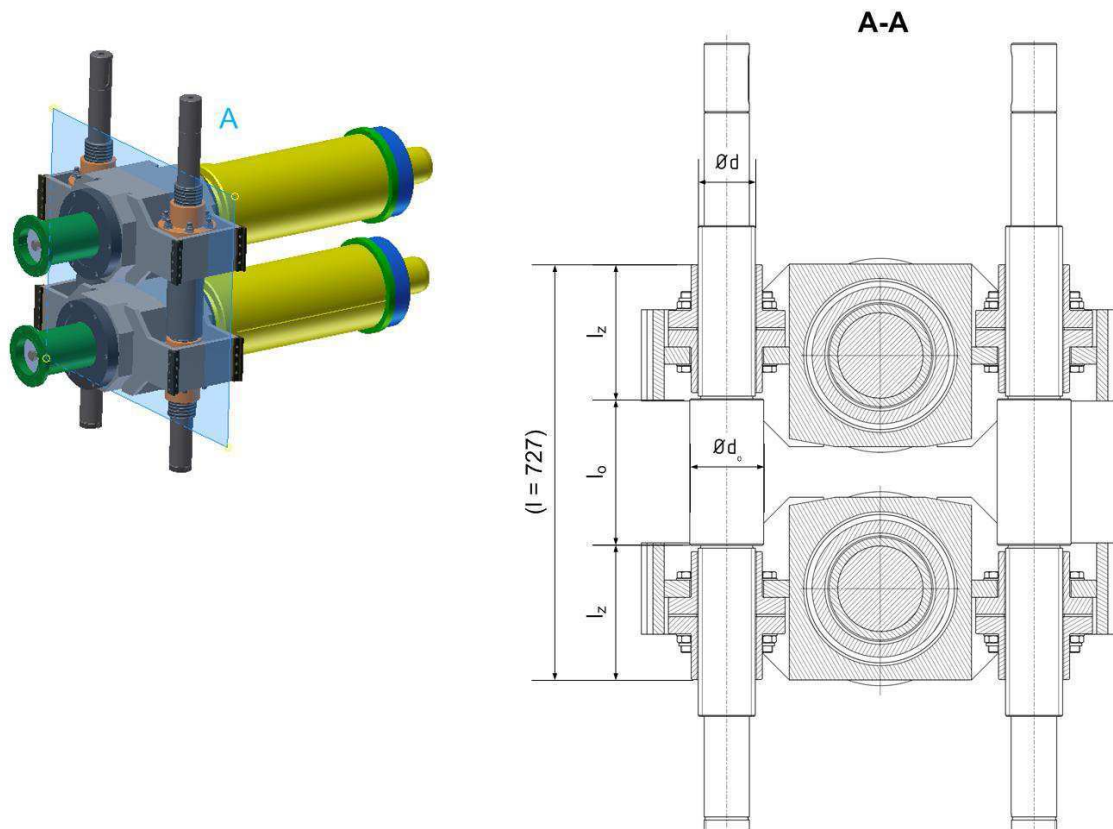
Nyní bude proveden znovu výpočet tuhosti, ale tentokrát již s přesnými rozměry šroubu. Prodloužení šroubu je třeba rozdělit na dvě části dle průměru šroubu. Jak je vidět na následujícím obrázku, mezi ložiskovými tělesy mají šrouby osazení právě pro zvýšení tuhosti.

$$d = 82 \text{ mm}$$

$$l_z = 236 \text{ mm}$$

$$d_o = 130 \text{ mm}$$

$$l_o = 255 \text{ mm}$$



Obrázek 19 – Pohybové šrouby

Prodloužení šroubu v úsecích průměru d

$$S_{\min} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 82^2}{4} = \underline{\underline{5281,0 \text{ mm}^2}} \quad (8-10)$$

$$y_z = \frac{F_s \cdot (2 \cdot l_z)}{E \cdot S_{\min}} = \frac{242300 \cdot (2 \cdot 236)}{210000 \cdot 5281,0} \quad (8-11)$$

$$\underline{\underline{y_z = 0,10 \text{ mm}}} \quad (8-12)$$

Prodloužení šroubu v úseku průměru d_o

$$S_o = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4} = \frac{\pi \cdot 130^2}{4} = \underline{\underline{13273,2 \text{ mm}^2}} \quad (8-13)$$

$$y_o = \frac{F_s \cdot l_o}{E \cdot S_o} = \frac{242300 \cdot 255}{210000 \cdot 13273,2} \quad (8-14)$$

$$\underline{\underline{y_o = 0,02 \text{ mm}}} \quad (8-15)$$

Celkové prodloužení šroubu v efektivním úseku

$$y_s = y_z + y_o = 0,10 + 0,02 = \underline{\underline{0,12\text{mm}}} < 0,2\text{mm} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-16)$$

Celkové prodloužení šroubu v efektivním úseku je tedy 0,12mm, což je vyhovující hodnota v porovnání s dovolenou hodnotou 0,2mm.

Tahové napětí šroubu

Pro úplnost výpočtu je třeba uvést tahové napětí vzniklé ve šroubu. Maximální hodnota tohoto napětí se nachází na nejmenším průměru d .

$$\sigma_D = 196 \text{ MPa}$$

$$d = 82\text{mm}$$

$$\sigma = \frac{F_s}{S_{\min}} = \frac{242300}{5281,0} = \underline{\underline{45,9\text{MPa}}} < 196\text{MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-17)$$

Kontrola závitu na otláčení

V tomto případě jsou použity bronzové matice z materiálu ČSN 42 30 48 o mezi pevnosti 500 MPa. V zadávající firmě se však za běžné dovolené namáhání v těchto případech považuje 30MPa. Tato hodnota bude tedy použita i v této práci.

Musí se navíc počítat s tím, že zatížení nepřenáší všechny závity matice. Běžně se kvůli bezpečnosti uvažuje skutečnost, že zatížení přenáší pouze 5 závitů.

$$n = 5 \quad \dots \text{počet zatížených závitů}$$

$$D_1 = 86 \text{ mm} \quad \dots \text{nejmenší průměr matice}$$

$$d_s = 100 \text{ mm} \quad \dots \text{jmenovitý průměr šroubu}$$

$$S_z = \frac{\pi \cdot (d_s^2 - D_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (100^2 - 86^2)}{4} = \underline{\underline{2045,2\text{mm}^2}} \quad (8-18)$$

$$p_z = \frac{F_s}{n \cdot S_z} = \frac{242300}{5 \cdot 2045,2} = \underline{\underline{23,7\text{MPa}}} < 30\text{MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-19)$$

Tímto jsou tedy pohybové šrouby úspěšně navrženy. Tyto šrouby budou z hlediska symetričnosti konstrukce použity na obou stranách řezné jednotky, přestože druhá strana řezné jednotky je zatížena menší silou. Pro budoucí výpočty však bude vhodné také vypočítat deformaci šroubů na méně zatížené straně. Není však nutné již provádět pevnostní kontrolu těchto šroubů a závitu, jelikož je zřejmé, že by vyhověly.

Deformace méně zatížených šroubů

Výpočet deformace bude naprosto stejný jako v předchozím případě pouze s rozdílem, že síla na jeden šroub F_{s2} bude rovna reakci ve třetím ložisku.

$$F_{s2} = R_c = \underline{\underline{146398N}} \quad (8-20)$$

Prodloužení šroubu v úsecích průměru d

$$y_{z2} = \frac{F_{s2} \cdot (2 \cdot l_z)}{E \cdot S_{\min}} = \frac{146398 \cdot (2 \cdot 236)}{210000 \cdot 5281,0} = \underline{\underline{0,06mm}} \quad (8-21)$$

Prodloužení šroubu v úseku průměru d_o

$$y_{o2} = \frac{F_{s2} \cdot l_o}{E \cdot S_o} = \frac{146398 \cdot 255}{210000 \cdot 5281,0} = \underline{\underline{0,01mm}} \quad (8-22)$$

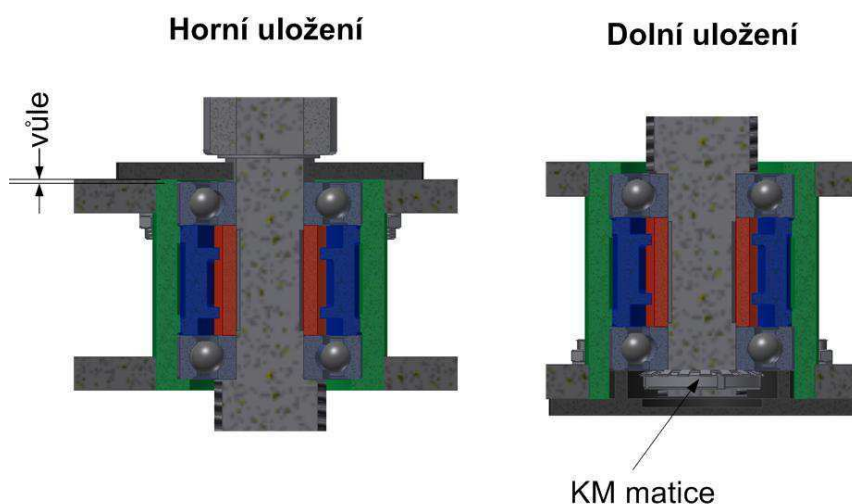
Celkové prodloužení šroubu v efektivním úseku

$$y_{s2} = y_{z2} + y_{o2} = 0,06 + 0,01 = \underline{\underline{0,07mm}} < 0,2mm \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-23)$$

Uložení pohybových šroubů

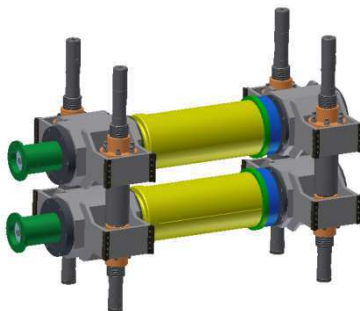
Pohybové šrouby musí být samozřejmě uloženy do skříně. Pro toto uložení jsou použita dvě kuličková ložiska nasazená na horní části šroubu a stejná dvě ložiska na spodní části. Spodní uložení šroubu je pevné (utažené KM maticí), takže šroub je v tomto uložení radiálně i axiálně fixován. V horním uložení je ale vůle, která umožňuje deformaci šroubu.

Z tohoto popisu uložení vyplývá, že použitá ložiska nejsou zatížena pracovní silou. Střížné síly totiž působí na každou řeznou hřídel opačným směrem, a proto se navzájem vyruší, a jelikož je horní uložení šroubu s axiální vůlí, tak ložiska ani nebrání deformaci šroubu.



Obrázek 20 – Uložení pohybových šroubů

Ložiska v dolním uložení jsou však namáhána tíhou celého mechanismu, obsahujícího pohybové šrouby a řezné hřídele s uložením, proto bude proveden výpočet životnosti těchto ložisek.



Obrázek 21 – Hmoty zatěžující dolní spodní ložiska

$m_{pm} = 3060 \text{ kg}$...hmotnost přestavovacího mechanismu (viz obrázek výše)
 $n = 0,5 \text{ min}^{-1}$...otáčky pohybového šroubu

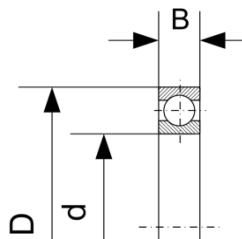
Označení ložiska: SKF 6316

Dynamická únosnost $C = 124\,000 \text{ N}$

Vnější průměr $D = 170 \text{ mm}$

Vnitřní průměr $d = 80 \text{ mm}$

Šířka ložiska $B = 39 \text{ mm}$



Tíha mechanismu se rozloží do čtyř uložení jednotlivých šroubů. Každé uložení tedy nese pouze čtvrtinu tíhy a každé uložení navíc obsahuje dvě ložiska, mezi která se zatížení rozpočítává koeficientem 1,62. Tento předpoklad vyjadřuje následující vztah.

$$F_e = \frac{\frac{m_{pm}}{4} \cdot g}{1,62} = \frac{\frac{3060}{4} \cdot 9,81}{1,62} = \underline{\underline{4633 \text{ N}}} \quad (8-24)$$

$$L_h = \frac{16666,7}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 = \frac{16666,7}{0,5} \cdot \left(\frac{124000}{4633} \right)^3 = \underline{\underline{639289420}} > 6000 \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-25)$$

Tato extrémně vysoká životnost ložisek vyšla především díky velmi nízkým otáčkám, kterých bude dosaženo pomocí převodovky a také frekvenčního měniče. Tato skutečnost bude rozebrána v kapitole návrhu pohonu přestavovacího mechanismu.

