

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Válcovací stolice pro šperkařské užití

Autor: **Daniel Marušík**

Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Daniel MARUŠTÍK**
Osobní číslo: **S14B0186P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Válcovací stolice pro šperkařské užití**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

V úvodu práce bude provedena rešerše na téma válcovací stolice pro šperkařské užití. V práci budou vypracovány varianty konstrukčních řešení stolice a jeho pohonu. Pro vybranou variantu bude zpracováno konstrukční řešení včetně jeho ověření. Na závěr práce bude vypracována výkresová dokumentace vybraných dílů.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Provedení rešerše na téma válcovací stolice pro šperkařské užití
2. Návrh konstrukčních variant
3. Konstrukční návrh zvoleného řešení
4. Vypracování zadané výkresové dokumentace

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

KOVÁČ, A., JENKUT, M. *Tvárníacie stroje*. Bratislava: Vydavateľstvo technickej a ekonomickej literatúry, 1978

KAMELANDER, I. *Tvářecí stroje I.* Brno: VUT, 1989

STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU, 2001

RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje*. Praha: SNTL, 1985

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant bakalářské práce: **Doc. Ing. Jan Hlaváč, Ph.D.**

Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Hašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Marušík	Jméno Daniel		
STUDIJNÍ OBOR	B2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Jméno Jan		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Válcovací stolice pro šperkařské užití			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	54	TEXTOVÁ ČÁST	49	GRAFICKÁ ČÁST	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Bakalářská práce je zaměřena na konstrukční provedení válcovacích stolic užívaných ve šperkařství. Jejich popis, variantní návrh, ruční výpočty i počítačová simulace (MKP analýza) jsou součástí této práce.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Válcování, válcovací stolice, rám, pracovní válec

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Marušík	Name Daniel	
FIELD OF STUDY	B2301 „Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Hlaváč, Ph.D.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Rolling mill for jewelry use		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	54	TEXT PART	49	GRAPHICAL PART	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor's thesis is focused on the design of rolling mills used in jewelry. This work contains a description of these particular rolling mills, variant design, calculations and computer simulations (FEA).
KEY WORDS	Rolling of metals, rolling mill, frame, work roll

Poděkování

Touto formou bych rád poděkoval panu doc. Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D. za četné konzultace, které mne obohatily o užitečné informace a rady, nezbytné pro vypracování této bakalářské práce.

Obsah

1	Úvod	10
2	Rešerše	11
2.1	Válcování	11
2.2	Válcovací stolice ve šperkařství	11
2.2.1	Použití	11
2.3	Válcovací stolice s ručním pohonem	12
2.3.1	Rám válcovací stolice	12
2.3.2	Pracovní válce	12
2.3.3	Uložení válců	12
2.3.4	Stavění válců	12
2.3.5	Převodovka	13
2.4	Válcovací stolice s elektrickým pohonem	13
2.4.1	Elektrický pohon	13
2.5	Mechanické vlastnosti šperkařských kovů	14
3	Návrh variant	15
3.1	Varianta 1	15
3.2	Varianta 2	16
3.3	Varianta 3	17
3.4	Vyhodnocení variant	18
3.4.1	Technické hodnocení	19
3.4.2	Ekonomické hodnocení	19
3.4.3	Porovnání variant a výběr optimálního návrhu	20
4	Výpočty válcovací stolice	21
4.1	Zvolené hodnoty	21
4.2	Základní válcovací rozměry	22
4.2.1	Kontrola vtažení provalku mezi válce:	22
4.3	Válcovací síla a zátěžný moment	23
4.3.1	Délka ruční kliky	24
4.4	Minimální průměr čepů válce	25
4.5	Volba ložisek	25
4.6	Výpočet průhybu válců	26
4.6.1	Podmínky statické rovnováhy a reakce v ložiskách	27

4.6.2	Průhyb válce od ohybového momentu	27
4.6.3	Průhyb válce od posouvající síly	29
4.6.4	Celkový průhyb pracovních válců	30
4.7	Šroubová spojení	30
4.7.1	Svěrné šrouby	30
4.7.2	Stavěcí šrouby.....	31
4.8	Výpočty rámu	33
4.8.1	Rozměry rámu	33
4.8.2	Výpočtový model.....	34
4.8.3	Výpočet ohybového momentu a napětí.....	34
4.8.4	Rozevření rámu ve vertikálním směru.....	36
4.8.5	Tuhost rámu	36
4.8.6	Kontrola příčky s otvorem pro šroub.....	37
5	MKP analýza	38
5.1	Průhyb pracovních válců	38
5.1.1	Okrajové podmínky	38
5.1.2	Výsledky.....	38
5.2	Výpočet rámu	40
5.2.1	Okrajové podmínky	40
5.2.2	Výsledky.....	40
5.3	Analýza sestavy válcovací stolice.....	42
5.3.1	Okrajové podmínky	42
5.3.2	Výsledky.....	43
6	Závěr	46

1 Úvod

Tato bakalářská práce se věnuje válcovacím stolicím, které se uplatňují ve šperkařském řemesle. Cílem práce je mimo jiné ověření znalostí získaných v průběhu studia a jejich aplikace na praktickém příkladu.

Teoretická část práce začíná rešerší, jejíž smyslem je uvedení do problematiky válcování a válcovacích stolic. Konstrukční popis již existujících stolic je následně doplněn tvorbou vlastních variant. Ty jsou poté vyhodnoceny a nejlepší návrh je v praktické části podroben analytickým výpočtům. Ruční výpočty jsou pak ověřeny MKP analýzou v programu Siemens NX 11.0. Deformační a napěťovou analýzou jsou přezkoumány samostatně pracovní válce, rám a také zjednodušený válcovací celek. Jednotlivé výsledky jsou vždy porovnány mezi sebou a okomentovány.

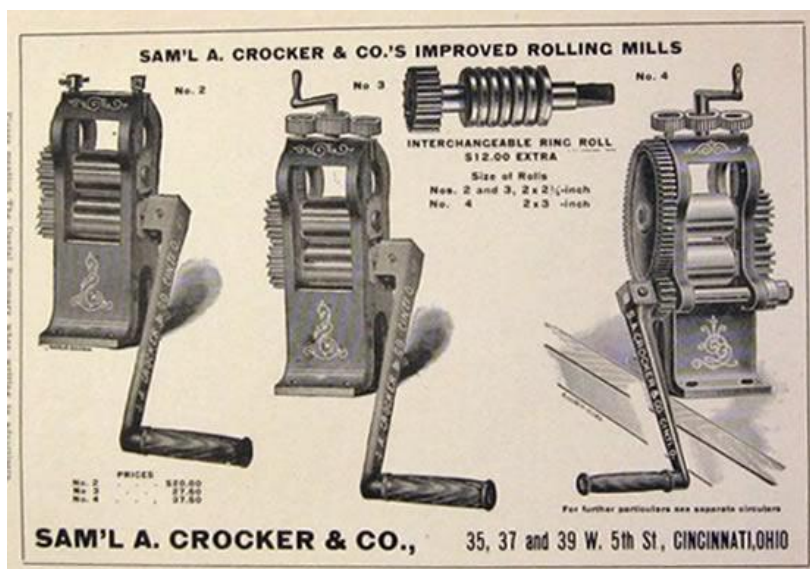
2 Rešerše

2.1 Válcování

Válcování je tvářecí proces, při kterém dochází k formování materiálu mezi otáčejícími se válci. Protilehlé válce působí na materiál tlakem a polotovar je ztenčován za současného rozšiřování do stran. Platí zákon zachování stálého objemu. Tato práce je koncentrována na studené válcování pomocí válcovací stolice se dvěma válci (provedení duo). Během tváření za studena dochází ke změně mechanických vlastností válcovaného materiálu. Zvyšuje se mez pevnosti, mez kluzu, tvrdost a klesá tažnost. Malé ruční válcovací stolice na plechy a dráty se užívaly už od 18. století a dodnes najdou svůj význam například ve šperkařství. [1]

2.2 Válcovací stolice ve šperkařství

Šperkařské válcovací stroje mají svou vlastní specifickou konstrukci a na trhu se nalézají několik druhů těchto stolic. Jedná se o zařízení s relativně jednoduchou stavební strukturou, která je už po dlouhá léta ustálena. Konstrukce těchto stolic se v zásadě liší pouze způsobem pohonu. Existují buďto manuálně ovládané stolice, ovládané pomocí ruční kličky, nebo stolice poháněné elektrickým motorem.



Obr. 2.1 - Válcovací stolice přibližně z roku 1912 [2]

2.2.1 Použití

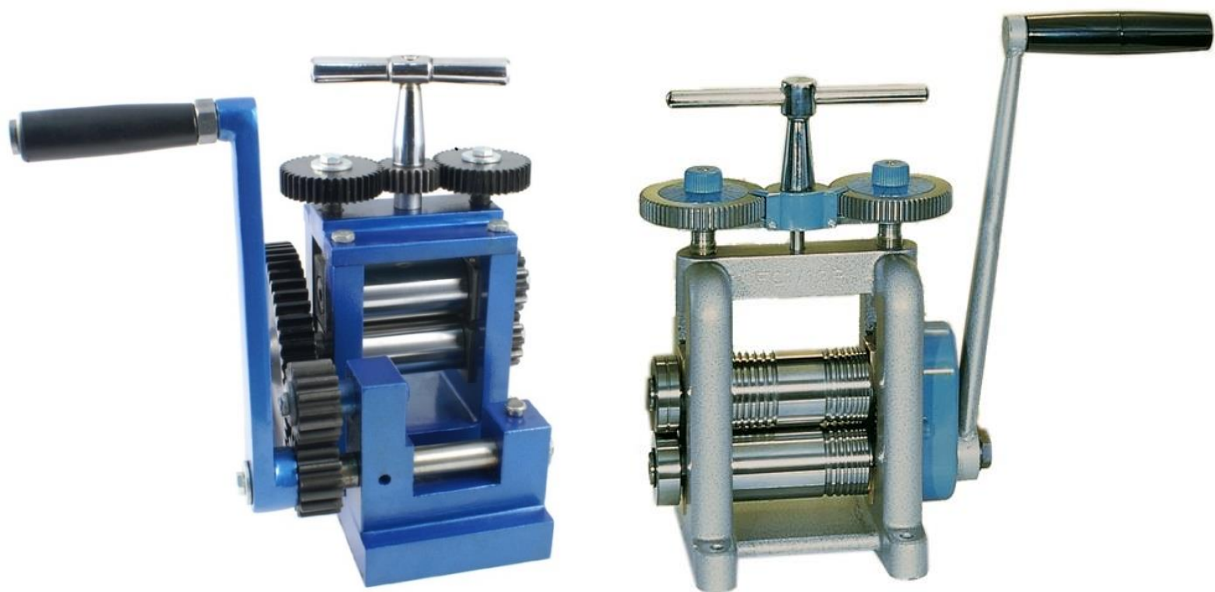
Pro šperkaře tento stroj znamená úspory časové i finanční, protože jeho využití může být hned víceúčelové. Základní funkcí válcovací stolice je ztenčování polotovarů v podobě plíšků nebo drátů různých průměrů. Další možností je formování drátů do všelijakých tvarů: kruhových, polokruhových (tvar D), trojúhelníkových, čtvercových a podobně. To je umožněno díky speciálním válcům, které jsou opatřeny tvarovými vruby. Někteří výrobci válcovacích stolic nabízejí sady vyměnitelných válců, z nichž některé mají povrch plochý a některé jsou vrubované po celé délce. V případě širšího využití si pak každý uživatel může válcování přizpůsobit podle daných potřeb. Pro případ užšího využití existují válce kombinované, které jsou do určité části pracovní délky ploché a v druhé části vrubované. Poslední možností je texturování povrchu provalku. Pro tento účel je možno si pořídit různě

vzorované válce, které někteří producenti poskytují. Další alternativou je vystřížení vlastního vzoru do tvrdšího papíru, který se posléze přiloží na plochu válcovaného plíšku a nechá se do něj vtisknout.

2.3 Válcovací stolice s ručním pohonem

2.3.1 Rám válcovací stolice

Rám je vyráběn z oceli jako odlitek nebo svařenec. Jedná se o stavební kámen celého stroje, protože jsou do něj přenášeny veškeré pracovní síly. Všechny ostatní části stolice jsou přímo nebo nepřímo uloženy právě do ocelového rámu. Ten musí disponovat dostatečnou pevností a tuhostí, protože každá deformace rámu má nepříznivý vliv na přesnost válcovacího procesu.



Obr. 2.2 – Příklady dnešních válcovacích stolic užívaných ve šperkařství [3]

2.3.2 Pracovní válce

Jak už bylo zmíněno, povrch válců bývá v případě válcovacích stolic užívaných ve šperkařství zarovnaný, vrubovaný nebo texturovaný. Jejich průměr se pohybuje v rozmezí od 40 do 65 mm a pracovní délka od 70 do 130 mm. Povrchová vrstva válců je zpravidla tvrzena na tvrdost 60 - 65 HRC. Válce se dimenzují tak, aby docházelo během tváření k jejich minimálnímu prohýbání. [4]

2.3.3 Uložení válců

Pracovní válce jsou uloženy ve valivých, případně kluzných ložiskách. Ta jsou umístěna v ložiskových tělískách, která drží celou soustavu uvnitř rámu stolice. Přes ložiska je přenášena válcovací síla do rámu a v případě pomalých válcovacích rychlostí s občasným zatížením jsou dimenzována především na statickou únosnost.

2.3.4 Stavění válců

Ustavení válců vůči sobě je korigováno stavěcími šrouby, které polohují horní válec ve svislém směru. Jak lze spatřit na obrázku výše, tyto šrouby jsou ovládány horní kličkou přes ozubený převod tak, aby obě strany válce stoupaly či sestupovaly rovnoměrně. Mezeru mezi válci mohou zajistit buď

samotné stavěcí šrouby, které jsou uchyceny v ložiskových tělesech a nebo pružinky vložené mezi oba páry ložiskových domečků.

2.3.5 Převodovka

Takřka nezbytnou součástí těchto strojů je převodovka, která je tvořena párem či trojicí čelních ozubených kol. Typicky se tyto stolice vyrábí s převodovými poměry 3:1, 4:1, 5:1, 6:1 nebo 7:1. Vyšší převodové poměry jsou určeny pro stolice s vyšším silovým zatížením, protože čím je převodový poměr vyšší, tím snazší je pro uživatele otáčení klikou. Podobný efekt má na válcování pochopitelně i délka samotné kliky. Třetí (vložené) ozubené kolečko je umístěno z praktických důvodů. Nastavuje totiž směr otáčení válců ve směru otáčení kliky. Mnozí výrobci jej však opomíjejí.

Klíčkou bývá primárně poháněn vždy pouze jeden z pracovních válců. Proto se na druhé straně rámu nachází pár ozubených kol, který zajišťuje přenos točivého momentu i na druhý z válců. Jelikož jsou tato kola nasazena přímo na čepech válců, které vůči sobě mění polohu, musí být ozubení dimenzováno na potřebný pracovní zdvih.

2.4 Válcovací stolice s elektrickým pohonem

2.4.1 Elektrický pohon

Jak je vidět na obrázku 1.3, elektromotorem poháněné stolice jsou co do stavby velmi podobné. Jedinou zásadní odlišností je právě poháněcí systém, kvůli kterému jsou tyto stolice o něco mohutnější. Výhodou těchto strojů je programovatelný poloautomatický chod, takže pracovník je ušetřen od operování s klikou. Tyto stolice se typicky vyrábí s výkonem okolo 1 kW, ale výkon větších výkonnějších stolic může dosahovat až 10 kW. Jejich další výhodou je tedy možnost práce s většími tloušťkami provalků a tím pádem i výroba širšího sortimentu zboží.



Obr. 2.3 – Válcovací stolice s elektrickým pohonem [5]

2.5 Mechanické vlastnosti šperkařských kovů

V následující tabulce jsou pro srovnání uvedeny vybrané mechanické vlastnosti kovů používaných ve šperkařství. Dá se předpokládat, že v případě mědi a hliníku se pro tváření na ruční válcovací stolici užívají ty slitiny, jejichž mez kluzu nepřesahuje 300 MPa. [6]

	Hustota [kg/m ³]	Youngův modul [MPa]	Mez kluzu [MPa]	Mez pevnosti [MPa]
Zlato	19 300 - 19 650	80 000 - 82 700	122 - 207	130 - 220
Stříbro	10 500	72 000 - 75 800	55 - 265	150 - 360
Platina	21 500	145 000	38 - 180	120 - 140
Palladium	12 000	21 000	35 - 200	130 - 320
Měď a její slitiny*	8 200 - 8 900	98 000 - 138 000	50 - 650	220 - 700
Hliník a její slitiny*	2 690 - 2 850	70 000 - 72 000	40 - 450	80 - 530

*Vlastnosti těchto slitin se výrazně liší podle obsahu přísadových prvků.

