



**FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI**

Studijní program: Strojní inženýrství

Číslo studijního programu: B0715A270013

Studijní specializace: Konstruování strojů a technických zařízení

NÁVRH RÁMU A PRACOVNÍCH VÁLCŮ VÁLCOVACÍ STOLICE DUO

Bakalářská práce

Autor práce: Martin Muchka

Vedoucí práce: Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2023/2024

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Martin MUCHKA**
Osobní číslo: **S23B0243P**
Studijní program: **B0715A270013 Strojní inženýrství**
Specializace: **Konstruování strojů a technických zařízení**
Téma práce: **Návrh rámu a pracovních válců válcovací stolice DUO**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Představte historický vývoj v oblasti válcovacích stolic. Proveďte rešerši současného stavu válcovacích stolic duo (konstrukce, výroba, technické parametry, konstrukční uzly). Pro zadané parametry (budou upřesněny v ZS 2023) proveďte výpočet a návrh základních konstrukčních uzlů válcovací duo ? návrh rámu válcovací stolice a pracovních válců včetně jejich uložení. Návrh podložte potřebnými výpočty.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova práce:

1. Historie válcovacích stolic, rešerše současného stavu.
2. Návrh rámu válcovací stolice DUO.
3. Návrh pracovních válců a jejich uložení válcovací stolice DUO.
4. Zhodnocení výsledků bakalářské práce, závěr.

Konzultant: doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje*. Plzeň: ZČU, 2004. ISBN 80-7082-738-6.
[2] STANĚK, Jiří. Přednášky předmětu ZSVS – část tvářecí stroje v elektronické podobě. Plzeň: ZČU, Courseware.
[3] Prospektová a výkresová dokumentace

Vedoucí bakalářské práce: **Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2023**
Termín odevzdání bakalářské práce: **24. května 2024**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Ing. Zdeněk Chval, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Byl/a jsem seznámen/a s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval/a samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v Seznamu použitých zdrojů, který je součástí této práce a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

V Plzni dne:

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Ing. Jiřímu Staňkovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky, trpělivost a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

Abstrakt

Hlavním tématem a cílem této bakalářské práce je navrhnutí pracovních válců, rámu a uložení válců válcovací stolice DUO. Tato bakalářská práce je rozdělena na dvě části. V první teoretické části je stručně popsána historie válcovacích stolic, současný stav a jejich budoucnost. Dále rozdělení válcovacích stolic a popis jejich hlavních částí. V druhé praktické části dojde k samotným analytickým výpočtům hlavních konstrukčních uzlů. Konkrétně pracovní válec, ložisko, ložiskové těleso, rám a stavěcí šroub. V další části je zobrazeno konečné řešení uložení pracovních válců a kompletní zjednodušený model válcovací stolice DUO, jehož rozměry odpovídají předešlým vypočteným hodnotám. Na závěr je model rámu a pracovního válce podroben MKP analýze, pro následující porovnání a potvrzení správnosti analytických výpočtů. Práce obsahuje výrobní výkres pracovního válce.

Klíčová slova

Válcovací stolice, válcování, rám, pracovní válec, MKP

Abstract

The main topic and aim of this bachelor thesis is the design of the working rolls, frame and roller arrangement of the DUO rolling mill. This bachelor thesis is divided into two parts. The first theoretical part briefly describes the history of rolling mills, the current state and their future. Furthermore, the classification of rolling mills and a description of their main parts. In the second practical part, the actual analytical calculations of the main structural nodes are performed. Specifically, the working roll, bearing, bearing housing, frame and screwdown. In the next part, the final design of the work roller arrangement and the complete simplified model of the DUO rolling mill, whose dimensions correspond to the previous calculated values, are shown. Finally, the model of the frame and the working roller is subjected to FEM analysis, for subsequent comparison and confirmation of the correctness of the analytical calculations. The paper includes a production drawing of the working roll.

Key words

Rolling mill, rolling, frame, working roll, FEM

Obsah

1	Úvod.....	13
2	Historický vývoj	14
2.1	Současnost	16
2.1.1	Současní výrobci.....	17
2.2	Budoucnost	18
3	Rozdělení válcovacích stolic	19
3.1	Dle válcovací teploty.....	19
3.2	Dle smyslu otáčení válců	20
3.3	Dle konstrukčního uspořádání.....	20
3.4	Dle druhu válců	21
3.5	Dle druhu rámu	22
3.6	Dle výsledného válcovaného produktu	22
3.7	Dle počtu válců.....	22
4	Charakteristika válcovací stolice DUO	24
4.1	Základní konstrukční prvky	24
4.2	Požadavky na válcovací stolice	25
5	Určení jednotlivých konstrukčních uzlů	26
5.1	Zadané hodnoty	27
6	Návrh a početní kontrola konstrukčních uzlů.....	27
6.1	Pracovní válce.....	27
6.1.1	Návrh rozměrů válce	27
6.1.2	Výpočet válce	28
6.1.3	Zhodnocení	33
6.2	Ložiska	33
6.2.1	Výpočet ložiska.....	34
6.2.2	Zhodnocení	35
6.3	Ložisková tělesa.....	35
6.3.1	Návrh rozměrů ložiskového tělesa	35
6.3.2	Kontrola ložiskových těles na přebroušení válců	36
6.3.3	Zhodnocení	37