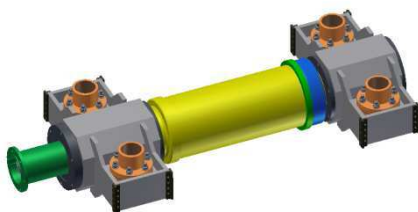
8.3.2 Návrh pohonu přestavovacího mechanismu

Tento mechanismus bude poháněn, jak již bylo naznačeno, elektrickým motorem spojeným s převodovkou. Elektrický obvod bude také vybaven frekvenčním měničem, kterým se zajistí snížení otáček. Požadovaný počet otáček je $0,5 \text{ min}^{-1}$.

Přestavovací mechanismus ve skříni A musí mít samozřejmě vazbu se stejným mechanismem ve skříni B, jinak by docházelo k přičení při rozpohybování nožových hřídelí.

Tato vazba je elektrická, čili oba hnací motory s frekvenčním měničem jsou zapojeny do PLC obvodu, který řídí natočení motorů dle snímané polohy hřídelí.

Motor musí být navržen především podle požadovaného krouticího momentu, který je potřebný pro otáčení šroubu resp. zvedání nožových hřídelí i s jejich uloženými. V tomto případě tedy není směrodatný výkon motoru, ale jeho maximální krouticí moment. Velikost tohoto momentu se stanoví na základě hmotnosti pohybujících se hmot.



Obrázek 22 – Pohybující se hmota poháněná jedním motorem

$m = 1366 \text{ kg}$...hmotnost jedné nožové hřídele i s uložením (vč. ložiskových těles)

V rezné jednotce jsou však tyto nožové hřídele dvě. Na pohyb dvou hřídelí jsou ale použity dva motory, proto bude zjednodušeně uvažováno, že jeden motor musí být schopný hýbat s jednou hřídelí.

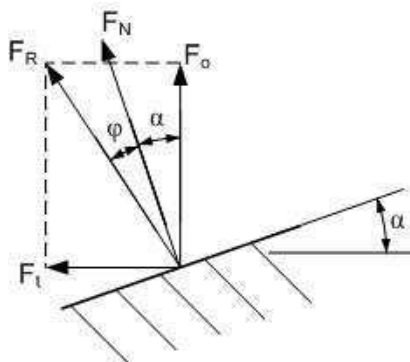
Určení potřebného krouticího momentu

$f = 0,18$...třecí koeficient mezi bronzovou maticí a ocelovým šroubem [12]

$s = 6 \text{ mm}$...stoupání závitu

$d_t = 93 \text{ mm}$...třecí průměr, na kterém působí třecí síla

$d = 100 \text{ mm}$...jmenovitý průměr šroubu



Obrázek 23 – Rozložení sil v závitu

Silová reakce závitu F_R je odkloněná od normálové síly o třecí úhel φ . Tato reakce se dá rozložit do svislé a vodorovné složky, kde svislá složka F_o je rovna tíze břemene a vodorovná složka je třecí síla, která působí na třecím průměru a tím určuje momentový odpor závitu M_t , který je třeba motorem překonat.

$$F_o = m \cdot g = 1366 \cdot 9,81 = \underline{\underline{13,4 \text{ kN}}} \quad (8-26)$$

Katedra konstruování strojů

Martin Švec

$$f = \operatorname{tg} \varphi \Rightarrow \varphi = \operatorname{arctg}(f) = \operatorname{arctg}(0,18) = \underline{\underline{10,2^\circ}} \quad (8-27)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{\pi \cdot d}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{6}{\pi \cdot 100}\right) = \underline{\underline{1,1^\circ}} \quad (8-28)$$

$$F_t = F_o \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 13,4 \cdot (10,2 + 1,1) = \underline{\underline{2,7 \text{ kN}}} \quad (8-29)$$

$$M_t = \frac{F_t \cdot d_t}{2} = \frac{2,3 \cdot 93}{2} = \underline{\underline{124,5 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (8-30)$$

Dalším důležitým závěrem také je to, že $\varphi > \alpha$, což znamená, že šrouby jsou samosvorné. Pokud tedy na matici bude působit osová síla, tak nebude způsobovat otáčení šroubu.

Vybraný pohon

Vybraný motor za pomoci převodovky tedy musí být schopný zajistit krouticí moment M_t . Zvolen byl asynchronní motor od firmy Siemens s označením 1LE1001-1AD42-2AA4 s následujícími základními parametry:

$$P_M = 0,75 \text{ kW}$$

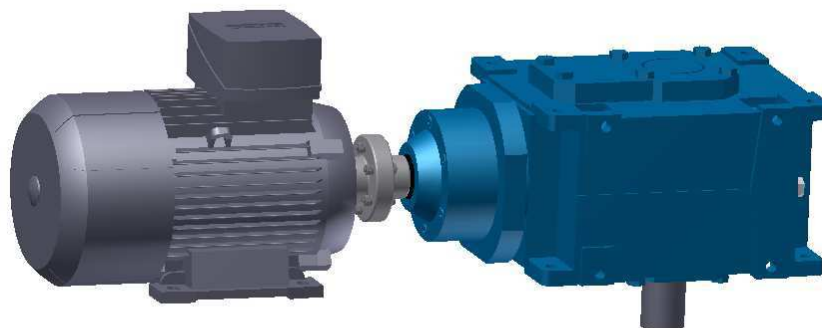
$$n_M = 725 \text{ min}^{-1}$$

$$M_M = 9,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Převodovka je použita taktéž od firmy Siemens a je označena B3SH03A20. Jedná se o kuželovou převodovku s převodovým poměrem $i=20$. Maximální točivý moment této soustavy se tedy spočte dle následujícího vztahu.

$$M_p = M_M \cdot i = 9,9 \cdot 20 = \underline{\underline{198 \text{ N} \cdot \text{m}}} > M_t \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-31)$$

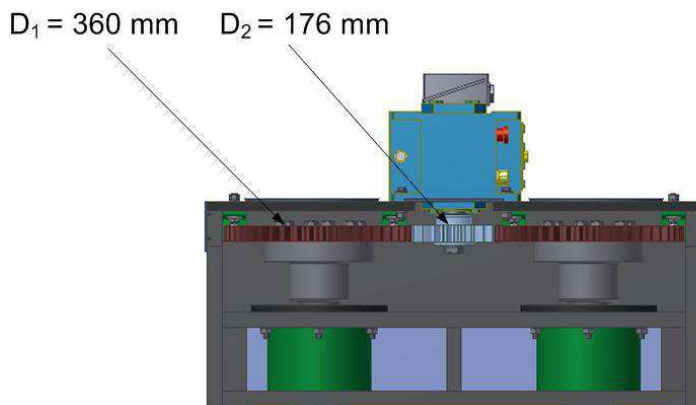
Spojení motor s převodovkou je realizováno pomocí přírubového spojení, jak je vidět na obrázku níže.



Obrázek 24 – Motor s převodovkou

Převod krouticího momentu na pohybové šrouby

Moment M_p bude ještě zvýšen díky ozubenému převodu, který bude pohánět pohybové šrouby, jak je vidět na následujícím obrázku.



Obrázek 25 – Ozubený převod přestavovacího mechanismu

Použitá ozubená kola jsou čelní válcová a mají následující základní parametry:

- $m = 8 \text{ mm}$...modul
- $z_1 = 45$...počet zubů kola 1
- $b_1 = 20 \text{ mm}$...šířka kola 1
- $z_2 = 22$...počet zubů kola 2
- $b_2 = 30 \text{ mm}$...šířka kola 2

Převodový poměr této soustavy i_z se spočte jednoduše jako poměr počtu zubů jednotlivých kol.

$$i_z = \frac{z_1}{z_2} = \frac{45}{22} = \underline{\underline{2,05 \cong 2}} \quad (8-32)$$

Konečný hnací moment M_H se spočte následovně:

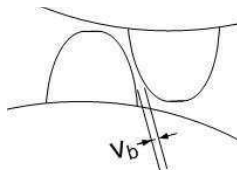
$$M_H = M_p \cdot i_z = 198 \cdot 2 = \underline{\underline{396 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (8-33)$$

Vypočtená hodnota momentu M_H tedy výrazně převyšuje požadovaný minimální krouticí moment M_t .

8.3.3 Určení potřebných vůlí v mechanismu

Jak již bylo popsáno dříve, ložisková tělesa společně s nožovými hřídelemi jsou vedena kluzným vedením. Toto vedení však nemůže být bezvůlové. Jedním ložiskovým tělesem hýbou dva pohybové šrouby a pohyb těchto šroubů nemůže být dokonale synchronizován v obou směrech. Tato nepřesnost synchronizace je způsobená ozubeným

převodem, který pohání pohybové šrouby. Každý ozubený převod má totiž tzv. boční vůli, což je v podstatě mezera mezi zuby obou kol.

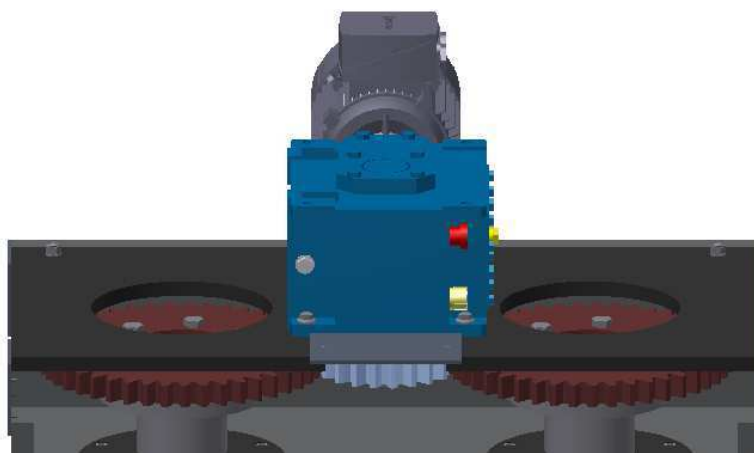


Obrázek 26 – Boční zubová vůle

$$v_b = 1 \text{ mm}$$

Kvůli této boční vůli nemohou být úplně vymezeny vůle ani v závitu pohybového šroubu. Přesto se samozřejmě vůle vymezuje, ale není možné ji vymezit úplně, jinak by docházelo k zapříčení mechanismu.

Zmíněná boční vůle v_b v ozubení musí být vymezena, aby bylo možné polohu hřídelí přesně nastavit. Avšak tato vůle může být vymezena pouze v jednom směru. V praxi se toto vymezování boční vůle dělá tak, že se ozubená kola dají do záběru a až poté jsou přišroubována k hnané hřídeli. Tento princip je použit i v této práci, jak je patrné z následujícího obrázku, kde jsou vidět montážní otvory ve skříni pro vyvrtání zmiňovaných děr.



Obrázek 27 – Montážní otvory ve skříni

Minimální potřebná vůle v závitě

Důvod této vůle již byl vysvětlen. Její velikost se spočte tak, že se nejprve zjistí, o kolik stupňů se může pootočit jeden pohybový šroub vůči druhému vlivem boční vůle. Z tohoto pootočení a stoupání závitu se získá minimální potřebná vůle v_{Zmin} .

Úhel pootočení šroubu φ_s vlivem v_b

Pro výpočet je třeba také roztečný průměr ozubeného kola D_1 .

$$\varphi_s = \frac{v_b}{\pi \cdot D_1} \cdot 360 = \frac{1}{\pi \cdot 360} \cdot 360 = \underline{\underline{0,32^\circ}} \quad (8-34)$$

Minimální potřebná vůle v_{Zmin}

$$v_{Zmin} = \frac{\varphi_s}{360} \cdot s = \frac{0,32}{360} \cdot 6 = \underline{\underline{0,01mm}} \quad (8-35)$$

Tato hodnota je samozřejmě jen teoreticky vypočítána, v praxi je důležitější způsob vymezení této vůle, kde je to samozřejmě součástí seřizování stroje a velkou mírou záleží na odbornosti a zkušenostech montérů. Závěrem teoretického výpočtu je spíše skutečnost, že tato vůle je nezbytná a pouze stanovení její orientační hodnoty.

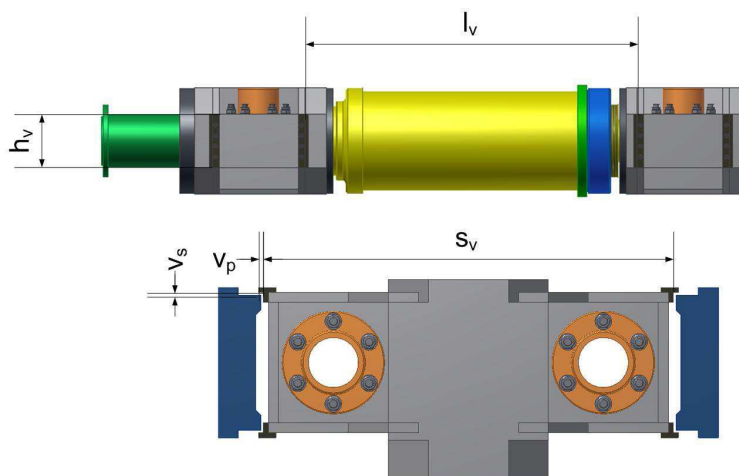
Vůle se v závitě vymezuje použitím dvou matic, mezi které je vložena broušená dělená podložka. Přebroušením této podložky dojde k požadované změně vůle v závitě, viz obrázek níže.