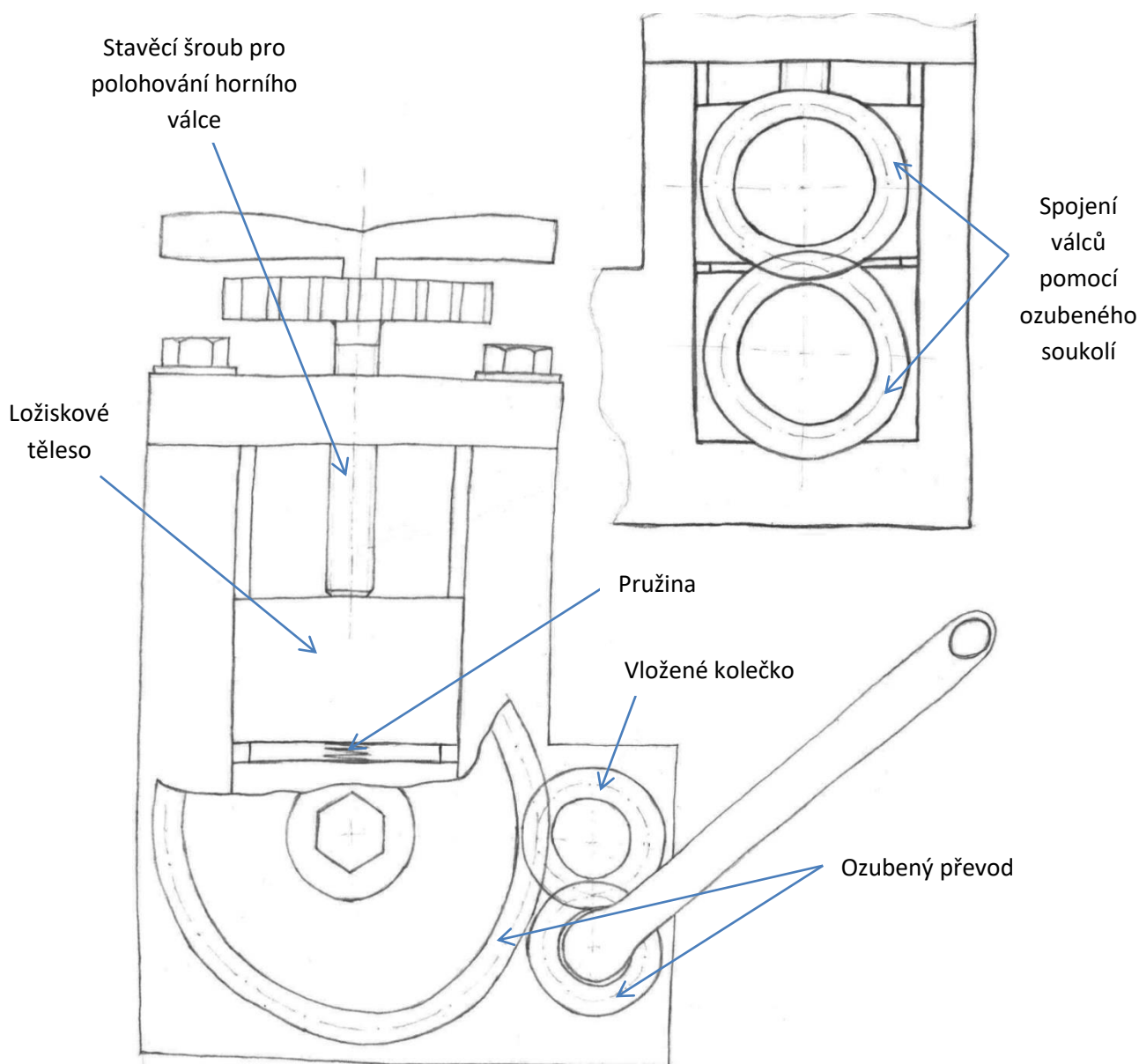
Tab. 2.1 – Orientační mechanické vlastnosti válcovaných materiálů

3 Návrh variant

Pro účely této bakalářské práce byly zpracovány tři varianty, které jsou postupně představeny.

3.1 Varianta 1

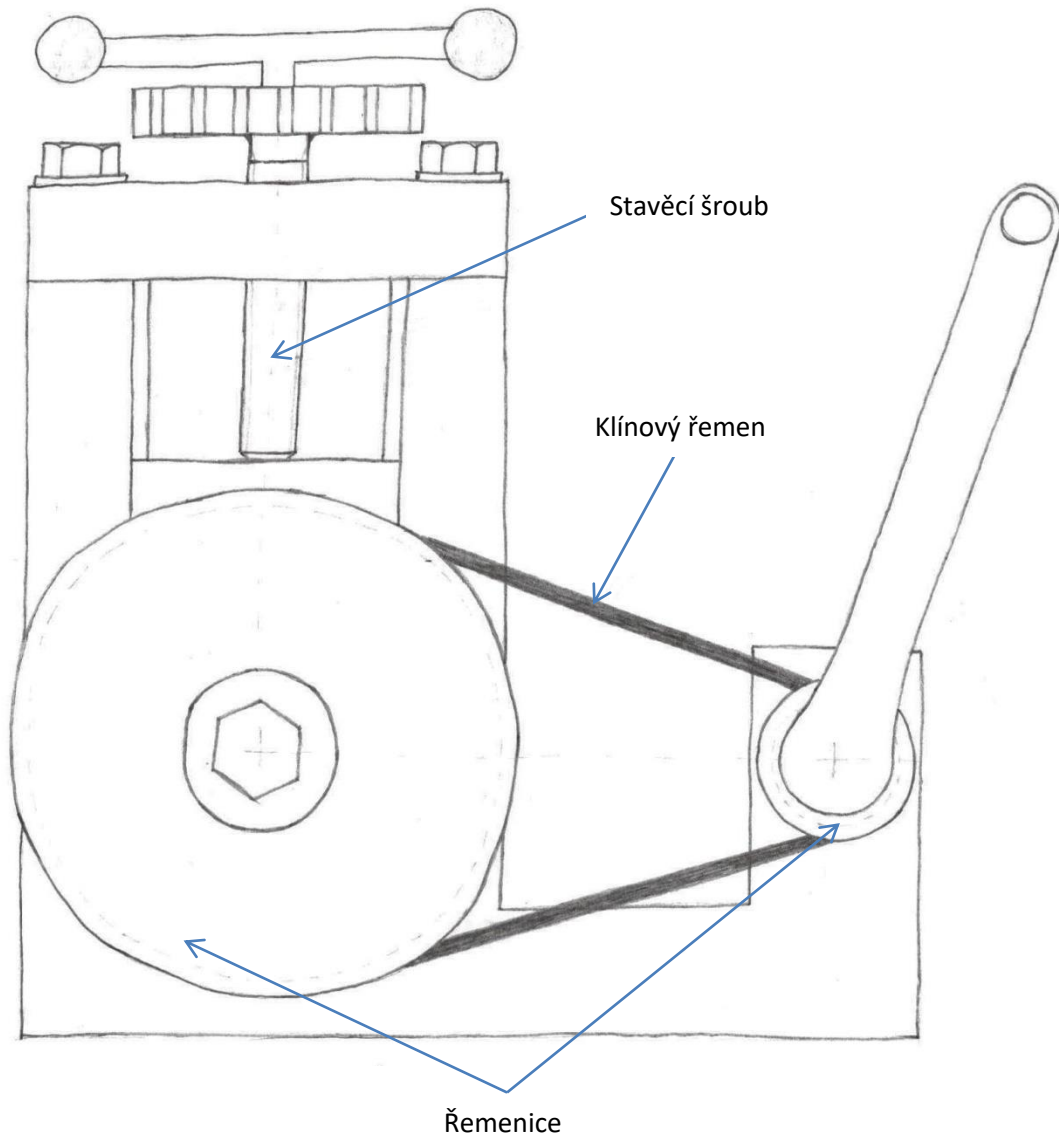
První varianta představuje dnes klasické tržní řešení. Otáčením kličky dochází skrz převodovku k otáčení horního válce. Převodový mechanismus představuje čelní válcové soukolí určitého převodového poměru a pomocí dalšího soukolí na druhé straně rámu je točivý moment přenášen i na spodní válec. Pracovní válce jsou uloženy v ložiskách, a ta jsou umístěna v ložiskových domečcích, které se zasouvají do vnitřku rámu. Polohování horního válce je zajištěno stavěcími šrouby, které jsou ovládány další kličkou na horní straně rámu. Pracovní mezera mezi válci je udržována díky pružinám vloženým mezi páry ložiskových domečků.



Obr. 3.1 – Grafické znázornění první varianty

3.2 Varianta 2

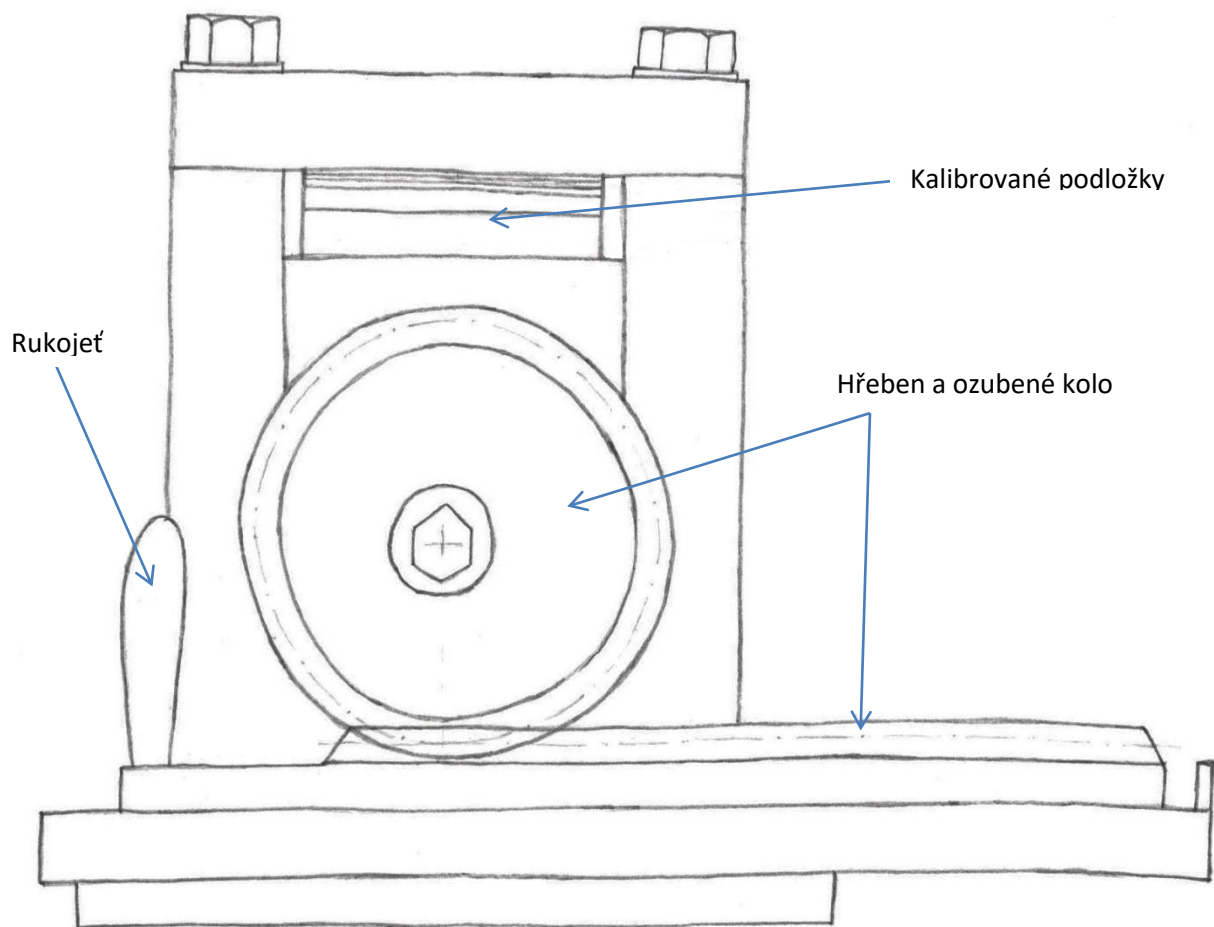
U druhé varianty je stejně jako u té první pohon horního válce zprostředkován ruční kličkou. Převod je však řešen pomocí klínového řemene na dvou řemenicích o průměrech odpovídajících potřebnému převodovému poměru. Uložení válců je zde provedeno v kluzných polosuchých ložiskách a poháněn je pouze horní válec. Polohovací mechanismus je stejný jako v případě varianty č. 1. Dva stavěcí šrouby po stranách rámu určují vertikální polohu horního válce podepřeného dvěma pružinami.



Obr. 3.2 – Grafické znázornění druhé varianty

3.3 Varianta 3

Poslední ze tří variant se dá považovat za poněkud neortodoxní. Od předešlých řešení se totiž významně liší. Pohonný mechanismus u této varianty není pomocí kličky, ale táhla. Ruční táhlo je vlastně hřeben, který spoluzabírá s ozubeným kolem. Pracovník tedy prostřednictvím rukojeti přitahuje hřeben k sobě a tím způsobuje otáčení válců v opačném směru. Válce jsou totiž na druhé straně opět spojeny párem ozubených kol (jako u první varianty). Válce jsou tentokrát uloženy v naklápěcích soudečkových ložiskách. Nastavování vzájemné polohy válců je zde vyřešeno pomocí pevných rozměrových podložek, které se vkládají mezi horní příčku rámu a ložisková tělíska horního válce. Mezi páry ložiskových těles jsou opět vloženy pružiny pro zachování mezery mezi válci.



Obr. 3.3 – Grafické znázornění třetí varianty

3.4 Vyhodnocení variant

Všechny tři uvedené varianty byly vyhodnoceny z hlediska technické vyspělosti a ekonomické příznivosti. Všechny vybrané aspekty byly u jednotlivých návrhů obodovány od 1 do 10, kdy 10 znamená optimální. Následně byl součet bodů každé z variant použit pro sestrojení porovnávacího grafu, který má zásadní vliv na výběr nejlepšího návrhu. V přehledové tabulce 2.1 jsou shrnuta jednotlivá řešení všech tří variant.

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Způsob pohonu	ruční - klička	ruční - klička	ruční - táhlo
Převodový mechanismus	čelní válcová ozubení	řemenový	hřeben + ozubené kolo
Uložení válců	valivá ložiska (válečková)	kluzná ložiska (polosuchá)	naklápěcí ložiska (soudečková)
Pohon válců	oba válce	horní válec	oba válce
Stavění válců	stavěcí šrouby	stavěcí šrouby	rozměrové podložky (kalibry)

Tab. 3.1 – Porovnání jednotlivých variant

Varianta pohonu s táhlem může být na první pohled stejně pohodlná jako v případě otáčecí kličky. Kamenem úrazu táhlového mechanismu je, že ozubené kolo musí být dostatečně velké, aby bylo dosaženo správných silových poměrů. Čím větší je ozubené kolo, tím delší musí být hřeben, aby se vyrovnal obvodové délce kola. Ruční klička je tedy mnohem praktičtější, protože představuje výraznou úsporu pracovního prostoru stroje a válcování není omezeno délkou hřebene.

Řemenový převod má řadu výhod: je tichý, levný a dokáže tlumit rázy, potažmo vibrace. Tlumící vlastnosti však v tomto případě nejsou důležité. Nevýhodou je nutnost předepínání řemene pomocí speciálního zařízení, pokud nemá docházet k jeho prokluzům. Navíc se řemen může časem opotřebovat a jeho případná výměna není žádoucí, stejně jako velmi blízká poloha os řemenic. [7]

V případě volby uložení jsou zřejmě nejlepší volbou klasická válečková ložiska. Jelikož je zapotřebí, aby se válce mohly dostat co nejlíže k sobě, musí být vnější průměr ložisek menší, než je průměr válců. Proto byla upřednostněna válečková ložiska před kuličkovými nebo například kuželíkovými (menší výška). Na rozdíl od naklápěcích jsou nenaklápěcí ložiska o něco levnější a navíc eliminují průhyb válce při zátěži, ačkoliv jsou při tom více namáhána. Kluzná polosuchá ložiska jsou zdrojem přídavných odporových sil a v případě kapalinných ložisek by bylo nutno zajistit přívod tlakového média.