Obrázek 28 – Matice s dělenou podložkou

Minimální potřebná vůle ve vedení

Jak již bylo vysvětleno, tak ani vedení ložiskových těles nemůže být bezvůlově přitaženo. Opět tedy bude spočítána teoretická minimální vůle vedení do obou směrů, která je nezbytná při uvažování zmíněné boční vůli v ozubení v_b .



Obrázek 29 – Potřebné rozměry soustavy pro určení minimálních vůlí

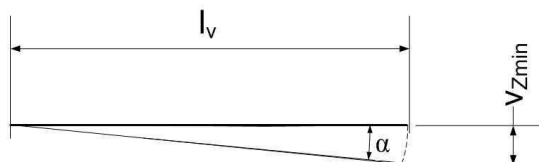
$$l_v = 1005 \text{ mm}$$

$$s_v = 820 \text{ mm}$$

$$h_v = 280 \text{ mm}$$

Výpočet minimální vůle v_s

Tato vůle závisí na vzdálenosti dvou nejbližších vedeních l_v a na výšce vedení h_v . Je to opět vůle, která zabrání přičení mechanismu při vymezení boční vůle v ozubení. Vychází se zde tedy z již spočteného posunutí šroubu v_{Zmin} , které se spočítalo z této boční vůle. Výpočet představuje případ, kdy se posune jedno ložiskové těleso i s jeho vedením o tuto hodnotu v_{Zmin} oproti druhému ložiskovému tělesu. Tím se celá hřídel natočí o úhel α . O tento úhel se samozřejmě natočí také vedení, které je pevně spojeno s ložiskovým tělesem, oproti vedení pevně spojenému se skříní. Z výšky vedení a spočteného úhlu α tedy můžeme stanovit minimální potřebnou vůli.



Obrázek 30 – Schéma pro určení úhlu natočení α

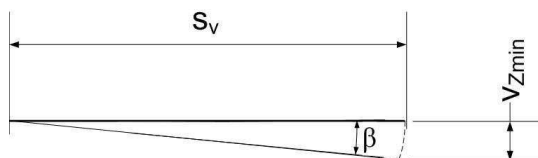
$$\alpha = \arctg\left(\frac{v_{Zmin}}{l_v}\right) = \arctg\left(\frac{0,01}{1005}\right) = 0,0003^\circ \quad (8-36)$$

$$v_s = \operatorname{tg} \alpha \cdot h_v = \operatorname{tg} 0,0003 \cdot 280 \cong \underline{\underline{0,001 \text{ mm}}} \quad (8-37)$$

Výsledná hodnota je skutečně velmi malá, avšak vůle ve vedení v tomto počítaném směru nezávisí pouze na boční vůli v ozubení, ale také na přesnosti synchronizace motorů, jelikož každá strana hřídele má vlastní pohon. Z tohoto důvodu není od věci počítat vůli jako orientační hodnotu 0,01 mm.

Výpočet minimální vůle v_p

Tato vůle závisí na vzdálenosti s_v a opět na výšce vedení h_v . Výpočet se provede stejným způsobem jako v předchozím případě.



Obrázek 31 - Schéma pro určení úhlu natočení β

$$\beta = \arctg\left(\frac{v_{z\min}}{s_v}\right) = \arctg\left(\frac{0,01}{820}\right) = 0,0004^\circ \quad (8-38)$$

$$v_p = tg\beta \cdot h_v = tg0,0004 \cdot 280 \cong \underline{\underline{0,002mm}} \quad (8-39)$$

Tato hodnota je opět velmi malá a je na hranici výrobních tolerancí, znamená to tedy, že ve skutečnosti tato vůle bude muset být pravděpodobně větší kvůli vyrobitelnosti a reálnému nastavení této vůle.

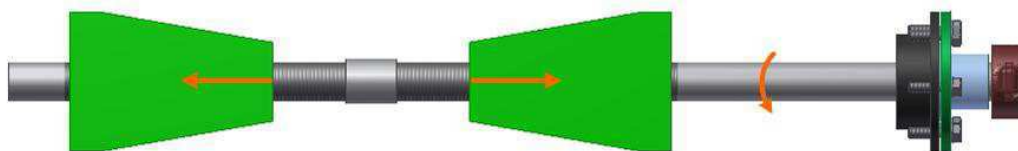
Tato kapitola, která se věnuje vůlím v mechanismu, poukazuje na vlivy, které je třeba respektovat, ale jak již bylo zmíněno, teoretický výpočet nemůže plně nahradit praktické seřizování stroje při montáži, ale má za úkol toto seřizování zjednodušit.

8.3.4 Aretace přestavovacího mechanismu

Aretace tohoto mechanismu je nezbytná především kvůli vůlím v závitu a celkovému zvýšení tuhosti stroje. Pohybové šrouby jsou samosvorné, jak již bylo zmíněno. Pro aretaci to má důležitý význam v tom, že hnací motory nemusí brzdit pohybové šrouby během provozu řezné jednotky.

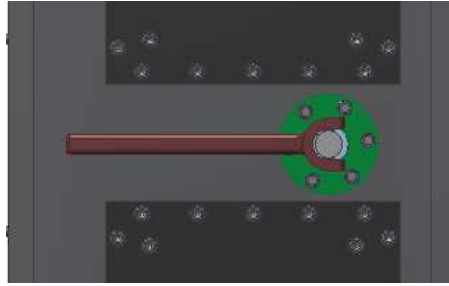
Při najíždění stroje do přesné polohy nožových hřídelí se již musí počítat s vůlí v závitech a o tuto hodnotu se s hřídelemi přiblížit více, jelikož aretace tuto vůli úplně vymezí. Tento proces je v praxi běžný. Navíc při najíždění stroje by se mělo počítat i s deformací vzniklou zatížením stroje provozními silami, které nemají výrazně dynamický charakter a jsou tedy relativně snadno předvídatelné. Deformací přestavovacího mechanismu se bude však zabývat ještě samostatná kapitola.

Aretační mechanismus je klínového charakteru. Obsahuje šroub se dvěma opačnými závity, kde na každém ze závitů je našroubován klín. Otáčením šroubu tedy dochází k přiblížování nebo oddalování klínů. Tento princip je zřejmý z obrázku níže.



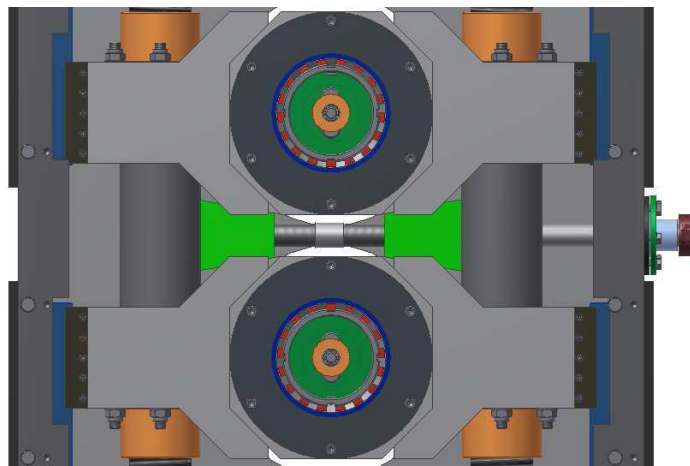
Obrázek 32 – Aretační mechanismus

Aretace je ovládána ručně otáčením hnědé páky, která je s ovládacím šroubem spojené skrze čep tak, aby mohla být vždy otočena do polohy, kde nepřekáží provozu. Celý tento mechanismus je samozřejmě přišroubován ke skříni.



Obrázek 33 – Připojení aretačního mechanismu

Zelené klíny se tedy opírají o ložisková tělesa a jejich utažením k sobě dochází k vymezení vůlí v závitech pohybových šroubů.



Obrázek 34 – Aretace ložiskových těles

8.3.5 Skříň přestavovacího mechanismu

Celý přestavovací mechanismus kromě jeho pohonu je ukryt ve skříni. Tato skříň nemá samozřejmě pouze krycí funkci, ale také přenáší zatížení z vedení ložiskových těles do stojanu stroje. Jedná se tedy o klopné momenty, které vedení přenáší. Tato skříň tedy musí být masivní, aby její deformace výrazně neovlivnila tuhost stroje.



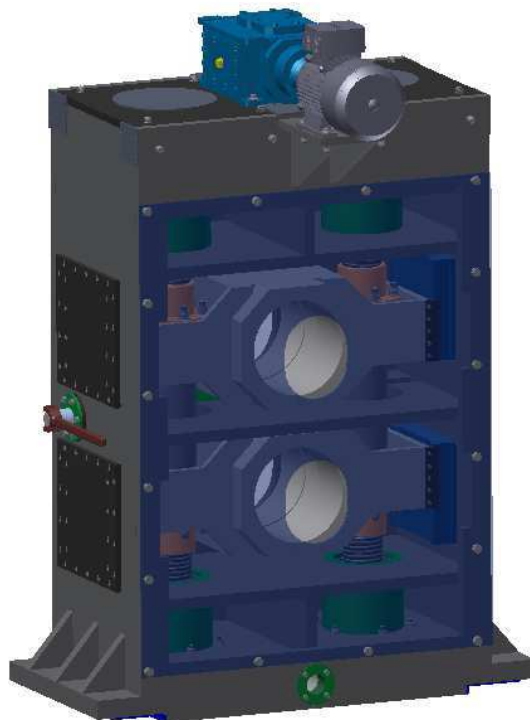
Obrázek 35 – Svařenec skříně

Největší část skříně tvoří svařenec z plechů o tloušťce 30mm viz výše. Celá skříň však nemůže být svařovaná kvůli montáži a demontáži celého stroje. Proto je ve skříně celá řada montážních otvorů.

Zadní stěnu této skříně tvoří z největší části pouze přišroubovaný krycí plech. Naopak přední strana skříně je tvořena téměř plným plechem, který má otvory pouze pro řezné hřídele a ve spodní části pro mechanismus posuvu celé skříně. Na bočních plechách jsou výrazné otvory pro nasazení vedení ložiskových těles a na jednom z nich také kruhový otvor pro aretační mechanismus. Uvnitř je skříň vyztužena několika žebry. Všechna horizontální žebra mají otvory pro nasazení pohybových šroubů i s maticemi. Horizontální žebro uprostřed skříně musí být však navíc dělené kvůli aretačnímu mechanismu.

V dolní části skříně je na bocích přivařeno vedení, po kterém se tato skříň posouvá. Avšak k tomuto vedení musí být ještě ze spodu přišroubovány kluzné plochy. V horní části skříně je zas vidět podstavec pro usazení motoru, který pohání celý přestavovací mechanismus.

Na obrázku níže je vidět smontovaná skříň s kompletním přestavovacím mechanismem. Pro názornost je zadní šroubovaný plech skříně znázorněn jako průhledný.



Obrázek 36 – Skříň včetně přestavovacího mechanismu

8.3.6 Deformace přestavovacího mechanismu vlivem provozního zatížení

Výpočet deformace celé řezné jednotky od pracovního zatížení by byl příliš komplexní výpočet, na který v této práci již nezbyl čas. Proto bude proveden pouze zjednodušený výpočet, který dá hrubou představu o chování stroje při zatížení pracovními silami.

Budou tedy zavedeny zjednodušující podmínky. První zjednodušující podmínkou je dokonale tuhá skříň a rám stroje. Tuhosti těchto částí jsou ovlivněny samozřejmě tvarem, ale v neposlední řadě také tloušťkou plechů, ze kterých jsou svařovány. Při detailní optimalizaci stroje by tedy bylo možné zvětšit či zmenšit tuto tloušťku. Výpočet deformace bude tedy zjednodušen na deformaci pohybových šroubů a deformaci řezných hřídelí s ložiskovými tělesy.

Deformace šroubu y_s již byla vypočítána v kapitole 8.3.1, která se zabývala návrhem pohybových šroubů a jejich uložení.

$$y_s = 0,12 \text{ mm}$$

MKP analýza ložiskového tělesa

Deformace řezné hřídele společně s ložiskovými tělesy bude provedena pomocí MKP analýzy. S následujícími předpoklady:

- 1) Vůle ve vedení v obou směrech = 0,01mm
- 2) Dokonalá tuhost ložisek

Každá MKP analýza se skládá z několika základních částí:

- a) Sestavení výpočtového modelu
- b) Nastavení okrajových podmínek
- c) Tvorba sítě konečných prvků
- d) Numerický výpočet (popř. optimalizace)
- e) Interpretace výsledků

a) Sestavení výpočtového modelu

Z analyzované sestavy byly vymazány poloměry a sražení, které nemají výrazný vliv na výsledky, avšak zbytečně prodlužují a komplikují výpočet. Ve výpočtovém modelu byly tedy ponechány pouze nezbytné součásti pro výpočet, jimiž jsou kromě řezné hřídele také ložisková tělesa s vedením, která svými deformacemi mohou výsledky značně ovlivnit. Dále bylo ponecháno zelené pouzdro, v němž je nasunuta řezná hřídel.

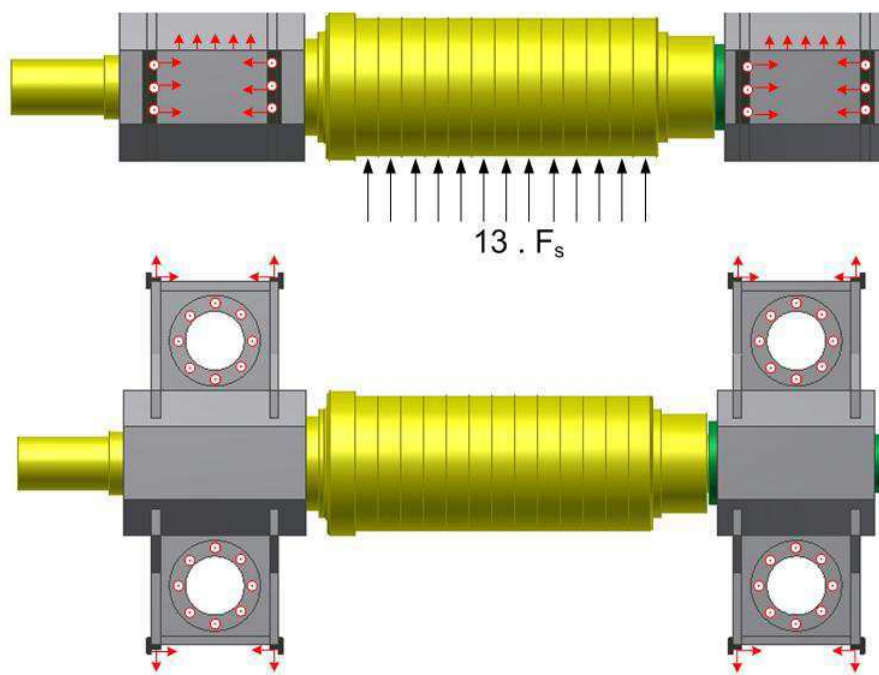
b) Nastavení okrajových podmínek

V tomto případě obnáší okrajové podmínky několik věcí. První z nich je zatížení. Soustava je zatížena třinácti střížnými silami o velikosti $F_s = 28\,100\text{ N}$, která byla již dříve stanovena. Těchto třináct sil bylo rovnoměrně rozloženo na část hřídele, na které jsou navlečeny nože, viz obrázek 37.

Další okrajovou podmínkou jsou vazby. Vazby jsou znázorněny taktéž na obrázku 37. Červené šipky znázorňují směry, ve kterých mají zakázány posuvy příslušné plochy, ze kterých šipky vycházejí. Jak již bylo zmíněno v předpokladech výpočtu, je zde uvažována vůle ve vedení v obou směrech 0,01 mm. Jak je z obrázku patrné, bronzové matice zde byly nahrazeny pouze plochou, která má zakázaný vertikální směr posuvu.

Ložiska zde byla nahrazena dokonale tuhými prvky, které pevně drží i svou axiální polohu.

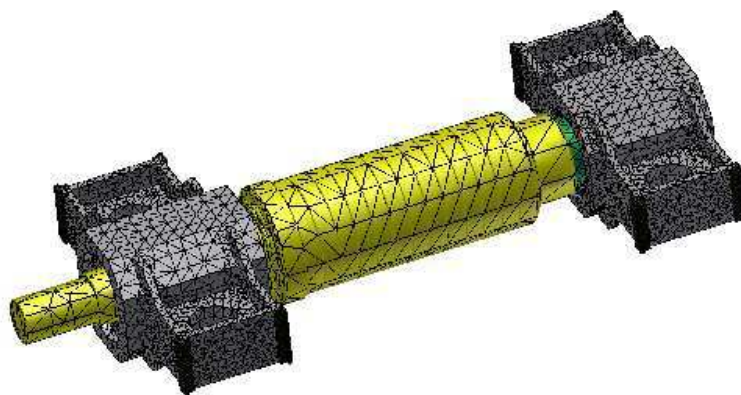
V kontaktu řezné hřídele se zeleným pouzdem je povolen vzájemný axiální posuv pro větší přiblížení realitě.



Obrázek 37 – Okrajové podmínky

c) Tvorba sítě konečných prvků

Jelikož se jedná o tuhostní analýzu, nemusí být síť konečných prvků příliš jemná. Jemná síť, především však v efektivních místech, kde se očekávají špičky napětí, dokáže simulaci značně zpřesnit. Jak ale už bylo naznačeno, jednalo by se především o zpřesnění výsledků napětí, které při hrubé či nekvalitní síti mohou být výrazně zkresleny nereálnými špičkami napětí. V tomto případě je analýza prováděna za účelem zjištění deformací, proto tedy není nutné vytvářet síť konečných prvků tak kvalitní, jak by bylo potřeba pro pevnostní analýzu.



Obrázek 38 – Síť konečných prvků

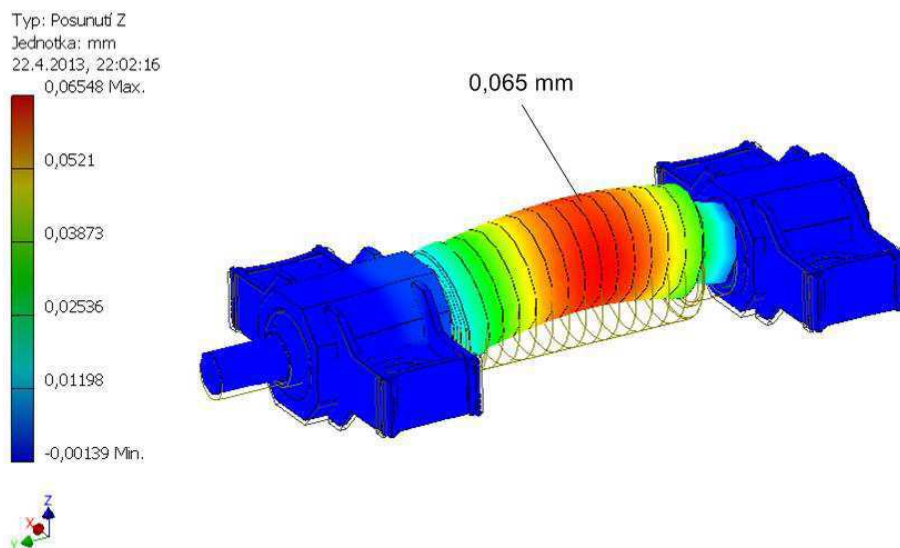
d) Numerický výpočet (popř. optimalizace)

Jedná se o kontrolu navrženého řešení. Optimalizace v tomto případě by spočívala spíše v řešení tvaru a robustnosti ložiskového tělesa, jelikož řezná hřídel má v pracovním prostoru jasně definované rozměry dle technologických výpočtů.

Řezná hřídel by se dala modifikovat však na straně s pevným uložením, kde lze měnit vzájemnou vzdálenost ložisek. Tento rozměr byl však navržen již v počátku konstrukčního řešení, tak aby ložiska vyhověla životností a konstrukce se zbytečně nestávala příliš velkou.

e) Interpretace výsledků

Výsledky simulace jsou vždy rozsáhlé, proto je nutno vědět, co od simulace očekáváme. V tomto případě není např. nezbytné zjišťovat napětí v různých rovinách či stykové tlaky v kontaktních plochách. Naopak jediný výsledek, kvůli kterému byla simulace prováděna, je posunutí ve směru z dle souřadného systému uvedeném na obrázku níže. Jedná se o vertikální deformaci celé soustavy.



Obrázek 39 – Výsledná deformace ve směru z

Jak je z obrázku patrné, tak maximální deformace v tomto směru je $y_{RH} = 0,065$ mm, dále bude uvažována zaokrouhlená hodnota 0,07mm. V porovnání s velmi zjednodušeným analytickým výpočtem samotné hřídele je vidět, že tato deformace je oproti původní 0,036 mm téměř dvojnásobná. Je to způsobeno jednak nestejným profilem hřídele, což je skutečnost, která se v analytickém výpočtu neuvažovala, ale také deformací ložiskového tělesa a přesnějším nahrazením uložení volného konce hřídele.

Pokud se tedy dají výsledky MKP analýzy do kontextu s analytickým výpočtem pohybového šroubu, získá se vcelku přesná představa o deformaci stroje v nejdůležitějším tedy vertikálním směru, avšak při uvažování zjednodušujících podmínek.

Celková deformace mechanismu

Za celkovou deformaci mechanismus y_M bude považována velikost vzájemného oddálení řezných hřídelí v nejméně zdeformovaném místě. Tuto vzdálenost lze spočítat dle následujícího vztahu.

$$y_M = y_{\delta} + 2 \cdot y_{RH} = 0,12 + 2 \cdot 0,07 = \underline{\underline{0,26mm}} \quad (8-40)$$

Při najíždění řezných hřídelí do pracovní polohy se však dá již předem počítat s prodloužením šroubu dle použitého zatížení. Nelze tím samozřejmě vliv prodloužení šroubu odstranit úplně už jen proto, že šrouby na obou stranách řezné jednotky jsou zatíženy jinou silou a tak jejich prodloužení není stejné.

Platí zde obecná, již jednou zmíněná, poučka, že deformace hřídele může být maximálně 1/20 tloušťky stříhaného plechu, což je v tomto případě 0,25mm.

Tuto poučku zpřísníme tím, že místo deformace hřídele v této podmínce budeme uvažovat oddálení obou hřídelí od sebe y_{od} s tím, že při nastavení řezných hřídelí již budeme uvažovat s deformací pohybových šroubů, a proto hřídele najedou k sobě již blíže o deformaci méně zatíženého šroubu $y_{\delta 2}$.

$$y_{od} = y_{\delta} + 2 \cdot y_{RH} - y_{\delta 2} = 0,12 + 2 \cdot 0,07 - 0,07 \quad (8-41)$$

$$y_{od} = \underline{\underline{0,19mm}} < 0,25mm \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (8-42)$$

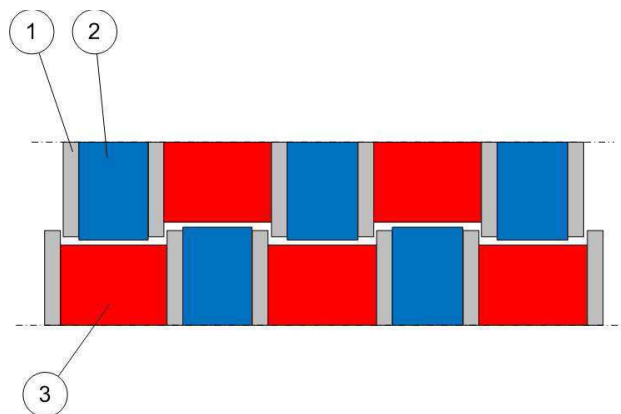
8.4 Mechanismus výměny nožů a popis nožové sady

V minulé kapitole byl navržen přestavovací mechanismus nožových hřídelí, který je schován ve skříních na obou stranách řezné jednotky. Tato kapitola se zabývá mechanismem výměny nožů, který bude zahrnovat právě posouvání s celými skříněmi včetně pohybových mechanismů. V úvodu této kapitoly bude však nejprve popsána nožová sada a také principiálně popsána výměna této sady nožů.