Pohon obou válců lze velmi snadno zajistit a je žádoucí. V případě pohonu pouze jednoho válce by bylo nutno vyvodit vyšší provozní sílu, aby byl provalek vtažen mezi válce. Navíc by docházelo k nerovnoměrnému zatěžování každého z válců.

Polohování horního válce pomocí rozměrových podložek by sice snížilo počet ostatních částí stroje, ale samotné nastavení by se zpomalilo a znepohodnilo. Výroba kalibrů může být navíc finančně náročná. Stavěcí šrouby představují pohodlné, levné a dostatečně tuhé řešení šperkařské válcovací stolice.

3.4.1 Technické hodnocení

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Způsob pohonu	9	10	3
Uložení válců	10	5	9
Pohon válců	10	5	10
Stavění válců	10	10	7
Součet bodů	39	30	29

Tab. 3.2 – Technické hodnocení jednotlivých variant

Přepočítání na procenta:

$$V_{T1} = \frac{39}{40} \cdot 100\% = 97,5\%$$

$$V_{T2} = \frac{30}{40} \cdot 100\% = 75\%$$

$$V_{T3} = \frac{29}{40} \cdot 100\% = 72,5\%$$

Z výsledků je na první pohled patrné, že první varianta v technickém hodnocení významně předčila druhé dvě, které jsou na tom srovnatelně.

3.4.2 Ekonomické hodnocení

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Způsob pohonu	10	6	10
Uložení válců	9	8	3
Pohon válců	6	8	6
Stavění válců	9	9	7
Součet bodů	34	31	26

Tab. 3.3 - Ekonomické hodnocení jednotlivých variant

Přepočítání na procenta:

$$V_{E1} = \frac{34}{40} \cdot 100\% = 85\%$$

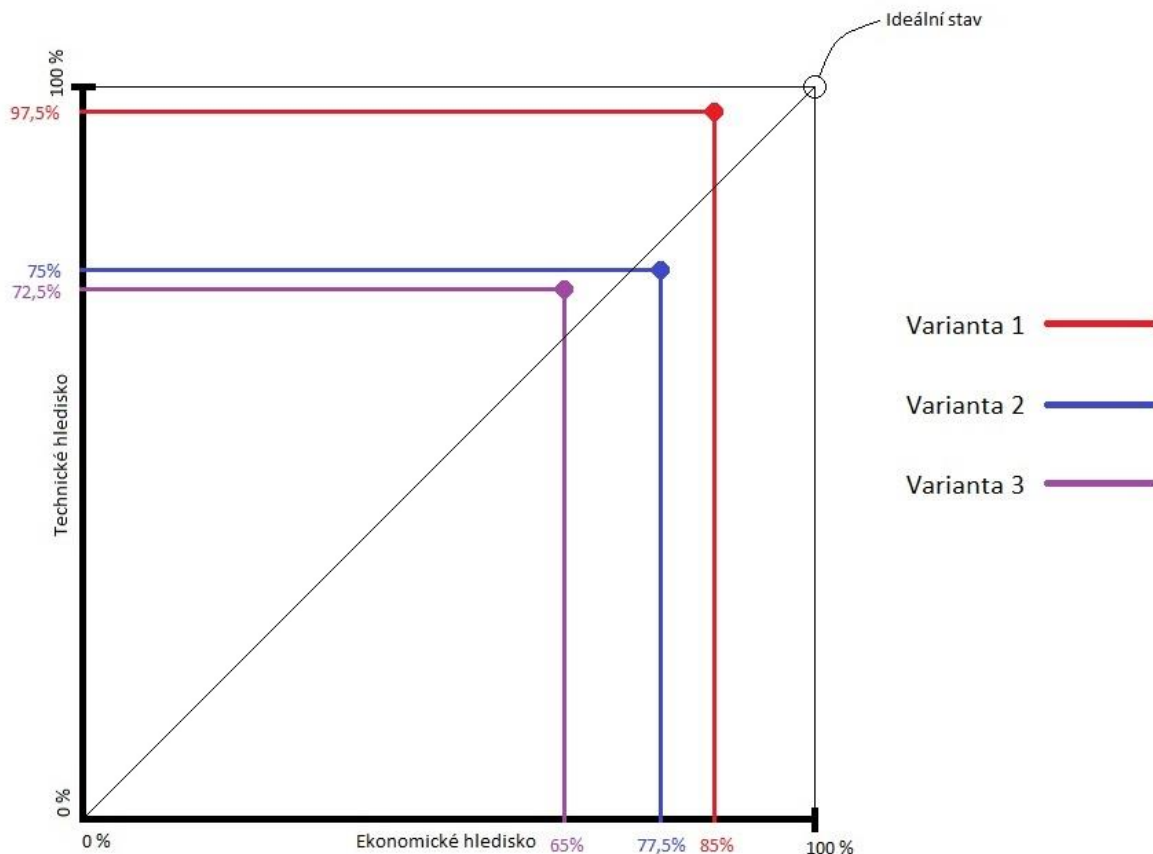
$$V_{E2} = \frac{31}{40} \cdot 100\% = 77,5\%$$

$$V_{E3} = \frac{26}{40} \cdot 100\% = 65\%$$

I v ekonomickém hodnocení zvítězila první varianta před druhou, ale třetí varianta tentokrát výrazněji zaostala.

3.4.3 Porovnání variant a výběr optimálního návrhu

Na obrázku 2.4 je k vidění grafické porovnání všech tří navržených variant. Jedná se o graf, jehož vodorovná osa představuje ekonomické hledisko a svislá osa technické hodnocení vždy na škále od 0 do 100%. V pravém horním rohu grafu se nachází průsečík maximálních hodnot, který představuje teoretický ideální stav. Cílem každého řešení je co nejvíce se tomuto stavu přiblížit.



Obr. 3.4 – Technico-ekonomické porovnání variant

Jak už plynulo z předešlých výsledků, varianta číslo jedna se v porovnání s ostatními návrhy nejvíce blíží ideálnímu stavu. Proto je vybrána jako návrh pro další zpracování v této bakalářské práci.

4 Výpočty válcovací stolice

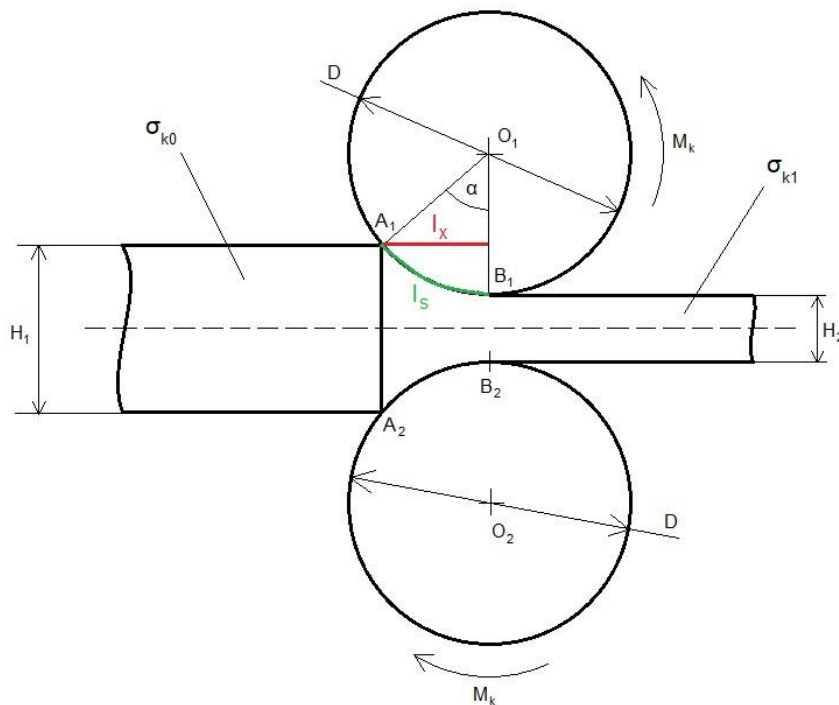
4.1 Zvolené hodnoty

Na samotném začátku byly zvoleny základní hodnoty válcování, které jsou potřebné pro nadcházející výpočty. Tyto hodnoty vyplývají z provedené rešerše nebo jsou zvoleny intuitivně.

Pracovní délka válců:	$b = 115 \text{ mm}$
Střední šířka styčné plochy:	$b_{stř} = 110 \text{ mm}$
Střední přetvárný odpor:	$k_{stř} = \frac{\sigma_{k0} + \sigma_{k1}}{2} = 350 \text{ MPa}$
Zvolený průměr válců:	$D = 65 \text{ mm}$
Maximální úběr braný na jeden válec:	$\Delta h = \frac{H_1 - H_2}{2} = 0,3 \text{ mm}$
Maximální tloušťka provalku:	$H_{1max} = 12 \text{ mm}$

Provalek se během válcovacího procesu ztenčuje a zároveň rozšiřuje do stran (zachování stálého objemu). Střední šířka styčné plochy je polovina součtu šířky styčné plochy před a po ztenčení válcovaného polotovaru. [8]

Během tváření za studena dochází také ke zpevňování válcovaného materiálu. Roste tedy jeho mez pevnosti i mez kluzu. Střední přetvárný odpor vyjadřuje aritmetický průměr mezí kluzu materiálu před a po válcování. Základní mez kluzu materiálů válcovaných na této stolici nebude překračovat 300 MPa. V případě samotného zpevnění je uvažován nárůst až o jednu třetinu původní meze kluzu.



Obr. 4.1 - Základní parametry válcování

4.2 Základní válcovací rozměry

Záběrový úhel α :

$$\alpha = \arccos\left(\frac{1-\Delta h}{D}\right) = \arccos\left(\frac{1-0,3}{65}\right) = 5,5^\circ$$

Délka styčné plochy:

$$l_s = \frac{D}{2} \cdot \alpha [\text{rad}] = \frac{65}{2} \cdot \frac{5,5 \cdot 2\pi}{360} = 3,124 \text{ mm}$$

Vodorovný průmět styčné plochy:

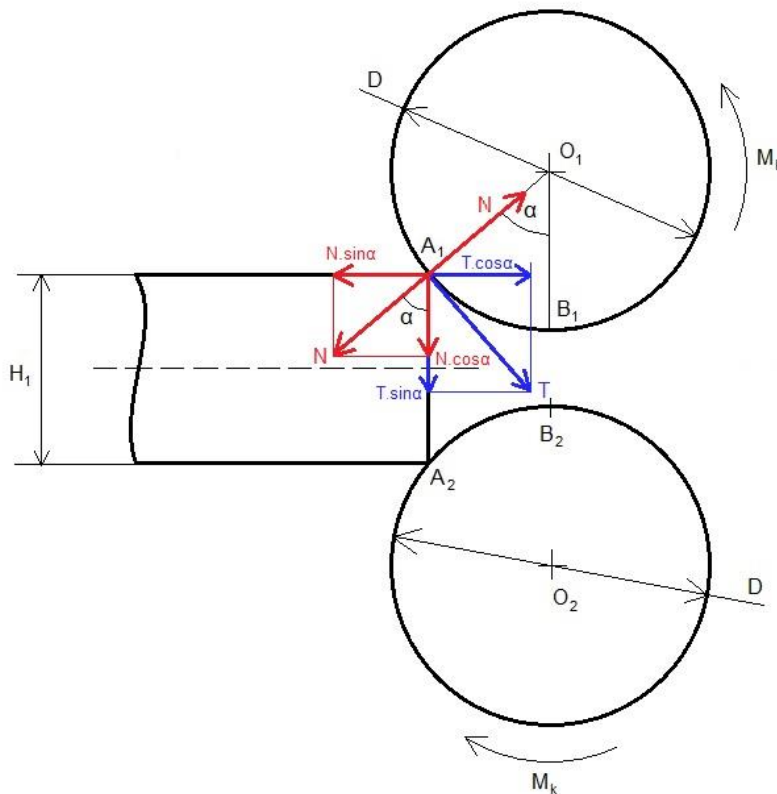
$$l_x = \sqrt{R \cdot \Delta h} = \sqrt{\frac{65}{2} \cdot 0,3} = 3,122 \text{ mm}$$

Velikost styčné plochy:

$$S_s = b_{stř} \cdot l_x = 110 \cdot 3,122 = 343,5 \text{ mm}^2$$

4.2.1 Kontrola vtažení provalku mezi válce:

Dle obrázku 3.2 začnou na provalek při jeho kontaktu s válci působit dvě síly. Normálová síla brání vtažení polotovaru mezi válce a působí kolmo od povrchu válců. Třecí síla zase směřuje mezi válce a působí tečně k jejich povrchu. [9]



Obr. 4.2 - Silový rozklad v místě styku provalku s pracovním válcem

Třecí síla T se spočte jako:

$$T = N \cdot f$$

Kde f je součinitel smykového tření mezi válcovaným materiálem a pracovními válci. Při rozkladu těchto sil do směrů určenými směrem válcování je zřejmé, že složky sil rozhodující o vtažení provalku mezi válce jsou $N \cdot \sin\alpha$ a $T \cdot \cos\alpha$. Pokud bude složka $T \cdot \cos\alpha$ vyšší nežli $N \cdot \sin\alpha$, dojde ke vtažení provalku mezi válce a naopak. Z následujícího vyjádření plyne, že smykový součinitel f musí být pro splnění podmínky vtažení provalku mezi válce vyšší než tangenta záběrového úhlu.

$$T \cdot \cos\alpha > N \cdot \sin\alpha$$

$$N \cdot f \cdot \cos\alpha > N \cdot \sin\alpha$$

$$f > \tan\alpha$$

$$f_{\min} = 0,096 [-]$$

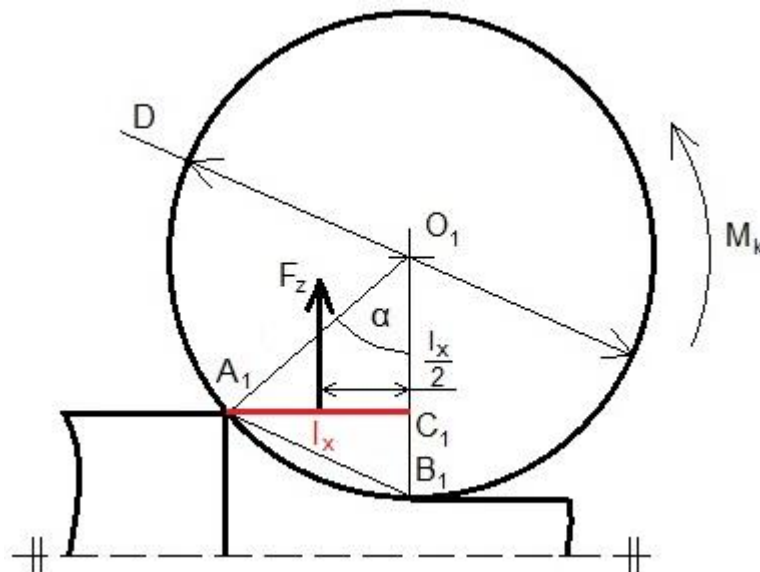
Tato hodnota je vyhovující, protože běžné hodnoty smykového součinitele se pro styk oceli s jiným kovem uvádí vždy vyšší než 0,1.

4.3 Válcovací síla a zátěžný moment

Válcovací síla je součinem středního přetvárného odporu a styčné plochy.

$$F_z = k_{stř} \cdot S_s = 350 \cdot 343,47 = 120\,216 \text{ N}$$

Je známo, že v případě menšího průměru válce bude styčná plocha mezi válcem a provalkem menší. To znamená, že stačí působit menší válcovací silou pro vyvození stejného tlaku ve styčné ploše. S klesající hodnotou průměru válce však klesá i jeho tuhost a dochází k vyššímu průhybu. U klasických válcovacích stolic se tento problém řeší přidáním rozměrnějších opěrných válců, které eliminují průhyb těch pracovních. V tomto případě se mezi válcovací silou a výsledným průhybem musí najít vhodný kompromis.