8.4.1 Nožová sada

Nožová sada se běžně skládá ze tří základních opakujících se součástí:

- 1 - Kotoučový nůž
- 2 - Přitlačovací kotouč
- 3 - Opěrný kotouč

**Obrázek 40 – Nožová sada**

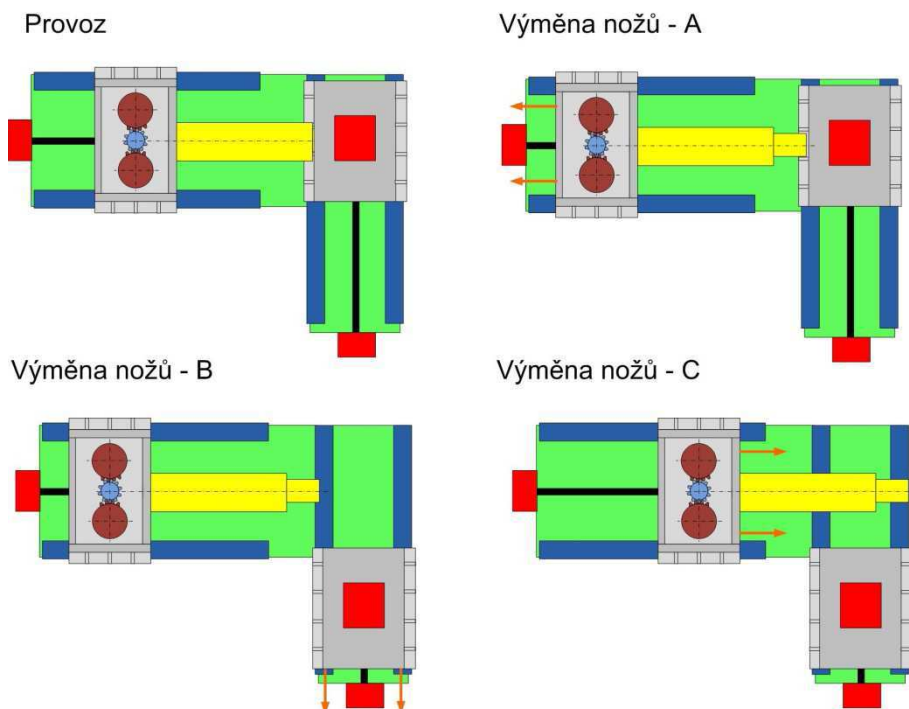
Na obrázku výše je schéma takovéto nožové sady. Kotoučový nůž (1) má tvar obyčejného kotouče bez jakéhokoliv zkosení, které by tvořilo klasické ostří jako u obyčejných nožů. K řezu totiž dochází kvůli přesazení nožů, jak již bylo zmíněno při výpočtu řezných sil.

Přítlačovací (2) i opěrné kotouče (3) jsou součásti opatřené speciálním pogumovaným povrchem. Jejich funkce je pořád svírat stříhaný plech a v podstatě ho vtlačovat do řezu a tento řez tím tak usnadnit a zkvalitnit.

Součástí nožové sady mohou být také rozpěrné kotouče, které mohou být použity jako mezičlánky v případě, že přítlačovací a opěrné kotouče nevymezují celou vzdálenost mezi dvěma noži. Tím se samozřejmě dají ušetřit náklady, jelikož rozpěrné kotouče nemají žádný speciální povrch, čili jejich funkce je pouze vymezení vzdálenosti mezi noži. Cena nožové sady je dosti vysoká, může dosáhnout až 10% ceny celého stroje, proto se vyplatí věnovat pozornost i výběru této sady.

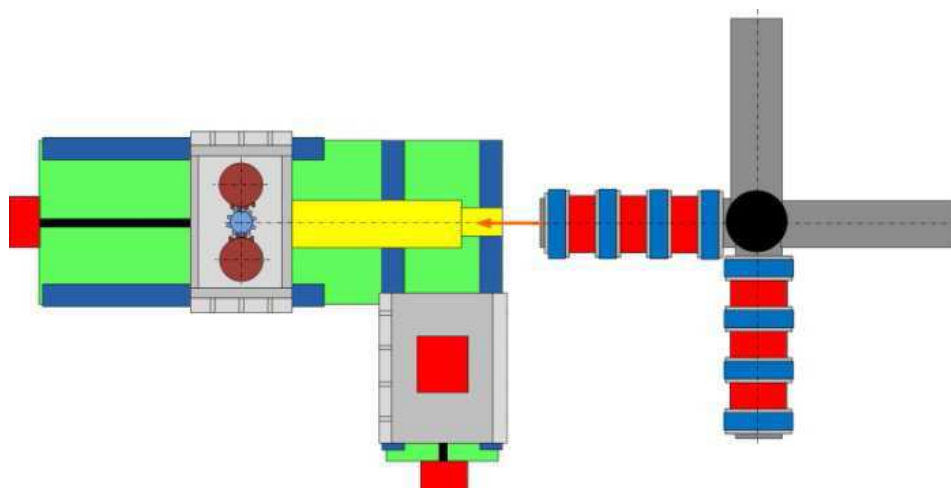
8.4.2 Výměna nožů

Výrazným prvkem celého stroje je spodní rám do tvaru „L“, který má svojí podobu právě kvůli zajištění druhé hlavní funkce, což je výměna nožů. Výměna nožů je zde zajištěna, jak plyne z morfologické matice, dvěma posuvnými pohyby. Každá skříň koná jeden posuvný pohyb definovaný vedením. Průběh výměny nožů je názorný z následujícího schématu. Na tomto obrázku je důležitá také poslední poloha (Výměna nožů – C), kdy skříň A vyjela dopředu, a tak byla umožněna lepší přístupnost k hřídelím během výměny nožů.



Obrázek 41 – Průběh výměny nožů

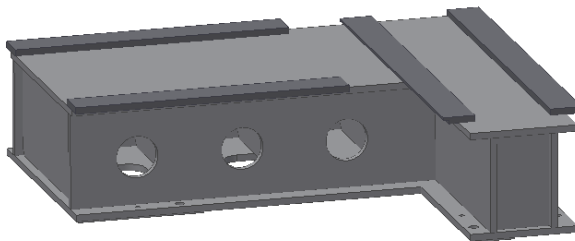
Tímto byl však popsán pouze princip jak se vytvoří prostor pro výměnu nožů. Nyní je třeba vysvětlit, jak se na hřídel nožová sada dostane. Výměna nožů je v tomto případě ruční. Realizuje se tak, že se ke stroji přistaví tzv. kříž na výměnu nožů, jehož hlavní součástí jsou čtyři trubky v jedné výšce a čtyři trubky ve druhé výšce, kde tyto výšky odpovídají výškám, v kterých se nachází nožové hřídele. Alespoň dvě trubky nad sebou musí být volné, protože nožová sada, která je aktuálně na hřídeli, se nasune na tuto trubku. Poté se kříž otočí a naopak se nasune nová nožová sada z kříže na hřídel, jak je vidět na následujícím schématu.



Obrázek 42 – Nasazení nožové sady

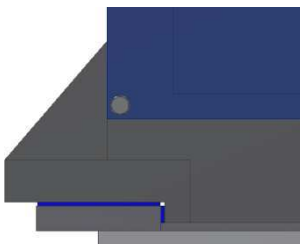
8.4.3 Spodní rám řezné jednotky

Rozměry tohoto rámu vycházejí z rozměrů navržených skříní a požadovaných posuvů. Jedná se opět o svařenec z plechů o tloušťce 30 mm, který má uvnitř žebrování. Dále je opatřen odlehčovacemi otvory a především vodícími plochami pro jednotlivé skříně. Celý tento spodní rám je ještě přišroubován přes patky ke stojanu, který je z části zabetonován v podlaze.



Obrázek 43 – Spodní rám

Skříně jsou na každém vedení opřeny o dvě plochy. Tyto třecí plochy jsou přišroubovány ke skříní a vybroušeny na přesné rozměry. Třecí plochy skříně opřené o jedno vedení jsou modře znázorněny na následujícím obrázku.



Obrázek 44 – Vedení skříně

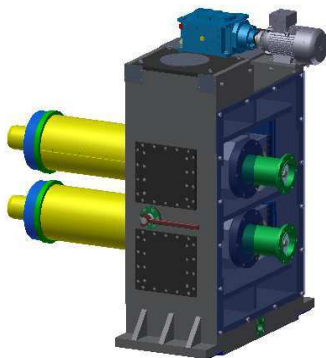
8.4.4 Návrh mechanismu pro posuv skříně

Pro posuv skříně je opět použit pohybový šroub hnaný elektromotorem a převodovkou. Ve skříní je na pevno přišroubována matice, a tak otáčením šroubu dochází k posuvu skříně. Je tedy nutné navrhnout pohon tohoto mechanismu a také pohybový šroub.

Návrh pohybového šroubu v mechanismu pro posuv skříně

Nejprve je nutné stanovit sílu, kterou je třeba vyvinout pro přesun skříně. Tato síla bude závislá na třecím součiniteli ve vedení a také na hmotnosti posouvané skříně.

Posuv této skříně je požadován 650 mm. Tento požadavek samozřejmě značně ovlivňuje rozměry pohybového šroubu, které je třeba tomuto přizpůsobit.



Obrázek 45 – Posouvající se hmota

$f_{PRved} = 0,18$...součinitel tření ve vedení [12]
 $m_{SH} = 5002 \text{ kg}$...hmotnost skříně s řeznými hřídelemi

Přesouvající síla F_{Pr}

$$F_{Pr} = m_{SH} \cdot g \cdot f_{PRved} = 5002 \cdot 9,81 \cdot 0,18 = 8832,5 \text{ N} = \underline{\underline{8,8 \text{ kN}}} \quad (8-43)$$

Pohybové šrouby budou opět s trapézovým závitem, v tomto případě rovnou zvolíme šroub TR 34x6. Tento šroub bude zkontrolován na tah na otláčení v závitu. Pokud bychom zde vycházeli z podmínky dovoleného napětí v tahu, šroub by vyšel s mnohem menším průměrem. Větší průměr byl zvolen proto, aby bylo docíleno celkově větší tuhosti zařízení a zamezilo se tak zbytečným vibračním slabých článků stroje.

Tahové napětí ve šroubu

Šroub je vyroben z materiálu ČSN 16 220, to je stejný materiál jako v případě pohybové šroubu přestavovacího mechanismu, tudíž dovolené napětí bude 196 MPa.

$d_{PRmin} = 30,5 \text{ mm}$...minimální průměr šroubu

$$S_{PRmin} = \frac{\pi \cdot d_{PRmin}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30,5^2}{4} = \underline{\underline{730,6 \text{ mm}^2}} \quad (8-44)$$

$$\sigma = \frac{F_{Pr}}{S_{PRmin}} = \frac{8800}{730,6} = \underline{\underline{12,1 \text{ MPa}}} < 196 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-45)$$

Kontrola na otláčení v závitu

Dovolený tlak v závitu bude opět použit 30 MPa s uvažováním rozložení napětí pouze do 5 závitů.

$D_{PR1} = 31 \text{ mm}$...minimální průměr šroubu
 $d_{PR} = 34 \text{ mm}$...jmenovitý průměr šroubu
 $n = 5$...počet zatížených závitů

$$S_{zPR} = \frac{\pi \cdot (d_{PR}^2 - D_{PR1}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (34^2 - 31^2)}{4} = \underline{\underline{153,2 \text{ mm}^2}} \quad (8-46)$$

$$p_z = \frac{F_{PR}}{n \cdot S_{zPR}} = \frac{8800}{5 \cdot 153,2} = \underline{\underline{11,5 \text{ MPa}}} < 30 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-47)$$

Návrh pohonu mechanismu pro posuv skříně

Pohonem zde bude opět elektromotor s převodovkou. Nejdůležitějším parametrem motoru bude zase krouticí moment. Nejprve tedy musíme stanovit potřebný krouticí moment na šroubu pro posuv skříně. Pro jeho stanovení bude použit stejný postup jako u návrhu pohonu přestavovacího mechanismu.

$$f_{PRzav} = 0,18 \quad \dots \text{součinitel tření v závitu [12]}$$

$$d_{tPR} = 32,5 \quad \dots \text{třecí průměr}$$

$$F_{oPR} = m_{SH} \cdot g \cdot f_{PRved} = 5002 \cdot 9,81 \cdot 0,18 = 8832,5 \text{ N} = \underline{\underline{8,8 \text{ kN}}} \quad (8-48)$$

$$f_{PRzav} = \text{tg } \varphi \Rightarrow \varphi = \text{arctg}(f) = \text{arctg}(0,18) = \underline{\underline{10,2^\circ}} \quad (8-49)$$

$$\alpha = \text{arctg}\left(\frac{s}{\pi \cdot d_{PR}}\right) = \text{arctg}\left(\frac{6}{\pi \cdot 34}\right) = \underline{\underline{3,2^\circ}} \quad (8-50)$$

$$F_{iPR} = F_{oPR} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) = 8800 \cdot \text{tg}(10,2 + 3,2) = 2107,3 = \underline{\underline{2,1 \text{ kN}}} \quad (8-51)$$

$$M_{iPR} = \frac{F_{iPR} \cdot d_{iPR}}{2} = \frac{2,1 \cdot 32,5}{2} = \underline{\underline{34,6 \text{ N} \cdot \text{m}}} \quad (8-52)$$

Pro tento posuv je vybrán tedy stejný motor jako pro přestavovací mechanismus, což je motor od firmy Siemens s označením 1LE1001-1AD42-2AA4 s následujícími základními parametry:

$$P_M = 0,75 \text{ kW}$$

$$n_M = 725 \text{ min}^{-1}$$

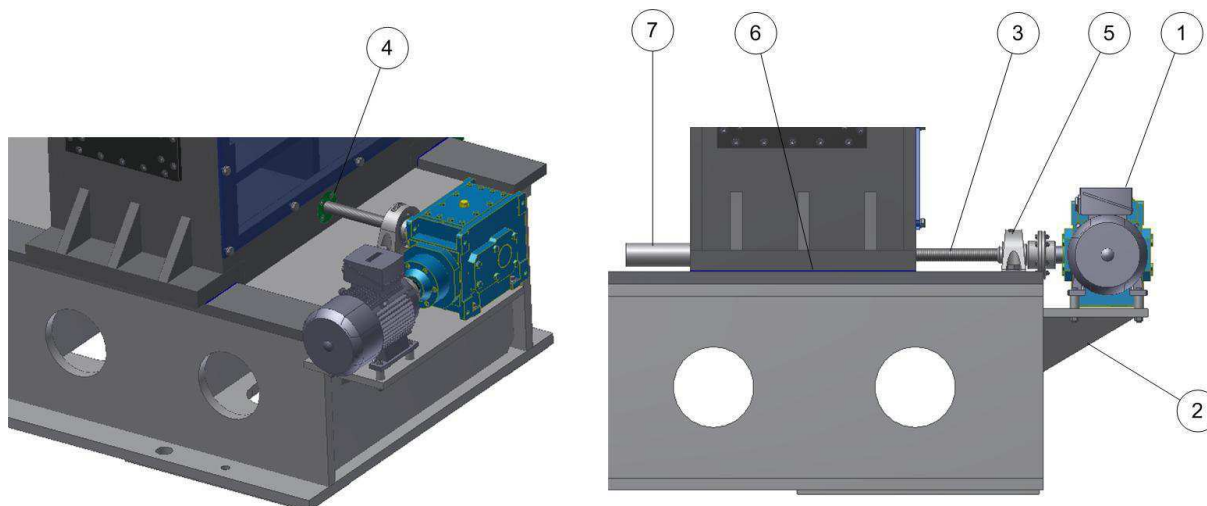
$$M_M = 9,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Převodovka je použita taktéž stejného typu jako v případě přestavovacího mechanismu, avšak s menším převodovým poměrem. Je to tedy opět převodovka od firmy Siemens a je označena B3SH03A10. Jedná se o kuželovou převodovku s převodovým poměrem $i=10$. Maximální točivý moment této soustavy se tedy spočte dle následujícího vztahu.

$$M_{P,PR} = M_M \cdot i = 9,9 \cdot 10 = \underline{\underline{99 \text{ N} \cdot \text{m}}} > M_{iPR} \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (8-53)$$

Sestavení posuvového mechanismu skříně

Mechanismus je poháněn motorem (1), který je umístěn na stojanu (2) přivařeném ke spodnímu rámu stroje. Pohybový šroub (3) je zašroubován do pohybové matice (4), která je pevně přišroubována ke skříni. Pohybový šroub je spojen s motorem skrze přírubový spoj a uložen je v ložiskovém domečku (5). Jelikož samotný pohybový šroub je delší než skříň, je skříň vybavena krytem pohybového šroubu (7), který chrání jeho závit.



Obrázek 46 – Posuvový mechanismus skříně

- 1 - Pohon posuvového mechanismu
- 2 - Stojan pohonu
- 3 - Pohybový šroub
- 4 - Matice (pro pohybový šroub)
- 5 - Ložiskový domeček
- 6 - Vedení posuvového mechanismu
- 7 - Kryt pohybového šroubu

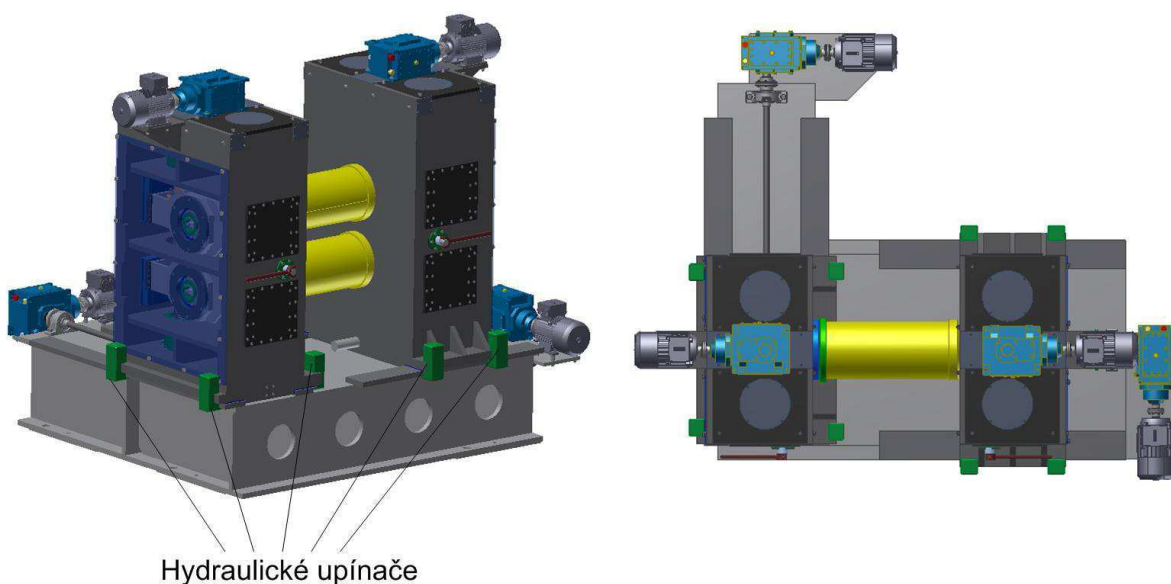
8.5 Popis zpracovaného konstrukčního řešení

Navržené konstrukční řešení je na vyšším stupni automatizace, než je řešení současné. To se může negativně projevit na nákladech na výrobu a provoz stroje, avšak má to také pozitivní důsledky.

Přestavování hřídelí je řízeno čistě automaticky, znamená to tedy, že obsluha nastaví pouze typ a tloušťku stříhaného materiálu a počet řezů včetně jejich poloh, což by se dalo znázornit v jednoduchém grafickém prostředí. Jednoduchý program by na základě těchto údajů stanovil požadovaný posuv hřídelí, jelikož tyto zmíněné údaje určují zatížení, které jak již bylo zmíněno, je do jisté míry kompenzováno najetím hřídelí blíže k sobě. Další aspekt, který je třeba brát v potaz je také obroušení nožů. Průměr nasazovaných nožů by se dal opět zadávat ručně do programu, popř. automaticky odměřovat při nasazení na řezné hřídele. Po

zadání těchto údajů by řídicí systém zapnul přestavovací motory a stále by dostával zpětnou vazbu z odměřovacího systému umístěného v řezné jednotce, který by měřil skutečnou polohu hřídelí. Tato zpětná vazba by pomohla řídicímu systému velmi přesné najetí hřídelí do správné polohy.

Výměna nožů v tomto návrhu probíhá sice ručně, avšak přestavení skříní do výměnné polohy je automatizované. Obsluha tedy pouze zmáčkne tlačítko a řezná jednotka se sama přestaví do požadované polohy. S touto funkcí souvisí další automatický prvek, což jsou hydraulické upínače, které drží skříně v provozní poloze a při přesunu skříní se uvolní. Fungují tak, že při provozu stroje tyto upínače přitlačují skříně k vedení pomocí talířových pružin. Pokud je potřeba se skříní posunout hydraulicky se tyto pružiny přetlačí a skříně se tím uvolní. Tyto upínače jsou znázorněny na následujícím obrázku.



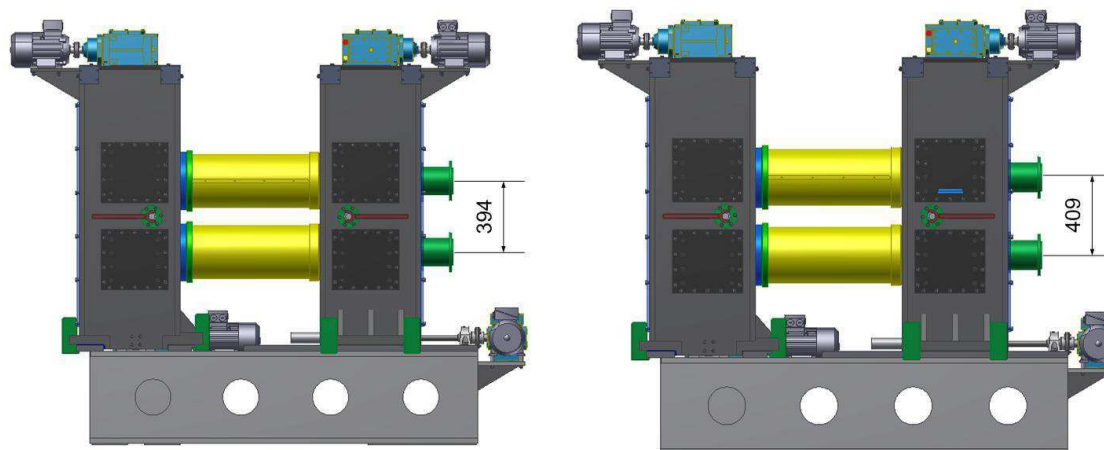
Obrázek 47 – Kompletní řezná jednotka s hydraulickými upínači

Na dalším obrázku je ze dvou pohledů znázorněna poloha skříní při výměně nožových sad. Z tohoto obrázku je zřejmé, že hydraulické upínače se pohybují společně se skříní.



Obrázek 48 – Poloha skříní během výměny nožů

Na posledním obrázku této kapitoly je znázorněn rozsah přestavovacího mechanismu nožových hřídelí. Na levém obrázku je znázorněna poloha, ve které je osová vzdálenost hřídelí 394mm, což při nasazení maximálně obroušených nožů o průměru 395mm způsobí požadovaný přesah nožů 1mm. Naopak na obrázku vpravo je vidět mechanismus v poloze, kdy se osová vzdálenost hřídelí rovná 409mm, což je potřeba při nasazení nových nožů.



Obrázek 49 – Rozsah přestavovacího mechanismu

Potřebný rozsah mechanismu je tedy ve skutečnosti pouze 15mm. Tato vzdálenost je vzhledem k velikosti stroje malá, což je zřejmé z obrázku výše, kde rozdíl mezi dvěma krajními polohami je na první pohled nepatrný. Mechanismus má však ve skutečnosti větší rozsah svého pohybu, který se může využít při seřizování stroje.

Dalším důležitým parametrem řezné jednotky je také její hmotnost. Celá řezná jednotka má tedy přibližně hmotnost $m_{RJ} = 10,4$ tun. Tato hmotnost se použije ke zjednodušené ekonomické analýze.

9 EKONOMICKÉ HODNOCENÍ

Jak již bylo řečeno, tak navržené konstrukční řešení je více automatizované, než je stávající konstrukční řešení zadávající firmy. Stanovení ceny celé řezné jednotky je však velmi složité, proto bude zjednodušeně určena přibližná cena, která bude vycházet z hmotnosti navržené řezné jednotky.

Po konzultaci se zadávající firmou byla určena cena na jeden kilogram řezné jednotky, která vychází z ceny a hmotnosti současného používaného řešení. Tato cena byla tedy stanovena na hodnotu 500 Kč/kg. Celková cena řezné jednotky se spočte dle následujícího vzorce

$$cena = 500 \cdot m_{\dot{r}J} = 10400 \cdot 500 = \underline{\underline{5200000Kč}} \quad (9-01)$$

Celková cena vyšla tedy 5 200 000 Kč. Tato cena je samozřejmě pouze orientační, ale dává již velmi dobrou představu o případné reálné ceně tohoto stroje. V této ceně jsou v podstatě započítány přibližně všechny náklady spojené s výrobou stroje. V tomto případě se jedná především o obrábění a tepelné zpracování některých součástí.