Obr. 4.3 - Působíště válcovací síly

Působíště válcovací (zátěžové) síly je posazeno do poloviny styčné plochy v příčném směru, takže jeho vodorovná vzdálenost od středu otáčení válce se rovná polovině délky l_x . Z toho tedy vyplývá velikost zátěžového momentu: [10]

$$M_z = F_z \cdot \frac{l_x}{2} = 120\,216 \cdot \frac{3,122}{2} = 187\,687,5 \text{ Nmm} = 187,7 \text{ Nm}$$

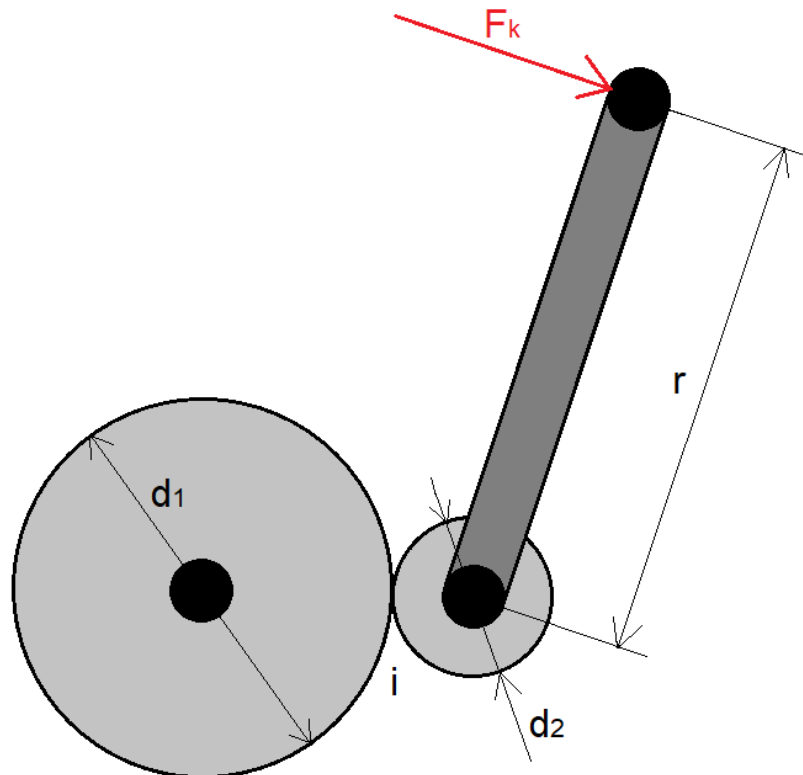
4.3.1 Délka ruční kliky

Zátěžový moment je výchozím parametrem pro výpočet potřebné délky kliky. Na začátku je ještě nutno zvolit převodový poměr ozubení a velikost síly, kterou bude působit člověk na konci kliky.

Zátěžový moment: $M_z = 187,7 \text{ Nm}$

Převodový poměr ozubených kol: $i = 4 [-]$

Pracovní síla na klice: $F_k = 100 \text{ N}$



Obr. 4.4 - Schéma ručního pohonu

Jelikož jsou poháněny oba dva válce, tak působící pracovní síla na klice vyvodí dvojnásobný moment.

$$M_z \leq 2 \cdot M_k$$

$$M_k = F_k \cdot r \cdot i$$

$$r_{min} = \frac{M_z}{2 \cdot F_k \cdot i} = \frac{187,7}{2 \cdot 100 \cdot 4} = 0,234 \text{ m} = 234 \text{ mm}$$

Délka kliky pro dané podmínky musí být alespoň 234 mm. Proto byla zvolena klika o délce 250 mm.

4.4 Minimální průměr čepů válce

Válec je navržen z materiálu ČSN 12 050, jehož mez kluzu činí $R_e = 305 \text{ MPa}$ a dovolené napětí pro koeficient bezpečnosti $k = 3$ tedy bude:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{305}{3} = 101,67 \text{ MPa}$$

Čepy válce jsou vzhledem ke způsobu uložení namáhány smykovou silou, která je vždy rovna polovině válcovací síly. Minimální průměr čepů je proto vyjádřen následujícím způsobem:

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_z}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq 101 \text{ MPa}$$

$$d_{min} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_z}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 120\,216}{\pi \cdot 101,67}} = 27,43 \text{ mm}$$

Průměr čepů byl i s ohledem na vyráběné rozměry ložisek zaokrouhlen na rovných 30 mm.

4.5 Volba ložisek

Pro potřeby šperkařské válcovací stolice byla vybrána ložiska s označením SKF NU 2206 ECJ o parametrech:

Vnitřní průměr	30	mm
Vnější průměr	62	mm
Šířka ložiska	20	mm
Dynamická únosnost	55	kN
Statická únosnost	49	kN

Tab. 4.1 - Parametry ložisek SKF NU 2206 ECJ

Vnitřní průměr ložiska odpovídá průměru válcových čepů a vnější rozměr nesmí překročit průměr válců, protože by byla limitována jejich vzájemná poloha. Ložiska jsou zatěžována pouze občasnými statickými silami při pomalých rychlostech. Z toho důvodu je upřednostněna kontrola na statickou únosnost před tou dynamickou. Na obrázku 3.5 jsou uvedeny hodnoty koeficientu statické bezpečnosti pro ložiska s čárovým stykem. Pro tento případ byla vybrána hodnota $S_0 = 0,8$. [11]

Směrné hodnoty součinitele statické bezpečnosti s_0 – pro nepřetržitá nebo příležitostná zatížení – ložiska s čárovým stykem

Jistota úrovně zatížení	Nepřetržitý pohyb Přípustnost trvalé deformace		Občasný pohyb Přípustnost trvalé deformace	
	Ano	Částečně	Ne	Ano
Vysoká Např. tíhové zatížení a žádné vibrace.	1	1,5	3	0,8
Nizká Např. špičkové zatížení.	$\geq 2,5$	≥ 3	≥ 4	≥ 2

Obr. 4.5 - Tabulka pro výběr hodnoty součinitele statické bezpečnosti

Vztah pro kontrolu statické únosnosti:

$$S_0 \leq \frac{C_0}{F_{e_0}}$$

Kde F_{e_0} je ekvivalentní statické zatížení a spočítá se:

$$F_{e_0} = F_r = \frac{F_z}{2} = 60\,108\,N$$

Po dosazení:

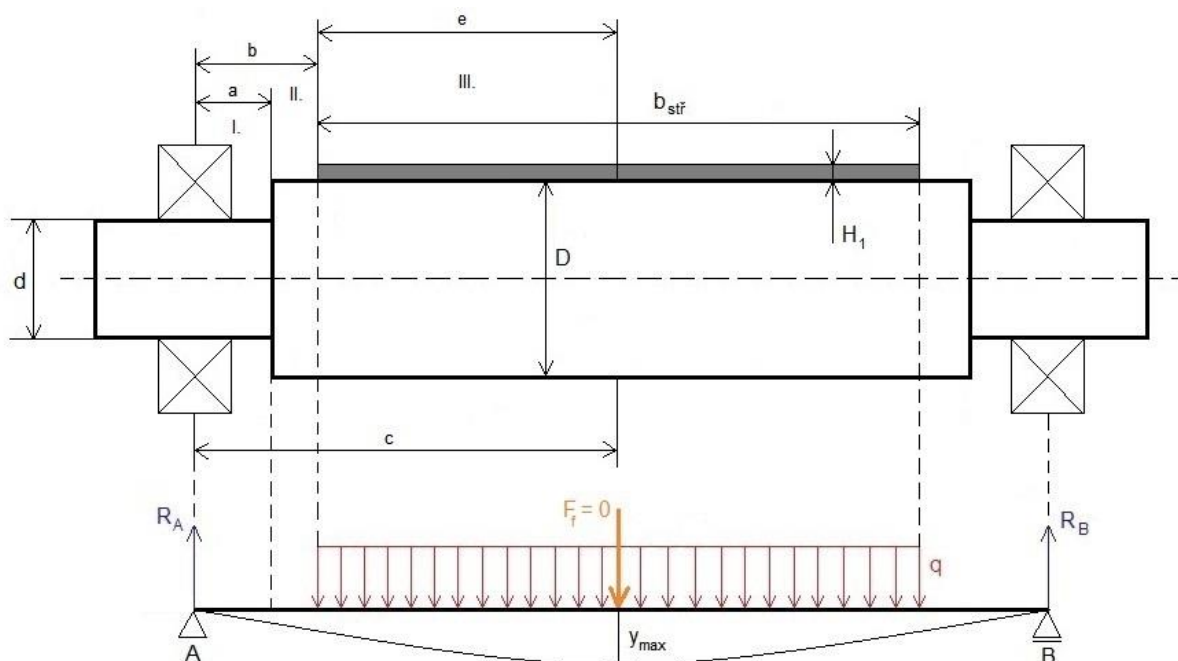
$$0,8 \leq \frac{49\,000}{60\,108}$$

$$0,8 \leq 0,815$$

Podíl statické únosnosti a ekvivalentního statického zatížení je vyšší, než zvolená tabulková hodnota 0,8. To znamená, že navržená ložiska vyhovují.

4.6 Výpočet průhybu válců

Válec a jeho uložení je převeden na nosník na dvou podporách a je zatížen konstantním spojitým obtížením. Pasivní odpory v ložiskách se zanedbávají a výpočet průhybu válce se provede s využitím Castigliánovy metody. Dle následujícího obrázku je zřejmé, že k maximálnímu průhybu dojde právě uprostřed nosníku, kde je také ohybový moment největší. Osamocená fiktivní síla F_f je zde zavedena proto, aby byla naplněna podmínka pro užití Castigliánovy výpočtové metody. [12]



Obr. 4.6 - Model pro výpočet průhybu pracovních válců

Parametry válce dle obrázku:

a	15,5	mm
b	20	mm
c	75	mm
e	55	mm
d	30	mm
D	65	mm
b	110	mm
F_z	120 216	N
F_f	0	N
E	210 000	MPa
G	81 000	MPa
β	1,18	-

Tab. 4.2 – Důležité hodnoty pro výpočet průhybu pracovních válců

$$q = \frac{F_z}{b_{stř}} = \frac{120\,216}{110} = 1\,092,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

4.6.1 Podmínky statické rovnováhy a reakce v ložiskách

$$\sum F_i = 0: \quad R_A + R_B - F_f - q \cdot 2 \cdot e = 0$$

$$\sum M_{iB} = 0: \quad R_A \cdot 2 \cdot c - F_f \cdot c - q \cdot 2 \cdot e \cdot c = 0$$

Po dosazení:

$$R_A + R_B - 0 - 1092,87 \cdot 2 \cdot 55 = 0$$

$$R_A \cdot 2 \cdot 75 - 0 - 1092,87 \cdot 2 \cdot 55 \cdot 75 = 0$$

$$R_A = R_B = 60\,108 \text{ N} = \frac{F_z}{2}$$

4.6.2 Průhyb válce od ohybového momentu

Z praktických důvodů se bude počítat pouze polovina válce, protože se jedná o symetrickou úlohu. Výsledek se poté vynásobí dvakrát.

Velikost průhybu od ohybového momentu se vypočte:

$$y_M = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int M \cdot \frac{\partial M}{\partial F} dx$$

I. $x \in (0; a)$

$$M_I = R_A \cdot x = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot x$$

$$\frac{\partial M_I}{\partial F} = \frac{1}{2} \cdot x$$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 30^4}{64} = 39\,761 \text{ mm}^4$$

$$y_{M_I} = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^a M_I \cdot \frac{\partial M_I}{\partial F} dx = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \int_0^a \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot x \cdot dx = \frac{q \cdot e \cdot a^3}{E \cdot J_1 \cdot 6}$$

$$y_{M_I} = \frac{1\,092,9 \cdot 55 \cdot 15,5^3}{210\,000 \cdot 39\,761 \cdot 6} = 0,0045 \text{ mm}$$

II. $x \in (a; b)$

$$M_{II} = R_A \cdot x = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot x$$

$$\frac{\partial M_{II}}{\partial F} = \frac{1}{2} \cdot x$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 65^4}{64} = 876\,241 \text{ mm}^4$$

$$y_{M_{II}} = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_a^b M_{II} \cdot \frac{\partial M_{II}}{\partial F} dx = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \int_a^b \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot x \cdot dx = \frac{q \cdot e \cdot (b^3 - a^3)}{E \cdot J_2 \cdot 6}$$

$$y_{M_{II}} = \frac{1\,092,9 \cdot 55 \cdot (20^3 - 15,5^3)}{210\,000 \cdot 876\,241 \cdot 6} = 0,0002 \text{ mm}$$

III. $x \in (b; c)$

$$M_{III} = R_A \cdot x - q \cdot \frac{(x-b)^2}{2} = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot x - q \cdot \frac{(x-b)^2}{2}$$

$$\frac{\partial M_{III}}{\partial F} = \frac{1}{2} \cdot x$$

$$J_3 = J_2 = 876\,241 \text{ mm}^4$$

$$y_{M_{III}} = \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_b^c M_{III} \cdot \frac{\partial M_{III}}{\partial F} dx = \frac{1}{E \cdot J_3} \cdot \int_b^c \left[\left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot x - q \cdot \frac{(x-b)^2}{2} \right] \cdot \frac{1}{2} \cdot x \cdot dx =$$

$$= \frac{q}{E \cdot J_3} \cdot \left[\frac{e \cdot (c^3 - b^3)}{6} - \frac{(c^4 - b^4)}{16} + \frac{b \cdot (c^3 - b^3)}{6} - \frac{b^2 \cdot (c^2 - b^2)}{8} \right]$$

$$y_{M_{III}} = \frac{1\,092,9}{210\,000 \cdot 876\,241} \cdot \left[\frac{55 \cdot (75^3 - 20^3)}{6} - \frac{(75^4 - 20^4)}{16} + \frac{20 \cdot (75^3 - 20^3)}{6} - \frac{20^2 \cdot (75^2 - 20^2)}{8} \right]$$

$$y_{M_{III}} = 0,0175 \text{ mm}$$

Celkový průhyb od ohybového momentu poté bude:

$$y_M = 2 \cdot (y_{M_I} + y_{M_{II}} + y_{M_{III}}) = 2 \cdot (0,0045 + 0,0002 + 0,0175) = 0,044 \text{ mm}$$

4.6.3 Průhyb válce od posouvající síly

Tento výpočet je analogický tomu předcházejícímu, a proto se bude opět počítat s polovinou válce a výsledek se vynásobí dvakrát.

Velikost průhybu od posouvající síly se vypočte:

$$y_T = \frac{\beta}{G \cdot S} \cdot \int T \cdot \frac{\partial T}{\partial F} dx$$

Kde β je součinitel tvaru válce.

I. $x \in (0; a)$

$$T_I = R_A = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right)$$

$$\frac{\partial T_I}{\partial F} = \frac{1}{2}$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 707 \text{ mm}^2$$

$$y_{T_I} = \frac{\beta}{G \cdot S_1} \cdot \int_0^a T_I \cdot \frac{\partial T_I}{\partial F} dx = \frac{\beta}{G \cdot S_1} \cdot \int_0^a \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot dx = \frac{\beta \cdot q \cdot e \cdot a}{G \cdot S_1 \cdot 2}$$

$$y_{T_I} = \frac{1,18 \cdot 1\,092,9 \cdot 55 \cdot 15,5}{81\,000 \cdot 707 \cdot 2} = 0,0096 \text{ mm}$$

II. $x \in (a; b)$

$$T_{II} = R_A = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right)$$

$$\frac{\partial T_{II}}{\partial F} = \frac{1}{2}$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 3\,318 \text{ mm}^2$$

$$y_{T_{II}} = \frac{\beta}{G \cdot S_2} \cdot \int_a^b T_{II} \cdot \frac{\partial T_{II}}{\partial F} dx = \frac{\beta}{G \cdot S_2} \cdot \int_a^b \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot dx = \frac{\beta \cdot q \cdot e \cdot a}{G \cdot S_2 \cdot 2}$$

$$y_{T_{II}} = \frac{1,18 \cdot 1\,092,9 \cdot 55 \cdot 15,5}{81\,000 \cdot 3\,318 \cdot 2} = 0,002 \text{ mm}$$

III. $x \in (b; c)$

$$T_{III} = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) - q \cdot (x - b)$$

$$\frac{\partial T_{III}}{\partial F} = \frac{1}{2}$$

$$S_3 = S_2 = 3\,318 \text{ mm}^2$$

$$\begin{aligned} y_{T_{III}} &= \frac{\beta}{G \cdot S_3} \cdot \int_b^c T_{III} \cdot \frac{\partial T_{III}}{\partial F} dx = \frac{\beta}{G \cdot S_3} \cdot \int_b^c \left[\left(\frac{F}{2} + q \cdot e \right) - q \cdot (x - b) \right] \cdot \frac{1}{2} \cdot dx = \\ &= \frac{\beta \cdot q}{G \cdot S_3 \cdot 2} \cdot \left[e \cdot (c - b) - \frac{c^2 - b^2}{2} + b \cdot (c - b) \right] \\ y_{T_{III}} &= \frac{1,18 \cdot 1\,092,9}{81\,000 \cdot 3\,318 \cdot 2} \cdot \left[55 \cdot (75 - 20) - \frac{75^2 - 20^2}{2} + 20 \cdot (75 - 20) \right] = 0,0036 \text{ mm} \end{aligned}$$

Konečný průhyb od posouvající síly tedy bude:

$$y_T = 2 \cdot (y_{T_I} + y_{T_{II}} + y_{T_{III}}) = 2 \cdot (0,0096 + 0,002 + 0,0036) = 0,031 \text{ mm}$$

4.6.4 Celkový průhyb pracovních válců

Celkový průhyb válců je součtem průhybů od ohybového momentu a posouvající síly:

$$y_c = y_M + y_T = 0,044 + 0,031 = 0,075 \text{ mm}$$

Celý výpočet se z hlediska okrajových podmínek věnuje výpočtu uložení na naklápěcích ložiskách. Navíc jde o případ maximálního vytížení válcovací stolice. Z těchto důvodů lze předpokládat, že skutečné hodnoty průhybů budou zřejmě nižší.