Stanovená cena je samozřejmě vyšší, než je cena stávajícího řešení, jehož cena se blíží výše spočtené, ale za celý stroj, tzn. i s pohonnou jednotkou a kardanovými hřídelemi. Vyšší cena je z velké části zapříčiněna tím, že stávající řešení je konstruováno na stříhání plechů o poloviční tloušťce, než na kolik je konstruována navržená řezná jednotka. Spočtená cena by pravděpodobně však byla ještě vyšší kvůli nákladům na elektrické a hydraulické zařízení potřebné pro provoz stroje.

10 ZÁVĚR

Cílem této práce byl konstrukční návrh řezné jednotky kotoučových nůžek pro zadanou technologii. Požadavky na konstrukční řešení zahrnovaly principiální změny oproti současnému používanému řešení. Tyto změny byly požadovány, protože současné konstrukční uspořádání nebylo schopné stříhat plechy o zadané tloušťce. Dalším důvodem byla také nespokojenost v praxi s některými konstrukčními uzly.

Tato diplomová práce se s ohledem na její hlavní cíl zabývá především kompletním konstrukčním návrhem řezné jednotky. Nejprve bylo tedy na základě zadané technologie výroby stanoveno zatížení stroje a základní geometrické parametry nožů a nožových hřídelí. Po těchto technologických výpočtech byly navrženy konstrukční varianty, které by byly schopny zajistit všechny požadavky na konstrukci. Po vyhodnocení těchto variant byla nejlepší z nich zvolena a následně detailně rozpracována.

Navržené konstrukční řešení splňuje veškeré vstupní požadavky, které na něj byly kladeny. Oproti současnému řešení se navržená řezná jednotka liší v obou základních mechanismech tohoto stroje, což je přestavování hřídelí a mechanismus pro výměnu nožů. Samoučelná změna však cílem práce určitě není. Nový přestavovací mechanismus může být snadno předimenzován pro větší zatížení a nově navržený mechanismus pro výměnu nožů umožňuje proces výměny značně zjednodušit a také zrychlit. Dalším rozdílem oproti současnému řešení je stupeň automatizace, který je v celé navržené konstrukci vyšší, což nejen usnadňuje práci, ale také zabraňuje znehodnocení stroje nedbalou obsluhou.

11 LITERÁRNÍ ZDROJE

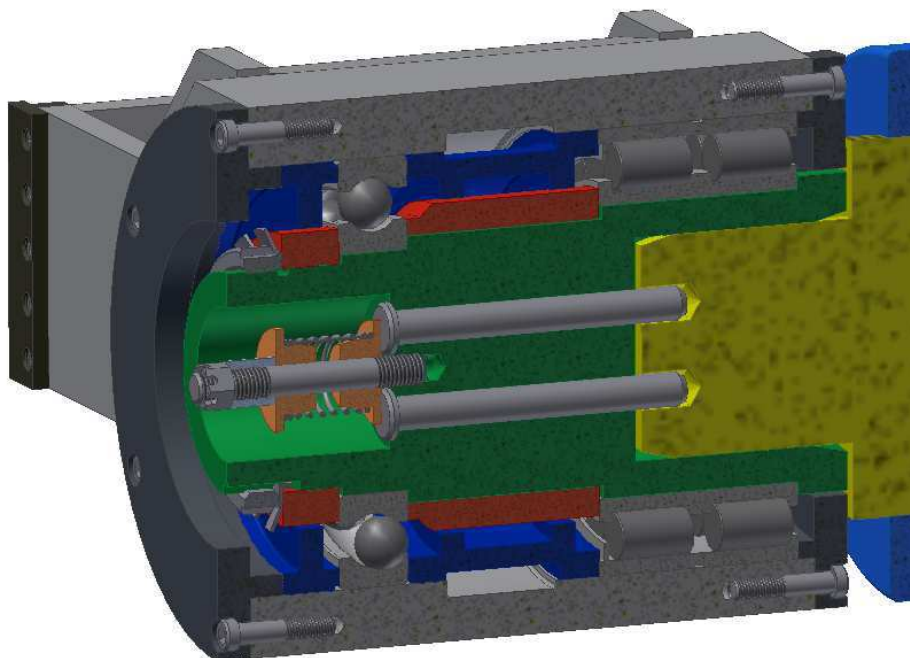
- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra - strojní části 1.*, Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3.
- [2] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra - strojní části 2.*, Praha: Computer Press, 2000. ISBN 0-7226-202-5.
- [3] LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1998. ISBN 80-7183-123-9.
- [4] NOVOTNÝ, J., LANGER, Z. *Stříhaní a další způsoby dělení kovových materiálů*. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1980
- [5] STANĚK J., NĚMEJC., J. *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2005. ISBN 80-7043-363-9.
- [6] ČECHURA, M., STANĚK, J., MALHAUS M., *Ořezávací a rozřezávací nůžky*. 1983.

12 INTERNETOVÉ ZDROJE

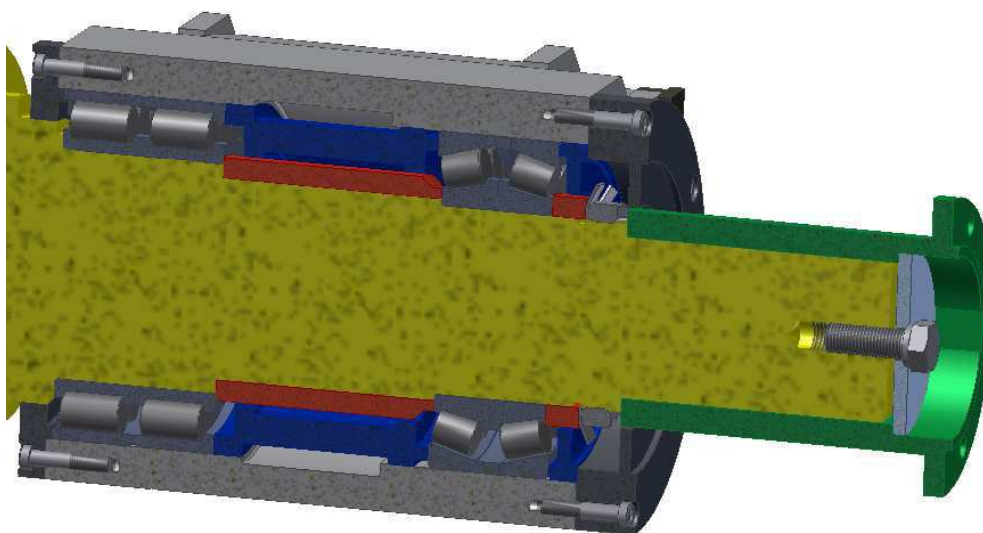
- [7] *Siemens* [online]. 2012 [cit. 2013-05-08]. Elektrické pohony. Dostupné z WWW: <http://www.siemens.com/sd-configurator>
- [8] *SALZGITTER FLACHSTAHL* [online]. 2010 [cit. 2013-05-08]. Rozřezávací linka. Dostupné z WWW: <http://www.salzgitter-flachstahl.de>
- [9] *ŽDAS a.s.* [online]. 2002 [cit. 2013-05-08]. Kotoučové nůžky. Dostupné z WWW: <http://www.zdas.cz>
- [10] *GEORG* [online]. 2009 [cit. 2013-05-08]. Kotoučové nůžky. Dostupné z: <http://www.georg.com>
- [11] *King Jime machined limited* [online]. Kotoučové nůžky. 2010 [cit. 2013-05-08]. Dostupné z WWW: <http://www.kingjime.com>
- [12] *ConVERTER* [online]. Součinitel smykového tření. 2002 [cit. 2013-05-08]. Dostupné z WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/smykove-treni.htm>

PŘÍLOHA č. 1

3D detail uložení nožových hřídelí



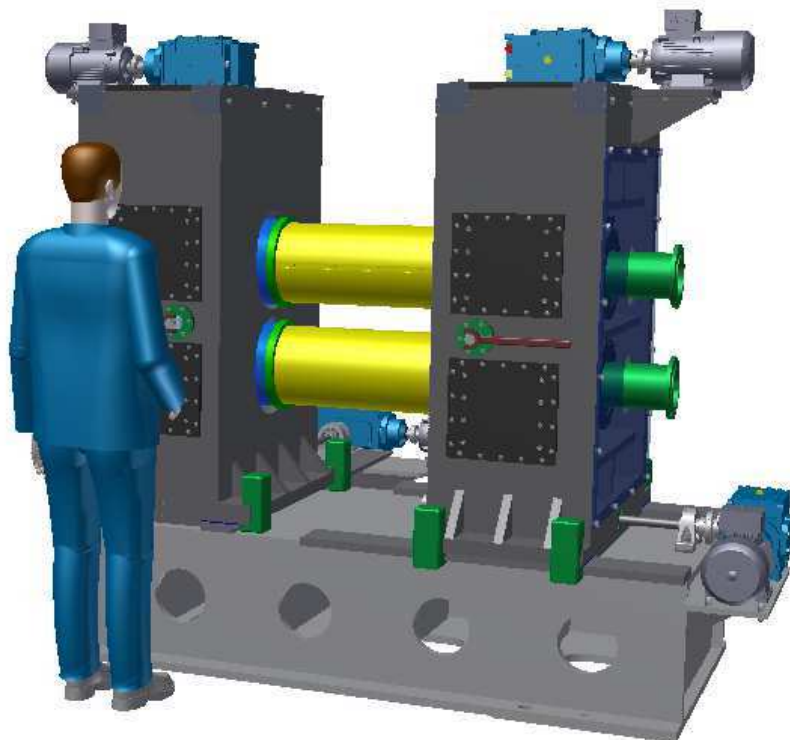
Obr. 1 – Detail volného konce nožové hřídele



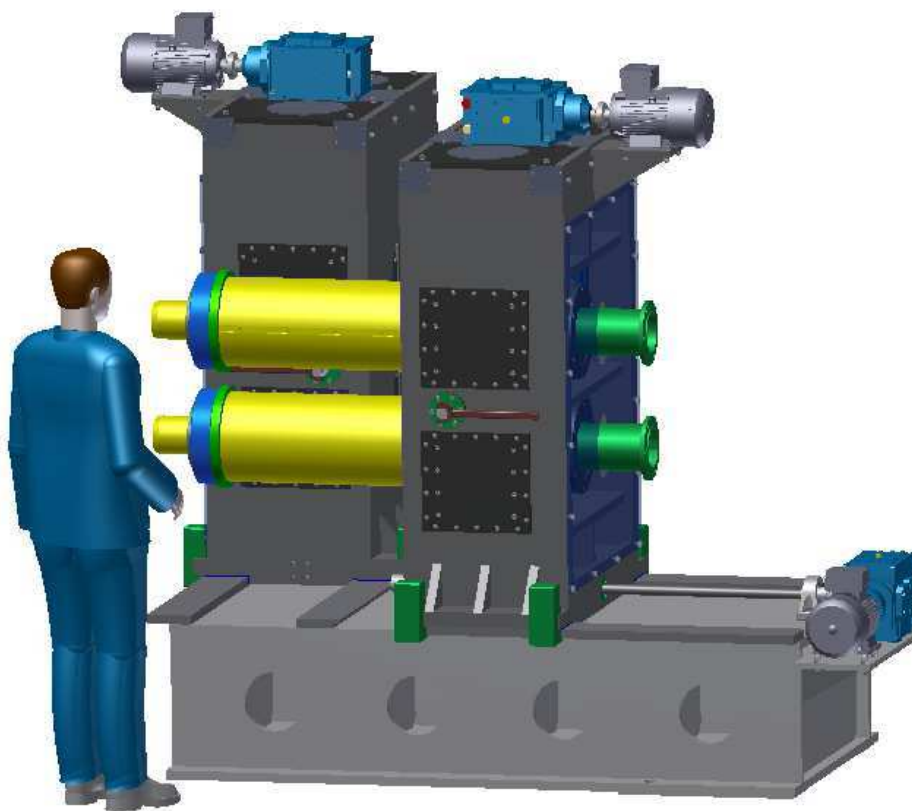
Obr. 2 – Detail pevného konce nožové hřídele