4.7 Šroubová spojení

4.7.1 Svěrné šrouby

Horní část rámu tvořící příčku bude ke zbytku rámu přišroubována pomocí čtyř svěrných šroubů z materiálu 8G (DIN 8.8). Mez kluzu šroubů je tedy $R_e = 640 \text{ MPa}$ a dovolený tlak v závitech pro ocelovou matici činí $p_D = 150 \text{ MPa}$. [14]

Dovolené napětí ve šroubu pro součinitel bezpečnosti $k = 3$ je rovno:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{3} = \frac{640}{3} = 213,3 \text{ MPa}$$

Šrouby jsou namáhány tahovým napětím dle rovnice:

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_z}{4}}{\frac{\pi \cdot d_j^2}{4}} = \frac{F_z}{\pi \cdot d_j^2} \leq \sigma_D$$

A průměr jádra šroubu je vyjádřen:

$$d_j \geq \sqrt{\frac{F_z}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{120\,216}{\pi \cdot 213,3}} = 13,39 \text{ mm}$$

Pro spojení horní příčky s rámem byly vybrány šrouby M16x1,5 s následujícími parametry:

d	16	mm
p_H	1,5	mm
d₂	15,026	mm
D₁	14,376	mm

Tab. 4.3 - Rozměry šroubu M16x1,5 [13]

Kontrola tlaku v závitech:

$$p_z = \frac{\frac{F_z}{4}}{S_z} \leq p_D$$

Kde S_z je činná plocha závitu a vypočte se:

$$S_z = 0,5 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot n_z = 0,5 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - D_1}{2} \cdot \frac{L_m}{p_H}$$

A potřebná délka závitu je vyjádřena:

$$L_m \geq \frac{\frac{F_z}{4} \cdot p_H}{0,5 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D}$$

$$L_m \geq \frac{\frac{120\,216}{4} \cdot 1,5}{0,5 \cdot \pi \cdot 15,026 \cdot 0,812 \cdot 150} = 15,68 \text{ mm}$$

Jelikož ve skutečnosti dochází k nerovnoměrnému rozložení tlaku na jednotlivé závity, je potřebná délka šroubového spojení navýšena na 20 mm.

4.7.2 Stavěcí šrouby

Jedná se o dva pohybové šrouby, které polohují horní válec ve svislém směru. K samotnému šroubování zde však dochází pouze v nezatíženém stavu. Během válcování slouží tyto šrouby jako podpěry, aby nedocházelo ke vzdalování válců od sebe. Namáhány jsou tlakovým napětím, a proto jsou tyto šrouby dimenzovány obdobně jako svěrné šrouby v předchozích výpočtech (nedochází ke smykovému namáhání krutem). V tomto případě budou vhodné šrouby s lichoběžníkovým závitem.

Materiál stavěcích šroubů je opět 8G (8.8) a použité vztahy jsou podobné jako v předchozím výpočtu. Průměr jádra šroubu je tedy vyjádřen následujícím způsobem: [14]

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_z}{2}}{\frac{\pi \cdot d_j^2}{4}} = \frac{2 \cdot F_z}{\pi \cdot d_j^2} \leq \sigma_D$$

$$d_j \geq \sqrt{\frac{2 \cdot F_z}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 120\,216}{\pi \cdot 213,3}} = 18,94 \text{ mm}$$

Vybrány byly šrouby s označením Tr24x5 s rozměry uvedenými v následující tabulce.

d	24	mm
p_H	5	mm
D₁	19	mm

Tab. 4.4 - Rozměry šroubu Tr24x5 [13]

Kontrola tlaku v závitech:

$$p_z = \frac{F_z}{S_z} \leq p_D$$

Kde S_z je činná plocha závitu a vypočte se:

$$S_z = \frac{\pi \cdot (D^2 - d_1^2)}{4} \cdot \frac{L_m}{p_H}$$

Potřebná délka závitu je pak vyjádřena jako:

$$L_m \geq \frac{\frac{F_z}{2} \cdot 4 \cdot p_H}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot p_D} = \frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 4 \cdot 5}{\pi \cdot (24^2 - 19^2) \cdot 150} = 11,87 \text{ mm}$$

Konečná délka závitového spojení bude v tomto případě navržena až po analýze samotného rámu. Lichoběžníkový závit je totiž zhotoven přímo v horní příčce a její rozměry budou definitivně určeny až po výpočtech v následující kapitole.

4.8 Výpočty rámu

Rám válcovací stolice je po stranách tvořen dvěma nosnými okny, která jsou v horní a dolní části příčně spojena. Tato okna se skládají ze dvou příček a dvou stojin s obdélníkovými průřezy. Výpočtový model bude zjednodušen využitím střední čáry profilu, která je na obrázku vyznačena červenou přerušovanou čarou. Střední čára profilu je myšlená čára, která spojuje těžiště průřezů ve všech místech příček a stojin. Rám je vyroben z materiálu S 235 o vlastnostech uvedených v následující tabulce.

E	210	[GPa]
G	81	[GPa]
R_e	235	[MPa]
k	3	[-]
σ_D	78,3	[MPa]

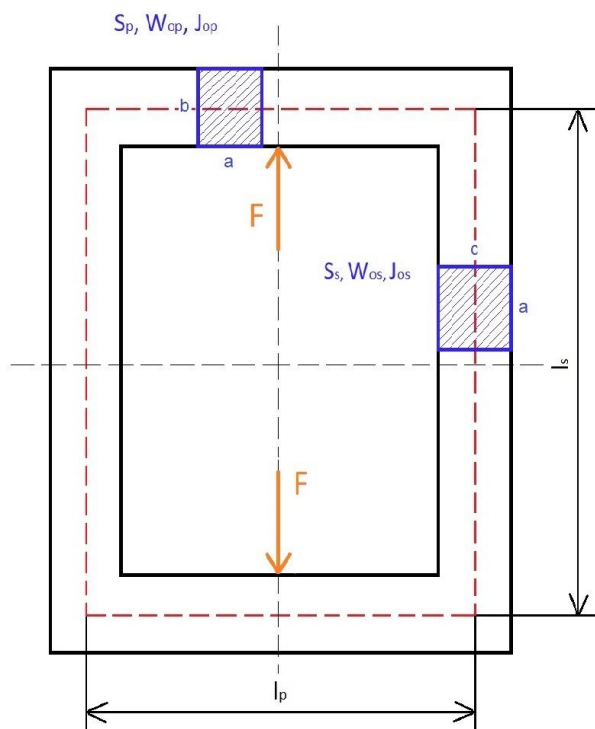
Tab. 4.5 - Vlastnosti oceli S 235

4.8.1 Rozměry rámu

V tabulce 3.6 jsou uvedeny rozměry okna rámu znázorněné na obrázku 3.7.

Příčka		
a	50	[mm]
b	80	[mm]
I_p	110	[mm]
S_p	4 000	[mm ²]
W_{op}	53 333,33	[mm ³]
J_{op}	2 133 333,33	[mm ⁴]
Stojina		
c	30	[mm]
a	50	[mm]
I_s	270	[mm]
S_s	1 500	[mm ²]
W_{os}	7 500	[mm ³]
J_{os}	112 500	[mm ⁴]

Tab. 4.6 - Rozměrová charakteristika okna rámu

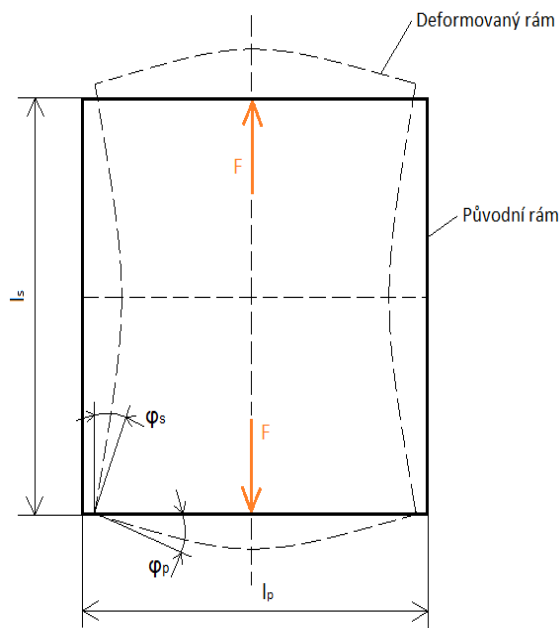


Obr. 4.7 - Výpočtový model okna rámu

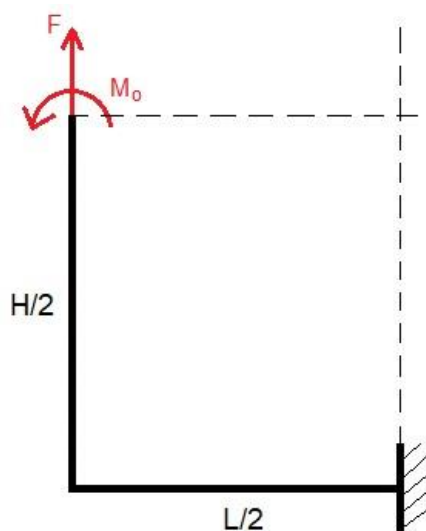
Každé okno rámu je zatíženo osamělou silou F , která je rovna polovině válcovací síly.

4.8.2 Výpočtový model

Protože příčky a stojiny tvoří uzavřený obrazec, úloha je jedenkrát staticky neurčitá. Obrazec je však symetrický, a proto lze počítat jen s jednou čtvrtinou rámu (obr. 3.8). Staticky neurčitou veličinou je ohybový moment M_o , který lze spočítat díky předpokladu, že úhly natočení φ_p a φ_s se rovnají. Tato podmínka je vyvozena z tvrzení, že úhel střední čáry profilu mezi příčkou a stojinou se během deformace nemění. V rozích rámu je tedy udržován konstantní úhel 90° . Deformace střední čáry profilu rámu při jeho zatížení je přibližně znázorněna na obrázku 3.9. [12]



Obr. 4.9 - Zjednodušení výpočtového modelu



Obr. 4.8 - Deformace rámu

4.8.3 Výpočet ohybového momentu a napětí

Úhel natočení příčky:

$$\varphi_p = \frac{1}{E \cdot J_p} \cdot \left(\frac{F \cdot l_p^2}{16} - M_o \cdot \frac{l_p}{2} \right)$$

Úhel natočení stojiny:

$$\varphi_s = \frac{1}{E \cdot J_s} \cdot \left(M_o \cdot \frac{l_s}{2} \right)$$

Dále pro úhly natočení platí:

$$\varphi_p = \varphi_s$$

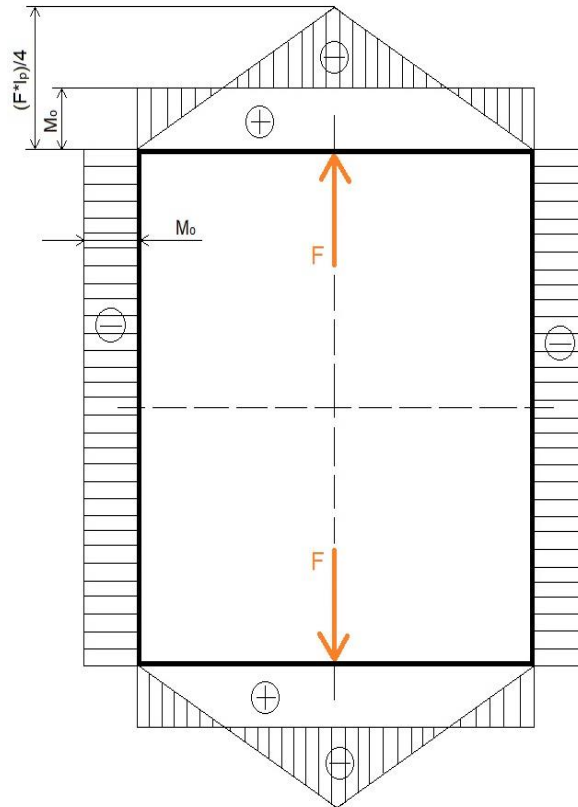
$$\frac{1}{E \cdot J_p} \cdot \left(\frac{F \cdot l_p^2}{16} - M_o \cdot \frac{l_p}{2} \right) = \frac{1}{E \cdot J_s} \cdot \left(M_o \cdot \frac{l_s}{2} \right)$$

A ohybový moment je vyjádřen jako:

$$M_o = \frac{\frac{F}{2} \cdot l_p}{8} \cdot \frac{1}{\frac{J_{op}}{J_{os}} \cdot \frac{l_s}{l_p} + 1}$$

$$M_o = \frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 110}{8} \cdot \frac{1}{\frac{2\,133\,333,33}{112\,500} \cdot \frac{270}{110} + 1} = 17\,383\, Nmm = 17,383\, Nm$$

Průběh ohybového momentu kolem okna rámu je k vidění na následujícím obrázku.



Obr. 4.10 - Průběh ohybového momentu kolem rámu

Napětí v příčce:

V příčce vzniká napětí ohybové a smykové. Výsledné redukované napětí je spočteno metodou HMM.

$$\sigma_{po} = \frac{\frac{F_z \cdot l_p}{2} - M_o}{W_{op}} = \frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 110}{4} - 17\,383}{53\,333,33} = 30,67\, MPa$$

$$\tau_{ps} = \frac{\frac{F_z}{2}}{2 \cdot S_p} = \frac{\frac{120\,216}{2}}{2 \cdot 4\,000} = 7,5\, MPa$$

$$\sigma_{p(red)} = \sqrt{\sigma_{po}^2 + 3\tau_{ps}^2} = \sqrt{30,67^2 + 3 \cdot 7,5^2} = 33,3\, MPa$$

$$\sigma_{p(red)} < \sigma_D$$

Napětí ve stojině:

Stojiny jsou namáhány na tah a na ohyb. Výsledné napětí se zjistí prostým součtem obou normálových napětí.

$$\sigma_{st} = \frac{\frac{F_z}{2}}{2 \cdot S_s} = \frac{\frac{120\,216}{2}}{2 \cdot 1\,500} = 20 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{so} = \frac{M_o}{W_{os}} = \frac{17\,383}{7\,500} = 2,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s(\max) = \sigma_{st} + \sigma_{so} = 20 + 2,3 = 22,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s(\max) < \sigma_D$$

4.8.4 Rozevření rámu ve vertikálním směru

Natažení stojin:

$$y_s = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot l_s}{2 \cdot E \cdot S_s} = \frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 270}{2 \cdot 210\,000 \cdot 1\,500} = 0,026 \text{ mm}$$

Průhyb příčky od ohybového momentu:

$$y_{pM} = \frac{l_p^2}{8 \cdot E \cdot J_{op}} \cdot \left(\frac{\frac{F_z}{2} \cdot l_p}{6} - M_o \right) = \frac{110^2}{8 \cdot 210\,000 \cdot 2\,133\,333,33} \cdot \left(\frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 110}{6} - 17\,383 \right)$$

$$y_{pM} = 0,004 \text{ mm}$$

Průhyb příčky od posouvající síly:

$$y_{pF} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot l_p \cdot \beta}{4 \cdot G \cdot S_p} = \frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 110 \cdot 1,2}{4 \cdot 81\,000 \cdot 4\,000} = 0,006 \text{ mm}$$

Kde β je součinitel tvaru (pro obdélníkový průřez $\beta \cong 1,2$).

Potom celkové rozevření rámu ve svislém směru činí:

$$y_c = y_s + 2 \cdot (y_{pM} + y_{pF}) = 0,026 + 2 \cdot (0,004 + 0,006) = 0,046 \text{ mm}$$

4.8.5 Tuhost rámu

Výsledná tuhost rámu je spočtena jako podíl poloviny válcovací síly a celkového vertikálního rozevření okna.

$$k_c = \frac{\frac{F_z}{2}}{y_c} = \frac{\frac{120\,216}{2}}{0,046} = 1\,326\,060,6 \text{ Nmm}^{-1} = 1,326 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-1}$$

4.8.6 Kontrola příčky s otvorem pro šroub

V předchozích výpočtech je uvažováno, že jsou horní i dolní příčky tvořeny konstantním obdélníkovým průřezem. V horních příčkách je však vyvrtaná díra pro stavěcí šrouby, a proto je zapotřebí zvlášť zkontrolovat kritická místa rámu. Příčka je opět namáhána ohybovým i smykovým napětím, ovšem průřezové charakteristiky ve středové části příčky jsou odlišné.

$$\sigma_{p_{o\check{s}}} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot l_p}{4} - M_o = \frac{\frac{120\,216}{2} \cdot 110}{4} - 17\,383 = 63,9 \text{ MPa}$$

Kde $W_{op\check{s}}$ je průřezový modul příčky v ohybu v místě s otvorem pro šroub.

$$\tau_{ps\check{s}} = \frac{\frac{F_z}{2}}{2 \cdot S_{p\check{s}}} = \frac{\frac{120\,216}{2}}{2 \cdot 2\,080} = 14,45 \text{ MPa}$$

A $S_{p\check{s}}$ je analogicky obsah průřezu příčky v místě s otvorem pro šroub.

Redukované napětí v příčce spočtené metodou HMM:

$$\sigma_{p\check{s} \text{ (red)}} = \sqrt{63,9^2 + 3 \cdot 14,45^2} = 69,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{p\check{s} \text{ (red)}} < \sigma_D$$

Z výsledku lze vyčíst, že příčka je nadimenzována dostatečně a výsledné redukované napětí je nižší, než dovolené napětí $\sigma_D = 78,3 \text{ MPa}$.

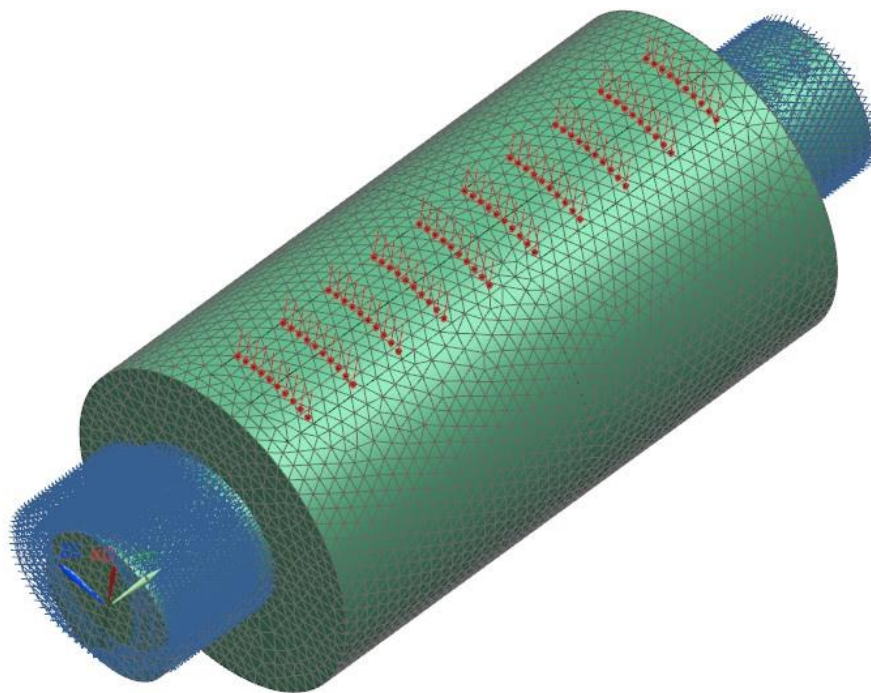
5 MKP analýza

Důležité části válcovací stolice byly překontrolovány prostřednictvím metody konečných prvků v programu Siemens NX 11.0. Účelem těchto výpočtů je ověření, zda se ruční zjednodušené výpočty blíží počítačovým výpočtům na skutečném modelu. Prostřednictvím MKP analýzy bylo postupně nasimulováno zatížení válců, okna rámu a nakonec zatížení válcovací stolice jako celku.

5.1 Průhyb pracovních válců

5.1.1 Okrajové podmínky

Pro výpočtový model válce byla vybrána 3D tetrahedrová síť CTETRA(10) s velikostí elementu 3 mm. Ložiska jsou volena nenaklápěcí. Na jednom čepu je proto v místě ložiska odebráno všech šest stupňů volnosti a na druhém čepu je povolen posuv ve směru osy Y dle souřadného systému. Válec je zatížen v obdélníkové oblasti široké 20 mm a dlouhé 110 mm pracovní silou 120 216 N. Materiálem válce je ocel 12 050 s vlastnostmi: $E = 210 \text{ GPa}$, $G = 81 \text{ GPa}$, $R_e = 305 \text{ MPa}$.

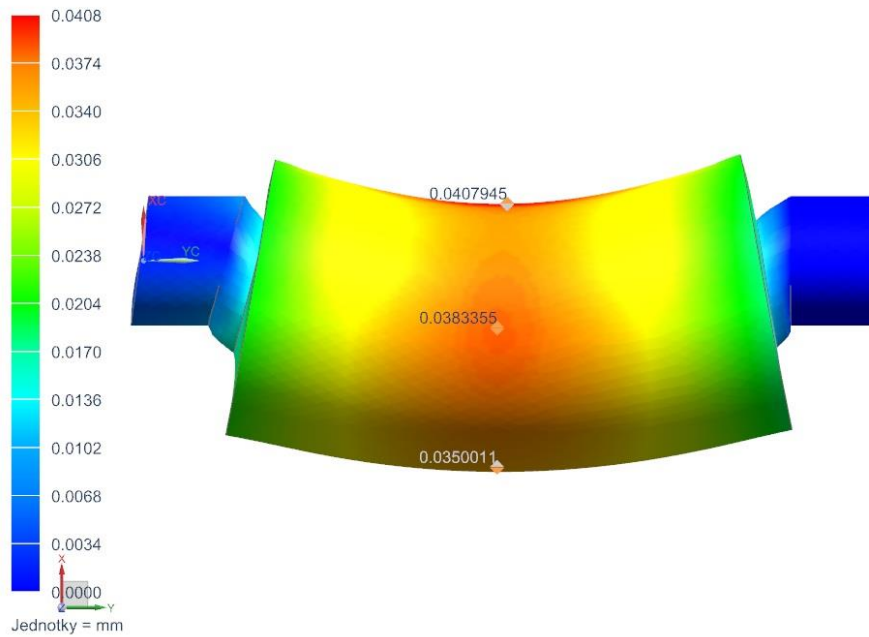


Obr. 5.1 - Okrajové podmínky pro MKP analýzu průhybu pracovních válců

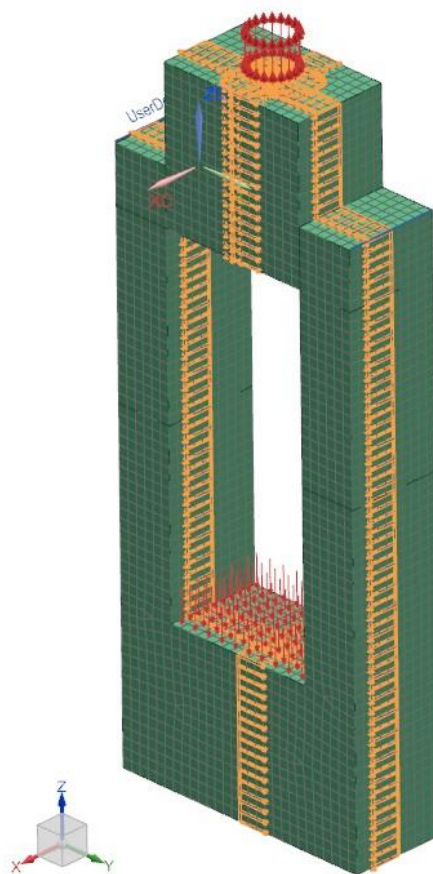
5.1.2 Výsledky

Z obrázku 4.2 lze vyčíst, že k maximálnímu průhybu válce došlo uprostřed na jeho vnitřní straně, kde se stýká s tvářeným kusem. Tento průhyb je však částečně způsoben vtlačení provalku do pracovního válce. Směrodatná hodnota průhybu válce je odečtena v jeho ose $-0,038 \text{ mm}$. Při ručních výpočtech vyšel celkový průhyb válce $0,075 \text{ mm}$. Odchylka těchto výpočtů je tedy $0,037 \text{ mm}$ a je způsobena úpravou okrajových podmínek. Původně byl totiž válec počítán s uložením na naklápěcích ložiskách. Nenaklápěcí ložiska v tomto případě výrazně eliminují průhyb podél celého válce.

Výsledek Válec 3D_sim1 : Copy of Copy of Solution 1
Subcase - Static Loads 1, Statický krok 1
Posuv - Uzlový, Hodnota
Min : 0.0000, Max : 0.0408, Jednotky = mm
Deformace : Posuv - Uzlový Hodnota



Obr. 5.2 - Průhyb pracovního válce



Obr. 5.3 - Okrajové podmínky pro MKP analýzu rámu

5.2 Výpočet rámu

5.2.1 Okrajové podmínky

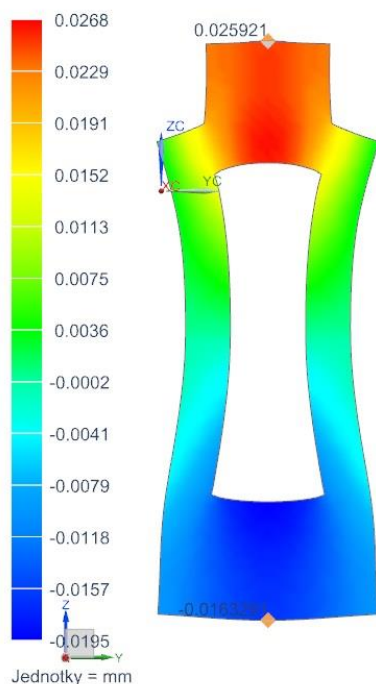
Pro okno rámu byla zhotovena 3D tažená síť CHEXA(8) s velikostí elementu 5 mm. Okno bylo rozděleno třema rovinami vždy v polovině délky, šířky a hloubky modelu. V těchto rovinách jsou odebrány stupně volnosti dle obrázku 4.3. Vazby byly aplikovány i na válcovou plochu díry pro stavěcí šroub. Zde byl zakázán posuv ve směrech X a Y . Zatížení je aplikováno dle obrázku na dolní plochu okna rámu a na válcovou plochu pro stavěcí šroub. Okno je zatíženo polovinou válcovací síly o velikosti 60 108 N. Rám je zhotoven z oceli S 235 o vlastnostech: $E = 210 \text{ GPa}$, $G = 81 \text{ GPa}$, $R_e = 305 \text{ MPa}$.

5.2.2 Výsledky

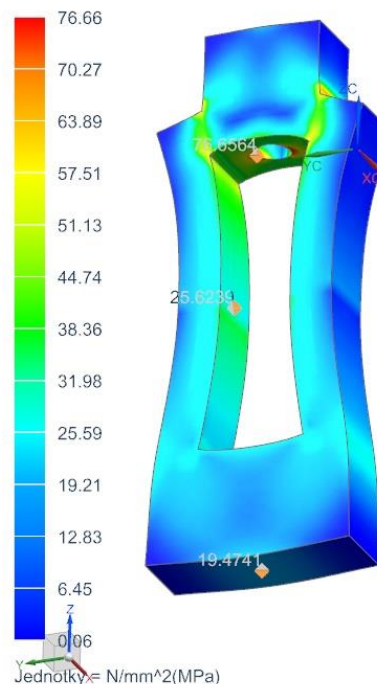
Celkové vertikální rozevření rámu je rozdílem zobrazených hodnot na horní a dolní ploše rámu podle obrázku dole vlevo. Z MKP analýzy tedy vyplývá, že svislé rozevření okna rámu činí 0,042 mm. Výpočty v kapitole 3.8 byla zjištěna hodnota rozevření 0,046 mm. Odchylka těchto výpočetních metod je nyní navzdory odlišným okrajovým podmínkám velmi malá (0,004 mm).

Na dolním pravém obrázku je k vidění průběh napětí podél celého okna rámu. Nejvyšší napětí bylo zjištěno při hraně díry pro stavěcí šroub. Důležité hodnoty napětí ve stojině a v přičce, které byly také počítány v kapitole 3.8, jsou na obrázku vyznačeny. Zhruba v polovině výšky stojin lze vyzorovat skokovou změnu napětí. Tato nekontinuita je způsobena v důsledku toho, že posuv ve směru osy Z byl rámu odebrán v rovině nacházející se přesně v polovině výšky rámu, ačkoliv model není v tomto směru symetrický. Toto zvýšené napětí tedy není relevantní.

Výsledek Rám2_sim1-R2 : R2
Subcase - Static Loads 1, Statický krok 1
Posuv - Uzlový, Z
Min : -0.0195, Max : 0.0268, Jednotky = mm
Deformace : Posuv - Uzlový Hodnota



Výsledek Rám2_sim1-R2 : R2
Subcase - Static Loads 1, Statický krok 1
Napětí - Objekt-uzlový, Zprůměrovaný, Von-Mises
Min : 0.06, Max : 76.66, Jednotky = N/mm^2(MPa)
Deformace : Posuv - Uzlový Hodnota



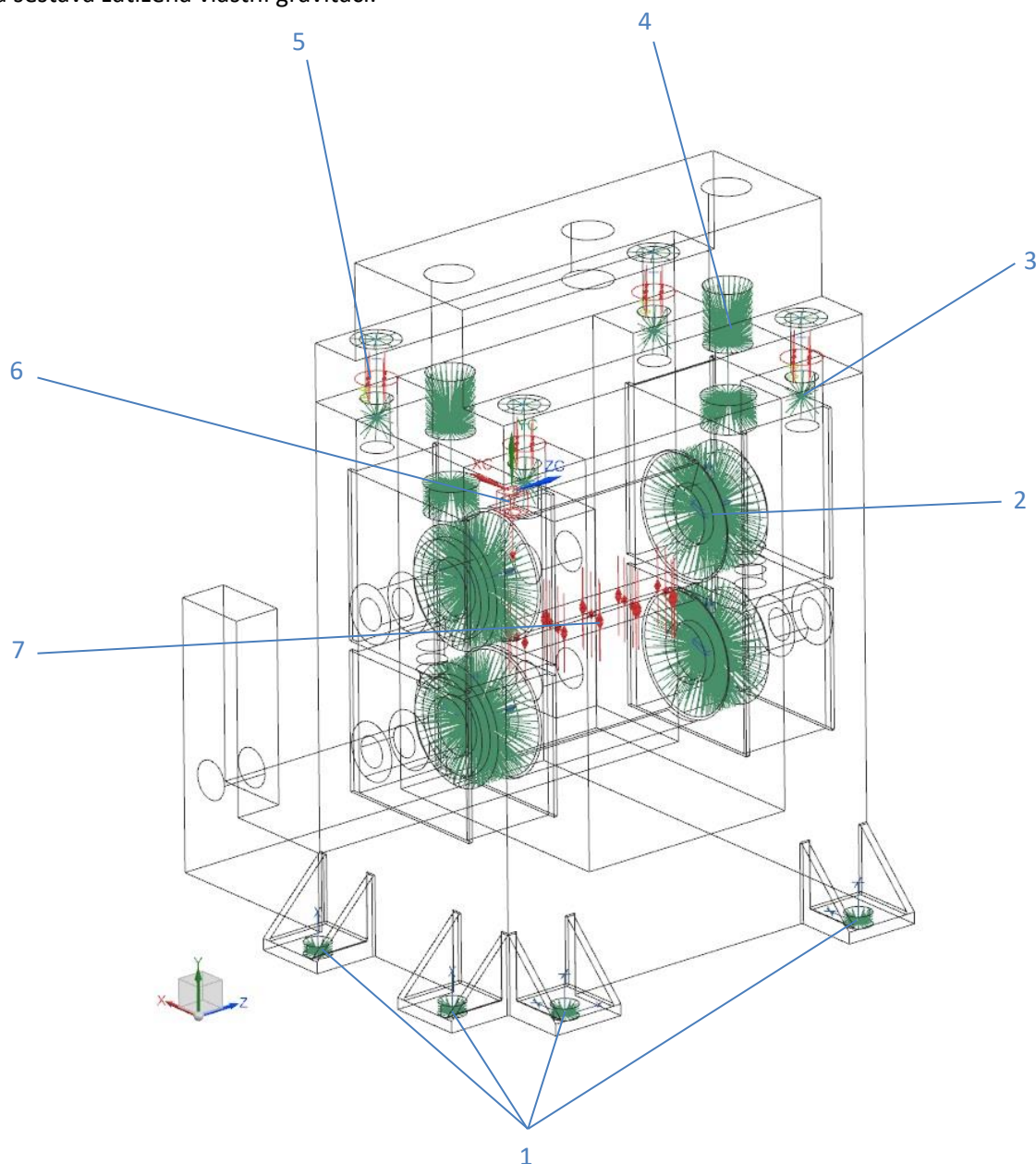
Obr. 5.4 - Deformční analýza rámu (vlevo) a průběh napětí (vpravo)

Výpočtem pomocí MKP zbylo zjištěno redukované napětí v příčce přibližně 19,47 MPa a maximální napětí ve stojně 25,63 MPa. Tyto hodnoty se od původního ručního výpočtu opět liší z důvodu pozměněných okrajových podmínek (působíště a rozložení sil, jiný tvar modelu).