PŘÍLOHA č. 2

Řezná jednotka s dělníkem



Obr. 3 – Řezná jednotka s dělníkem



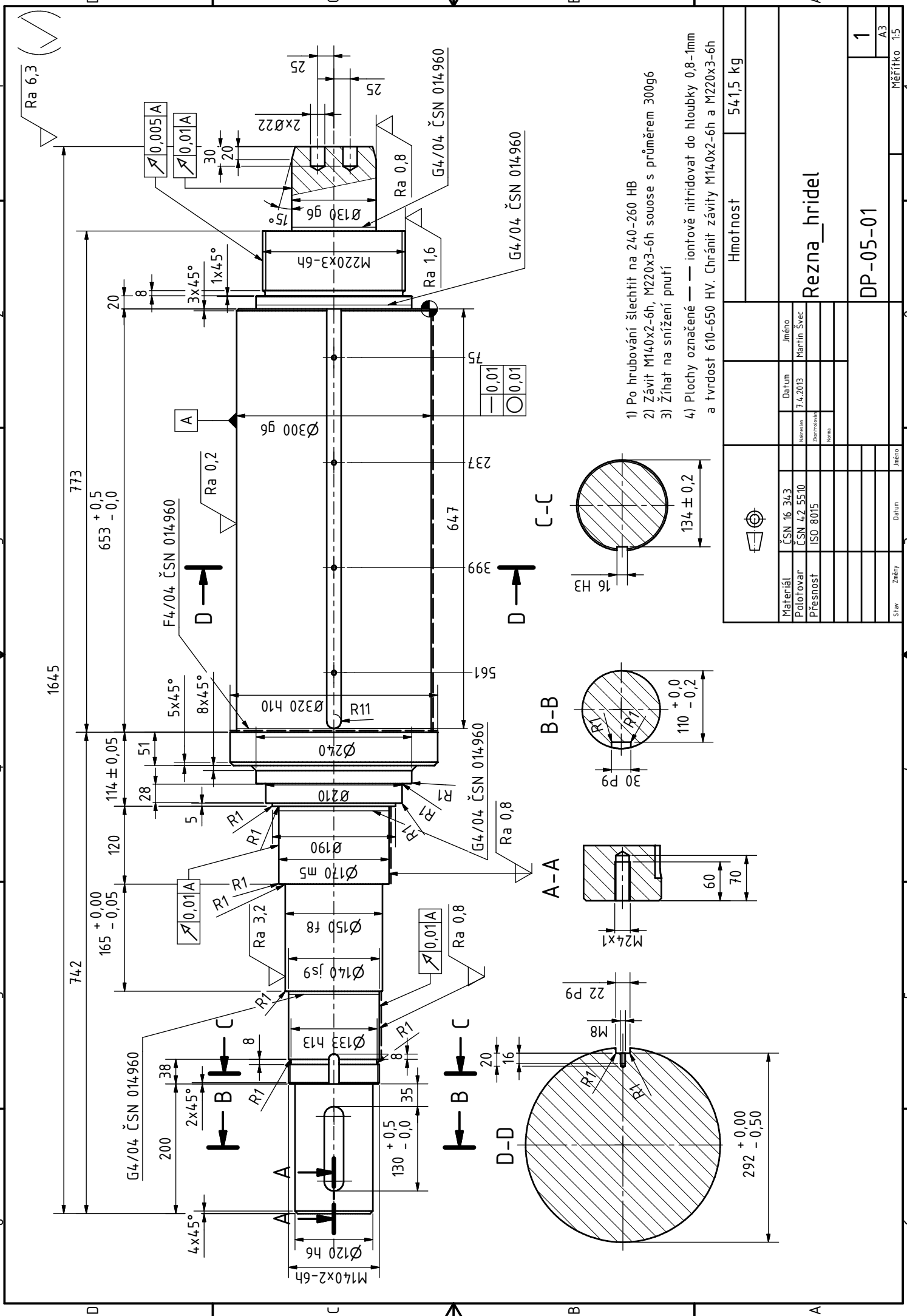
Obr. 4 – Přístup dělníka při výměně nožů

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK


VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

VYTVOŘENO VE VÝUKOVÉM PRODUKTU SPOLEČNOSTI AUTODESK

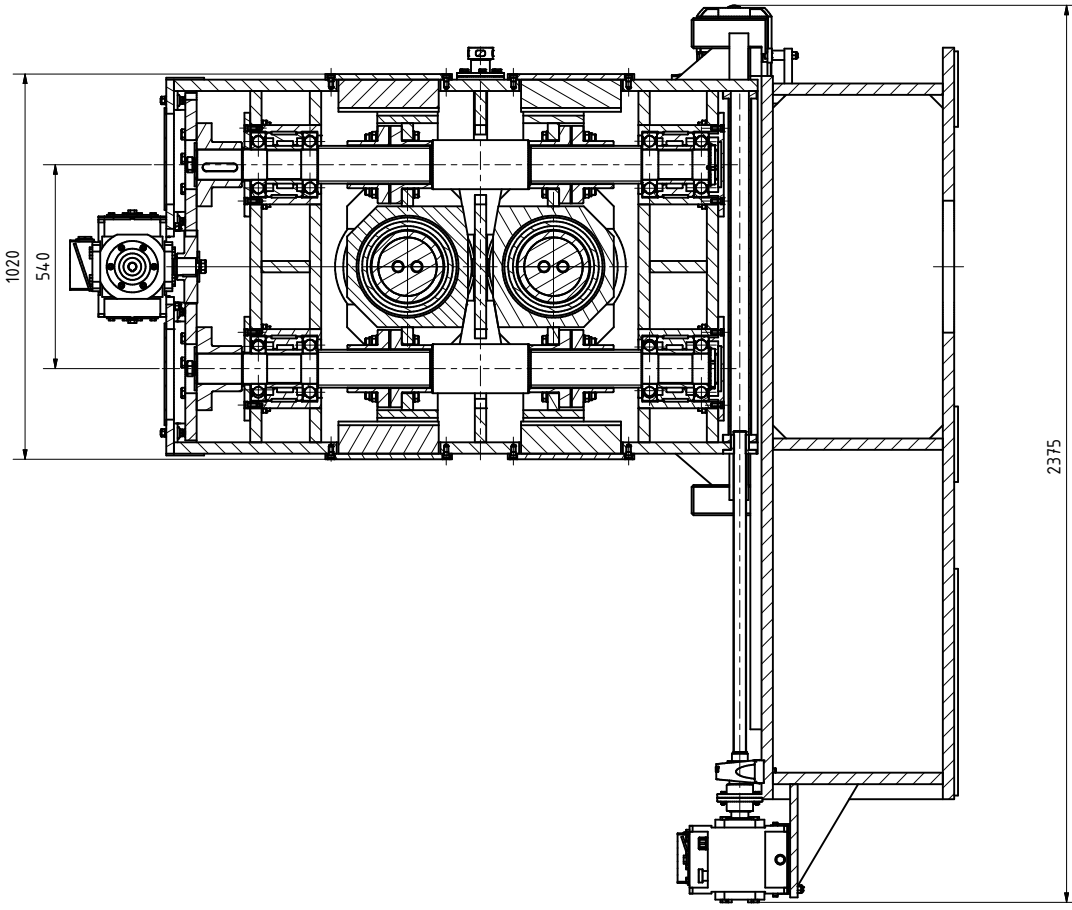


- Po hrubování šlechtit na 240-260 HB
- Závít M140x2-6h, M220x3-6h souose s průměrem 300g6
- Žítat na snížení pruří
- Plochy označené — iontově nitrídotvat do hloubky 0,8-1mm a tvrdost 610-650 HV. Chránit závit M140x2-6h a M220x3-6h

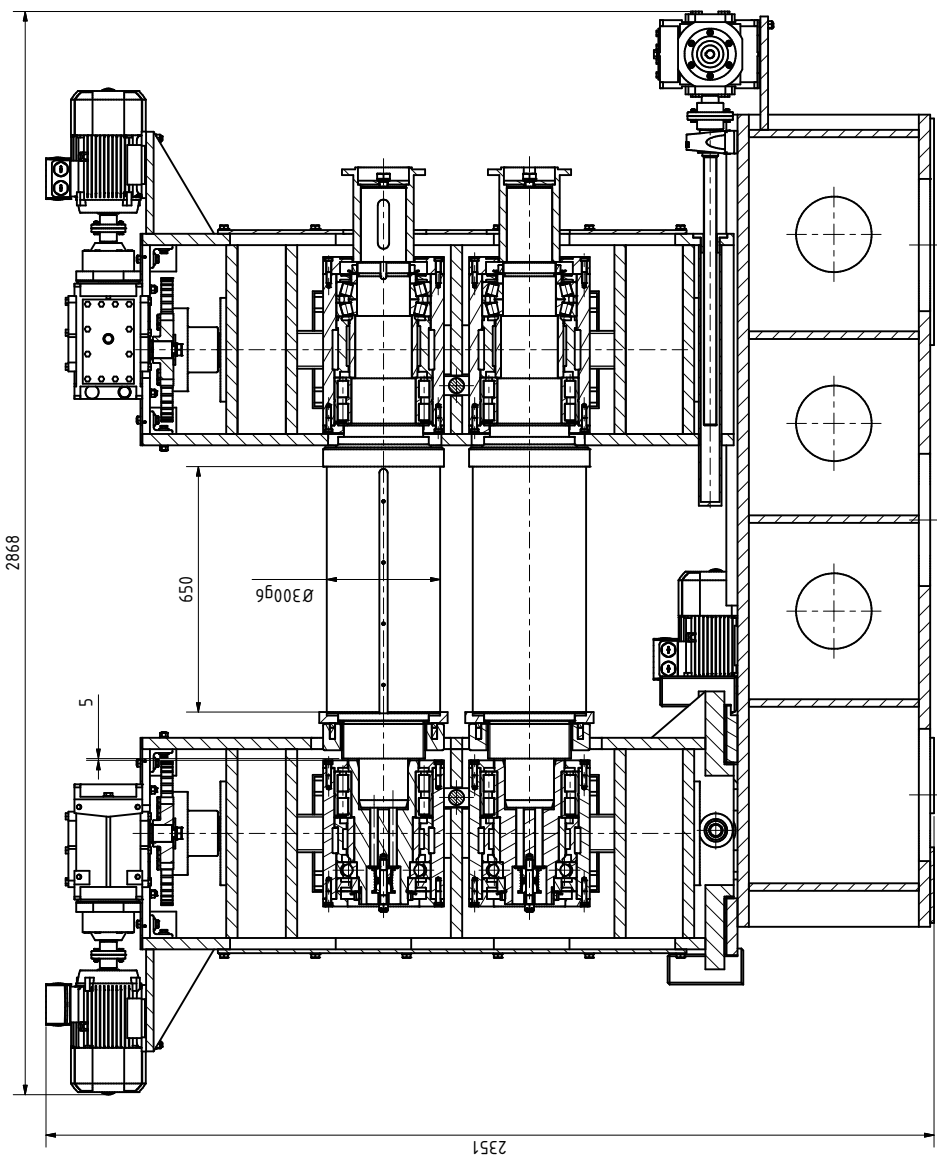
Hmotnost			541,5 kg																	
<table border="1"> <tr> <th>Material</th> <th>ČSN 16 343</th> <th>Jméno</th> </tr> <tr> <th>Polotovár</th> <td>ČSN 42 5510</td> <td>Martin Švec</td> </tr> <tr> <th>Přesnost</th> <td>ISO 8015</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Zpracování</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Norma</td> <td></td> </tr> </table>						Material	ČSN 16 343	Jméno	Polotovár	ČSN 42 5510	Martin Švec	Přesnost	ISO 8015			Zpracování			Norma	
Material	ČSN 16 343	Jméno																		
Polotovár	ČSN 42 5510	Martin Švec																		
Přesnost	ISO 8015																			
	Zpracování																			
	Norma																			
Rezna_hridel																				
DP-05-01																				
1																				
A3																				
Měřítka 1:5																				

																				
<table border="1"> <tr> <th>Material</th> <th>ČSN 16 343</th> <th>Jméno</th> </tr> <tr> <th>Polotovár</th> <td>ČSN 42 5510</td> <td>Martin Švec</td> </tr> <tr> <th>Přesnost</th> <td>ISO 8015</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Zpracování</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>Norma</td> <td></td> </tr> </table>						Material	ČSN 16 343	Jméno	Polotovár	ČSN 42 5510	Martin Švec	Přesnost	ISO 8015			Zpracování			Norma	
Material	ČSN 16 343	Jméno																		
Polotovár	ČSN 42 5510	Martin Švec																		
Přesnost	ISO 8015																			
	Zpracování																			
	Norma																			
Rezna_hridel																				
DP-05-01																				
1																				
A3																				
Měřítka 1:5																				

C-C (1 : 10)



B-B (1 : 10)



Hmotnost		10,4 t	
Řezná jednotka			
DP-00		2	
Měřítko 1:10		AZ	
		2	
		3	
		4	
		5	
		6	
		7	
		8	
		9	
		10	
		11	
		12	
		13	
		14	
		15	
		16	
		17	
		18	
		19	
		20	
		21	
		22	
		23	
		24	
		25	
		26	
		27	
		28	
		29	
		30	
		31	
		32	
		33	
		34	
		35	
		36	
		37	
		38	
		39	
		40	
		41	
		42	
		43	
		44	
		45	
		46	
		47	
		48	
		49	
		50	