5.3 Analýza sestavy válcovací stolice

5.3.1 Okrajové podmínky

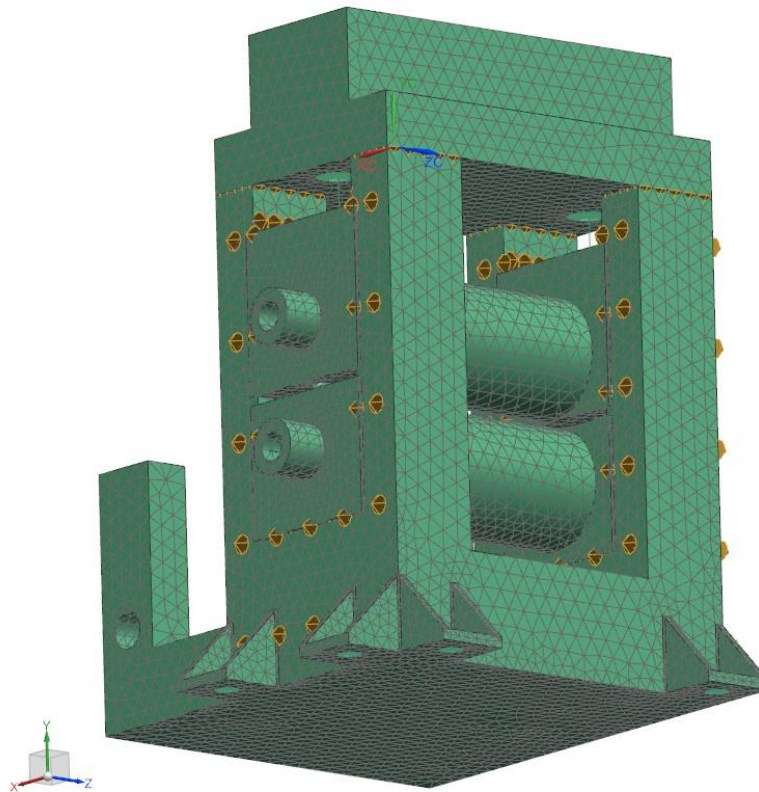
Pro kompletní výpočtový model byla vybrána 3D čtyřboká síť CTETRA(10) s velikostí elementu 10 mm. Upevnění v prostoru je zajištěno dle obrázku 4.5. Stupně volnosti jsou odebírány v dírách, které slouží k připevnění rámu stolice k podkladu. Další vazby jsou aplikovány na čepech válců v oblasti umístění ložisek. Ložiska nejsou součástí výpočtového modelu a jsou nahrazena 1D sítí, která je pevně spojena s 1D sítí vytvořenou uvnitř ložiskových domečků. Zavazbení a zatížení pracovních válců je provedeno stejným způsobem, jako tomu bylo u výpočtu průhybu válců v kapitole 4.1. Dalším typem zatížení je předepnutí stavěcích šroubů v horní příčce rámu. Předepnutí bylo nastaveno na 40 kN, délka šroubu 50 mm, efektivní délka závitu 20 mm a průměr hlavy šroubu je 25 mm. Nakonec je celá sestava zatížena vlastní gravitací.



Obr. 5.5 - Okrajové podmínky pro MKP analýzu sestavy válcovací stolice

1 – vazby v upínacích dírách, 2 – 1D síť domečku a ložiska spojené funkcí „manual coupling“ (4x), 3 – 1D síť pro předepnutí svěrných šroubů (4x), 4 – 1D síť pro stavěcí šrouby (2x), 5 – předepnutí šroubů (4x), 6 – gravitační zatížení, 7 – zatížení válcovací silou (oba válce)

Na obrázku 4.6 je zobrazeno řešení kontaktů, které jsou formou „plocha na plochu“ aplikovány mezi rám a horní příčku a mezi rám a jednotlivá ložisková tělesa.



Obr. 5.6 - Zobrazení tetrahedrové sítě a kontaktů

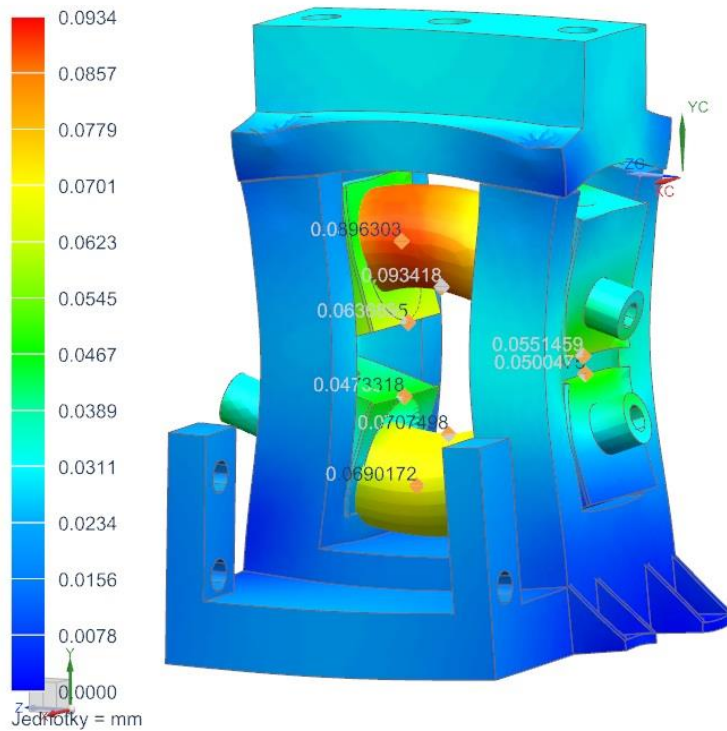
5.3.2 Výsledky

Na obrázcích 4.7 a 4.8 jsou zobrazeny výsledky celkové deformace, respektive napětí napříč válcovací stolicí. Významné hodnoty deformací a napětí jsou na obrázcích vyznačeny.

Stojí za povšimnutí, že válce se vlivem zatížení deformují i ve směru osy Z směrem ke straně, ve které byl v okrajových podmínkách tento posuv povolen. Proto také k maximálnímu průhybu válců nedochází přesně ve středové rovině rámu. K největší změně deformace dochází ve stykové ploše horního válce s tvářeným polotovarem (0,0934 mm) a hned po pracovních válcích dochází k největším posuvům u domečků pro ložiska (cca 0,064 mm), které mají tendenci se naklápět.

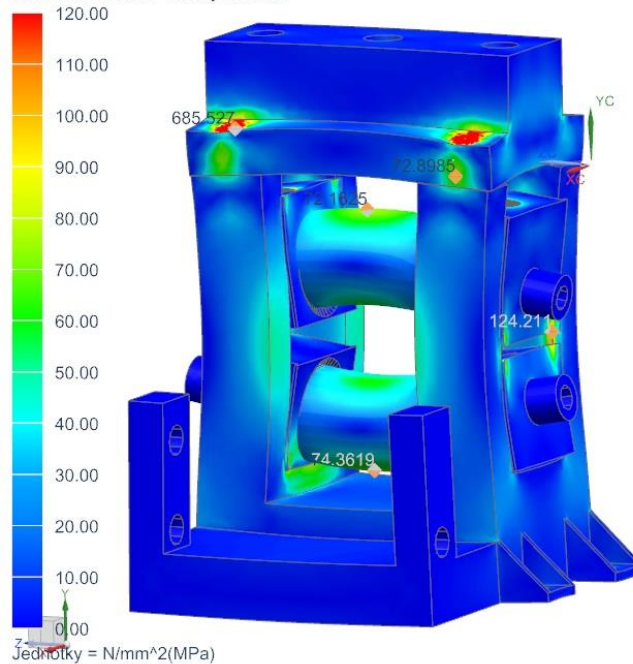
Nejvyšší naměřená napětí (kolem 837 MPa) byla zjištěna v oblasti šroubových spojů vlivem předepnutí. Tato napětí se však musí brát s rezervou, protože šroubová spojení jsou pro samotný výpočet zjednodušena a skutečná napětí nedosahují takto vysokých hodnot. Na rozhraní ložiskových domečků a rámu se nachází zvýšené napětí o velikosti až 130 MPa a vnější strany pracovních válců jsou namáhány napětím kolem 74 MPa. Velmi vysoká napětí (až 290 MPa) byla naměřena na válcových čepích (obrázek 4.10), ale ta jsou opět způsobena zjednodušením výpočetní analýzy odebráním distančních kroužků.

Výsledek assembly1_sim1 : Nenaklapecí, domecky nenaklapecí
Subcase - Static Loads 1, Statický krok 1
Posuv - Uzlový, Hodnota
Min : 0.0000, Max : 0.0934, Jednotky = mm
Deformace : Posuv - Uzlový Hodnota



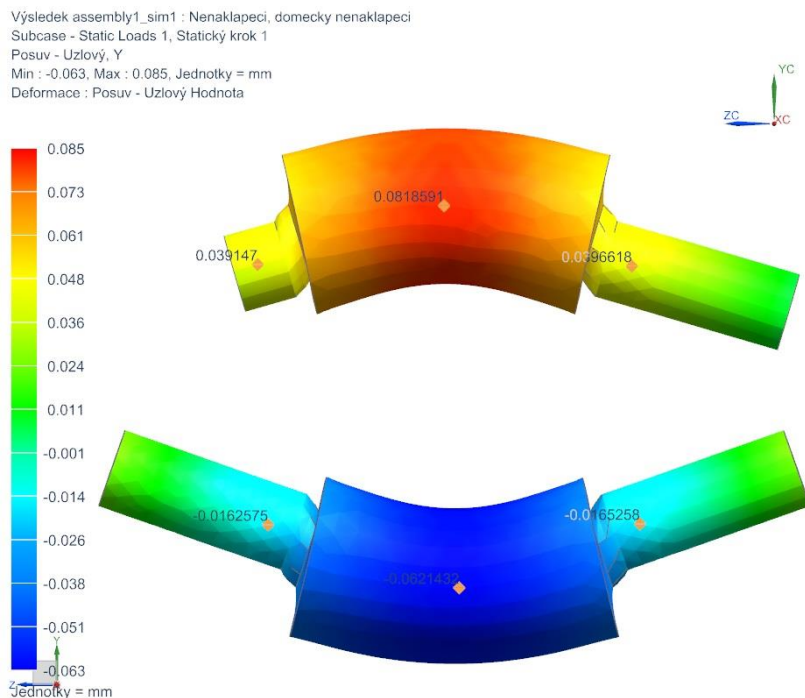
Obr. 5.7 - Deformace válcovací stolice

Výsledek assembly1_sim1 : Nenaklapecí, domecky nenaklapecí
Subcase - Static Loads 1, Statický krok 1
Napětí - Objekt-uzlový, Zprůměrovaný, Von-Mises
Řez nosníku : Maximum
Min : 0.00, Max : 837.33, Jednotky = N/mm²(MPa)
Souřadnicový systém nosníku : Lokální
Deformace : Posuv - Uzlový Hodnota

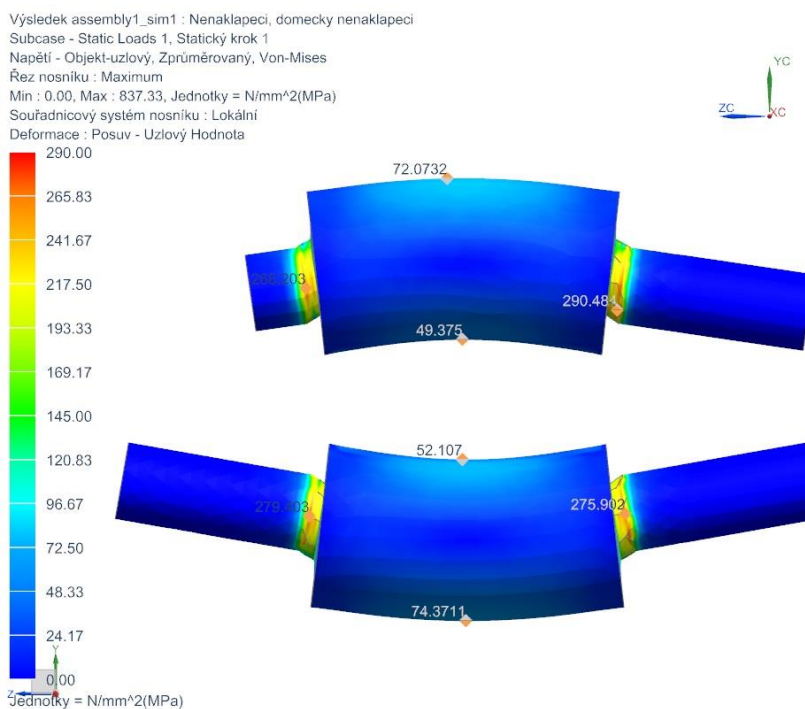


Obr. 5.8 - Průběh napětí ve válcovací stolici

Obrázek 4.9 ukazuje průhyb pracovních válců ve směru osy Y a obrázek 4.10 průběh napětí ve válcích. Velikost průhybu válců se zkontroluje tak, že se odečtou hodnoty posunutí pod ložiska a ve střezech válcových os. Průhyb horního i dolního válce zde vychází téměř stejný, a to 0,043 mm. Naměřený průhyb pracovního válce v kapitole 4.1 činí 0,038 mm. Lehce zvýšená hodnota je způsobena tím, že v této analýze je válec uložen na ložiskách, která jsou vsazena do domečků. Tyto domečky se mohou naklápět, protože jim nebyly uděleny žádné okrajové podmínky kromě kontaktu s rámem. Průhyb válců o velikosti 0,043 mm je ze všech tří výpočtových metod nejobektivnější.



Obr. 5.9 - Deformace pracovních válců v analýze sestavy válcovací stolice



Obr. 5.10 - Průběh napětí pracovních válců v analýze sestavy válcovací stolice

6 Závěr

V první části této bakalářské práce byla zpracována rešerše, která zahrnovala kromě obecného úvodu do válcování také popis, porovnání a použití šperkařských válcovacích stolic. To vše po důkladném průzkumu trhu.

Znalosti získané během rešerše byly následně využity pro návrh tří rozdílných variant válcovacích stolic. Tyto návrhy byly následně vyhodnoceny s využitím rozhodovacích matic. Posuzováno bylo technické a ekonomické hledisko jednotlivých konstrukčních provedení. Nakonec byla vybrána nejlepší varianta, která byla podrobena následnému zpracování.

Další praktickou částí byly ruční výpočty aplikované na vybrané provedení válcovací stolice. Součástí těchto výpočtů je kontrola vtažení provalku mezi válce, výpočet válcovací síly a zátěžného momentu, dále výpočet potřebné délky kliky, průměru válcových čepů, výpočty a volba ložisek, kontrola průhybu pracovních válců a šroubových spojení a nakonec analýza rámu.

V poslední kapitole byly překontrolovány předešlé výpočty v programu Siemens NX 11.0. Byl zpracován model navržené válcovací stolice, který byl použit pro vytvoření simulací s využitím metody konečných prvků. Postupně bylo nasimulováno zatížení pracovního válce, okna rámu a nakonec zjednodušené sestavy válcovací stolice. Jednotlivé výsledky byly porovnány s ručními výpočty, a to s přihlédnutím k rozdílům v daných úlohách.

Seznam obrázků

Obr. 1.1 - Válcovací stolice přibližně z roku 1912.....	11
Obr. 1.2 – Příklad dnešních válcovacích stolic užívaných ve šperkařství.....	12
Obr. 1.3 – Válcovací stolice s elektrickým pohonem.....	13
Obr. 2.1 – Grafické znázornění první varianty.....	15
Obr. 2.2 – Grafické znázornění druhé varianty	16
Obr. 2.3 – Grafické znázornění třetí varianty	17
Obr. 2.4 – Technicko-ekonomické porovnání variant	20
Obr. 3.1 - Základní parametry válcování	21
Obr. 3.2 - Silový rozklad v místě styku provalku s pracovním válcem.....	22
Obr. 3.3 - Působíště válcovací síly	23
Obr. 3.4 - Schéma ručního pohonu	24
Obr. 3.5 - Tabulka pro výběr hodnoty součinitele statické bezpečnosti.....	25
Obr. 3.6 - Model pro výpočet průhybu pracovních válců.....	26
Obr. 3.7- Výpočtový model okna rámu	33
Obr. 3.8 - Deformace rámu	34
Obr. 3.9 - Zjednodušení výpočtového modelu	34
Obr. 3.10 - Průběh ohybového momentu kolem rámu.....	35
Obr. 4.1 - Okrajové podmínky pro MKP analýzu průhybu pracovních válců	38
Obr. 4.2 - Deformace pracovního válce.....	39
Obr. 4.3 - Okrajové podmínky pro MKP analýzu rámu.....	39
Obr. 4.4 - Deformční analýza rámu (vlevo) a průběh napětí (vpravo)	40
Obr. 4.5 - Okrajové podmínky pro MKP analýzu sestavy válcovací stolice	42
Obr. 4.6 - Zobrazení tetrahedrové sítě a kontaktů.....	43
Obr. 4.7 - Deformace válcovací stolice	44
Obr. 4.8 - Průběh napětí ve válcovací stolici	44
Obr. 4.9 - Deformace pracovních válců v analýze sestavy válcovací stolice	45
Obr. 4.10 - Průběh napětí pracovních válců v analýze sestavy válcovací stolice	45

Seznam tabulek

Tab. 1.1 – Orientační mechanické vlastnosti válcovaných materiálů	14
Tab. 2.1 – Porovnání jednotlivých variant.....	18
Tab. 2.2 – Technické hodnocení jednotlivých variant.....	19
Tab. 2.3 - Ekonomické hodnocení jednotlivých variant	19
Tab. 3.1 - Parametry ložisek SKF NU 2206 ECJ	25
Tab. 3.2 – Důležité hodnoty pro výpočet průhybu pracovních válců.....	27
Tab. 3.3 - Rozměry šroubu M16x1,5	31
Tab. 3.4 - Rozměry šroubu Tr24x5	32
Tab. 3.5 - Vlastnosti oceli S 235.....	33
Tab. 3.6 - Rozměrová charakteristika okna rámu.....	33

Seznam příloh

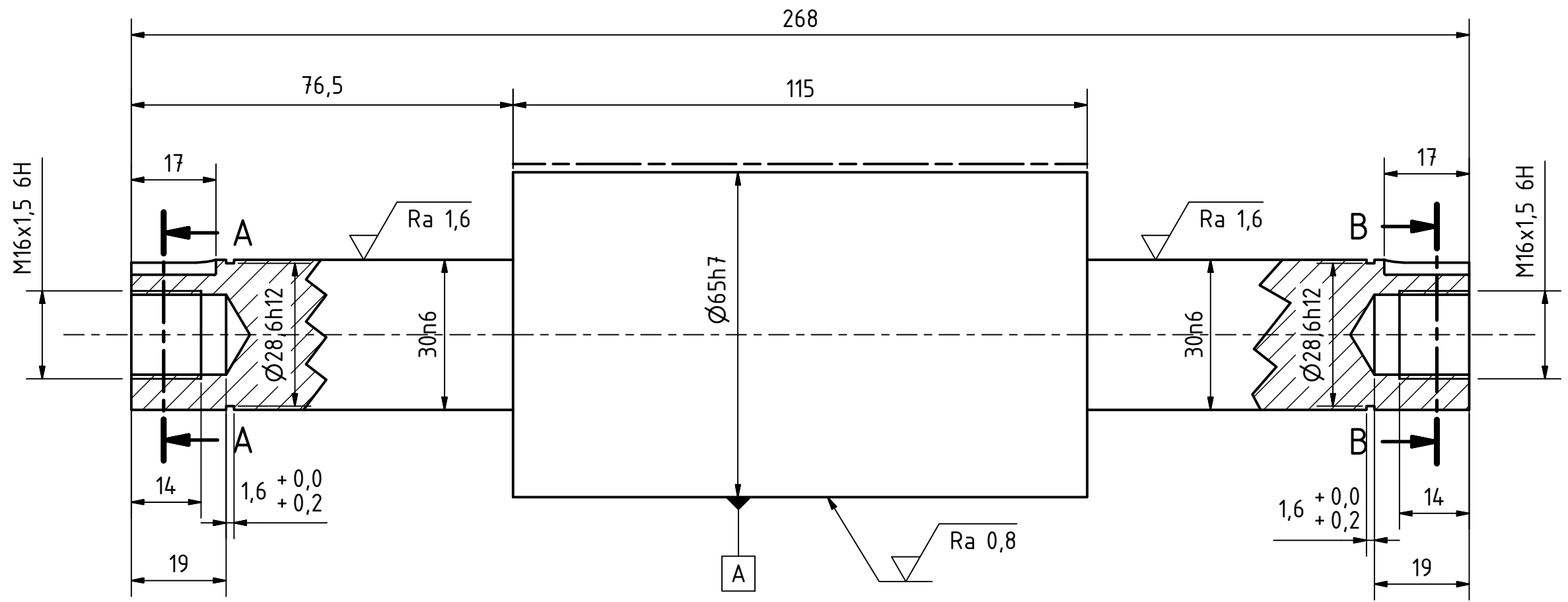
Příloha č. 1 – Výkres pracovního válce (dolního)

Příloha č. 2 – Výkres válcovací sestavy

Příloha č. 3 – Kusovník

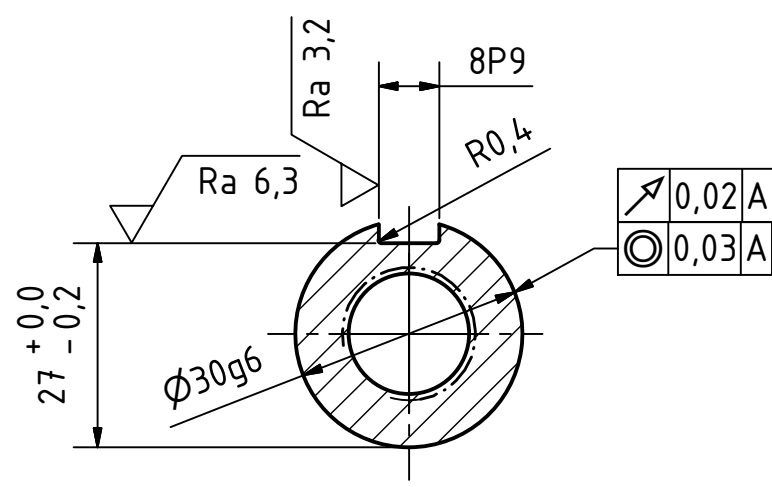
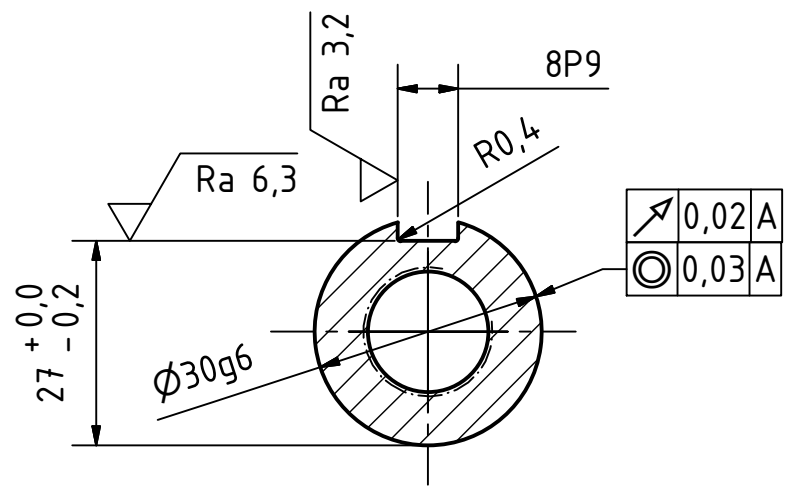
Literatura

- [1] Válcování kovů. Wikipedie [online]. [cit. 2018-04-09]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1lcov%C3%A1n%C3%AD_kov%C5%AF#V%C3%A1lcov%C3%AD_stolice
- [2] Crocker.jpg. atticPAPER [online]. [cit. 2018-04-09]. Dostupné z: <http://www.atticpaper.com/prodimages/092009/crocker.jpg>
- [3] Manual rolling mills. The Jewelers Toy Store [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: <http://www.jewelerstoystore.com/Manual-s/307.htm>
- [4] Rolling mills. PEPETOOLS [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: <http://pepetools.com/rolling-mills>
- [5] Power mills. Durston [online]. [cit. 2018-04-11]. Dostupné z: <http://www.durston.co.uk/drm-130-power-mills.htm> (obr 4)
- [6] Non ferrous metals. MATBASE [online]. [cit. 2018-06-16]. Dostupné z: <https://www.matbase.com/material-categories/metals/non-ferrous-metals/other-non-ferrous-metals/>
- [7] BARTOŠ, J.; GAJDOŠ, P.; NOVÁK, V. *Strojní součásti*. Praha: SNTL, 1963.
- [8] STANĚK, Jiří. *Přednášky z předmětu KKS/ZSVS*. Plzeň: Západočeská univerzita.
- [9] DVOŘÁK, Vladimír. *Konstrukční řešení válcovací stolice kvarto*. Plzeň, 2016. Bakalářská práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů, 2016-05-20.
- [10] ČECHURA, Milan. *Pomocné texty pro cvičení z konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita. Plzeň: [VŠSE], 1977
- [11] Cylindrical roller bearings. SKF [online]. [cit. 2018-04-22]. Dostupné z: <http://www.skf.com/ph/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/single-row/index.html?designation=NU%202206%20ECJ>
- [12] VIKUK, Jan. *Univerzální válcovací stolice duo/kvarto pro válcování nízko-legovaných a středně-legovaných vysokopevnostních ocelí*. Plzeň, 2012. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů
- [13] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky, páté vyd.* Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [14] Mechanické vlastnosti ocelových šroubů. Šroub a matka [online]. [cit. 2018-04-26]. Dostupné z: <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>



A-A (1:1)

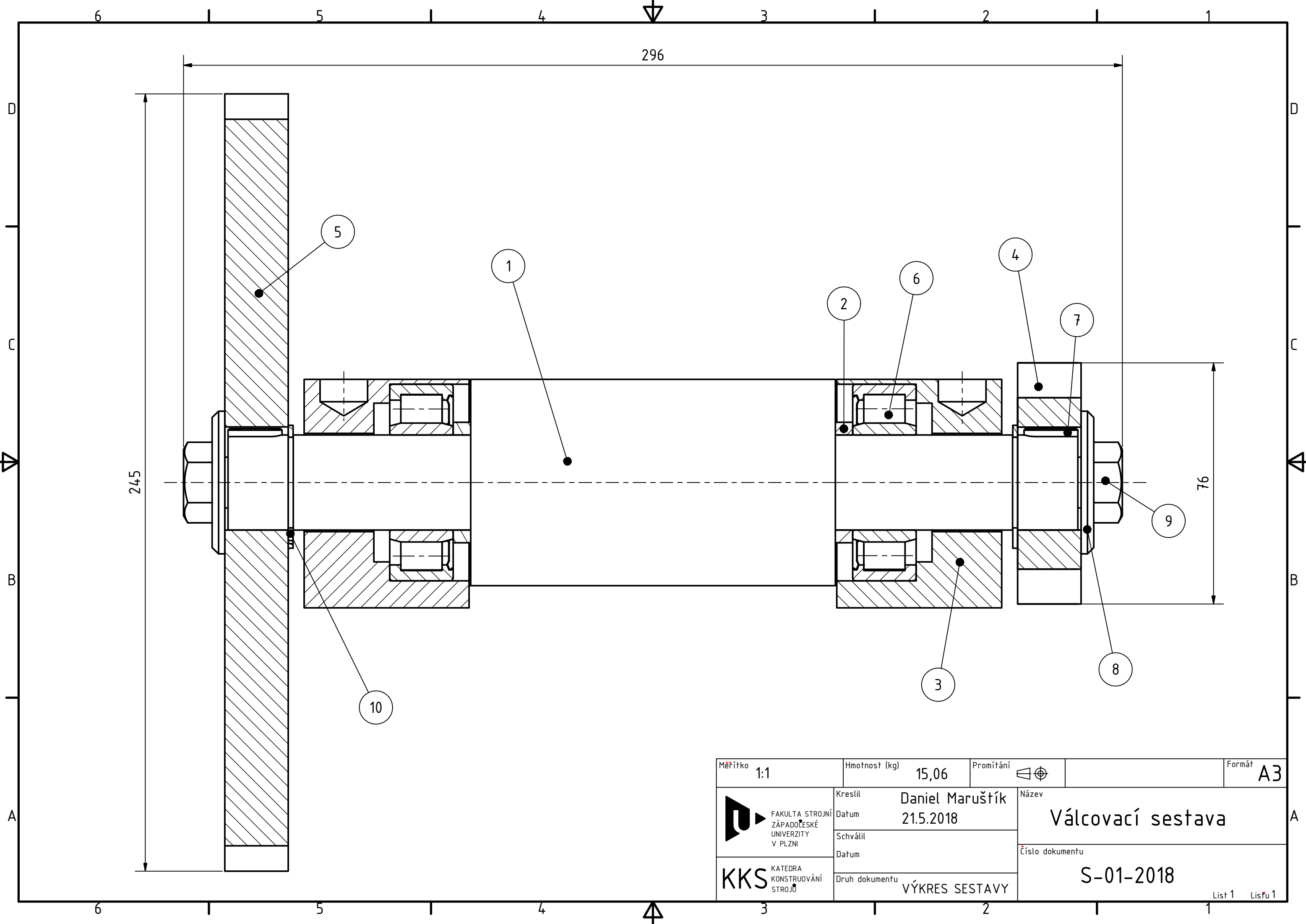
B-B (1:1)




----- Povrchově kaleno na 63 HRC

Textura povrchu 	Hrany ISO 13715 	Měřítko 1:1	Presnost ISO 2768 - mK
		Hmotnost (kg) 3,78	Tolerování ISO 8015
Materiál - Polotovár ČSN 12 050		Promítání 	
		Formát A3	

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Daniel Marušík	Název Válec dolní
	Datum 21.5.2018	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu S-03-2018
	Datum	
Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES		



Měřítko 1:1	Hmotnost (kg) 15,06	Promítání 	Formát A3
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Daniel Marušík	Název Válcovací sestava	
	Datum 21.5.2018	Číslo dokumentu S-01-2018	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil		
	Datum		
Druh dokumentu VÝKRES SESTAVY			

Číslo polož.	Název - označení	Polotovár	Hmotn. (kg)	J.	Množ.		
	Číslo výkresu - označení normy	Materiál					
10	Pojistný kroužek BS 3673		0,008	ks	2		
	ČSN 02 2930	ČSN 41 2050 - ocel 12 050					
9	Šroub se šestihlannou hlavou		0,058	ks	2		
	ČSN 02 1101	ČSN 41 1343 - ocel 11 343					
8	Podložka		0,041	ks	2		
	S-12-2018	ČSN 41 1343 - ocel 11 343					
7	Pero těsné		0,005	ks	2		
	ISO 2491 A	ČSN 41 2050 - ocel 12 050					
6	Ložisko SKF		0,268	ks	2		
	NU 2206 ECJ	ČSN 41 2050 - ocel 12 050					
5	Ozubené kolo velké		6,842	ks	1		
	S-10-2018	ČSN 41 1343 - ocel 11 343					
4	Ozubené kolo malé		0,418	ks	1		
	S-09-2018	ČSN 41 1343 - ocel 11 343					
3	Ložiskové těleso		1,557	ks	2		
	S-06-2018	ČSN 41 1343 - ocel 11 343					
2	Distanční kroužek		0,02	ks	2		
	S-05-2018	ČSN 41 1343 - ocel 11 343					
1	Dolní válec		3,78	ks	1		
	S-03-2018	ČSN 41 2050 - ocel 12 050					
 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI		Kreslil	Daniel Marušík		Název	Válcovací sestava	
		Datum	21.5.2018				
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ		Schválil			Číslo dokumentu	K-01-2018	
		Datum					
		Druh dokumentu	SEZNAM POLOŽEK				
						List 1	Listu 1