6.4	Rám	37
6.4.1	Návrh rozměrů rámu.....	37
6.4.2	Výpočet rámu.....	38
6.4.3	Výpočet deformace rámu	42
6.4.4	Zhodnocení	43
6.5	Stavěcí šroub	43
6.5.1	Kontrola tlaku v závitu.....	45
6.5.2	Kontrola napětí v jádře šroubu	45
6.5.3	Zhodnocení	46
6.6	Kontrola kritického místa s otvorem pro matici	47
6.6.1	Výpočet průřezových charakteristik a maximálního napětí	47
6.6.2	Zhodnocení	47
7	Model válcovací stolice DUO s uložením pracovních válců	48
7.1	Uložení pracovních válců.....	48
7.2	3D model výsledné válcovací stolice	48
8	MKP analýza.....	52
8.1	Pracovní válec.....	52
8.1.1	Výsledky a zhodnocení	53
8.2	Rám	53
8.2.1	Výsledky a zhodnocení.....	54
9	Závěr	57

Seznam obrázků

Obr. 2- 1 Náčrtek válcovací stolice od Leonarda da Vinci [5]	14
Obr. 2- 2 Válcovací stolice z roku 1755 pro válcování železných plechů [11]	14
Obr. 2- 3 Válcovací stolice s kalibrovanými válci od Henryho Corta [12]	15
Obr. 2- 4 Princip kosého válcování trubek - Mannesmanův způsob [13].....	16
Obr. 2- 5 Válcovací trať [13].....	17
Obr. 2- 6 Válcovací stolice pro válcování hliníku za studena od firmy SMS group [14]	18
Obr. 3- 1 Jednosměrné otáčení válců (vlevo) a vratné otáčení válců (vpravo) [15]	20
Obr. 3- 2 Univerzální uspořádání válcovací stolice [16]	20
Obr. 3- 3 Hladké válce [17]	21
Obr. 3- 4 Kalibrované válce [18].....	21
Obr. 3- 5 Vodorovné DUO [19]	22
Obr. 3- 6 Trio (vlevo) [20] a Lauthovo trio (vpravo) [21].....	23
Obr. 3- 7 Jednotlivé typy válcovacích stolic podle počtu jejich válců [22]	23
Obr. 4- 1 Model válcovací stolice DUO s popisem hlavních částí [23].....	24
Obr. 5- 1 Kinematické schéma válcovací stolice DUO	26
Obr. 6- 1 Doporučené rozměry válců pro válcovací stolice [8]	27
Obr. 6- 2 Výpočtový model pracovního válce	28
Obr. 6- 3 Znázornění základních rozměrů ložiskového tělesa	35
Obr. 6- 4 Výpočtový model pro kontrolu válců na přebroušení.....	36
Obr. 6- 5 Základní rozměry rámu dutého obdélníkového profilu	37
Obr. 6- 6 Výpočtový model rámu.....	39
Obr. 6- 7 Úhly natočení příčky ($\phi 1$) a stojiny ($\phi 2$) po jejich deformaci za působení síly $F/2$	40
Obr. 6- 8 Průběh ohybového momentu v příčce	41
Obr. 6- 9 Fiktivní nosník zatížený spojitým zatížením ve tvaru průběhu ohybového momentu příčky ..	42
Obr. 6- 10 Označení jednotlivých rozměrů závitů dle normy ČSN [9]	44
Obr. 6- 11 Průřez v místě otvoru pro matici	47

Obr. 7- 1 Detail řezu zvoleného uložení pracovního válce	48
Obr. 7- 2 Doporučené rozměry pojistné střížné stoličky [10]	49
Obr. 7- 3 3D CAD model výsledné válcovací stolice	49
Obr. 7- 4 Řez válcovací stolicí.....	50
Obr. 7- 5 Detail uložení válce v řezu	51
Obr. 8- 1 Zhmotnělý model 1D sítě válce.....	52
Obr. 8- 2 1D prut opatřený okrajovými podmínkami a spojitým zatížením	52
Obr. 8- 3 Výsledky MKP analýzy maximálního průhybu (vlevo) a maximálního napětí (vpravo).....	53
Obr. 8- 4 Řez zavazbené 3D sítě se zatěžujícími silami	54
Obr. 8- 5 Deformace rámu (vlevo) a maximální napětí (vpravo).....	55
Obr. 8- 6 Kritické místo v rohu mezi spodní příčkou a stojinou	55
Obr. 8- 7 Řez rámem s viditelným místem maximálního napětí	56

Seznam tabulek

Tab. 5- 1 Zadané hodnoty	27
Tab. 6- 1 Zvolené rozměry pro pracovní válec	28
Tab. 6- 2 Jednotlivé rozměry výpočtového modelu a hodnoty veličin potřebných k výpočtu	30
Tab. 6- 3 Základní rozměry a únosnosti ložiska FAG 802010	34
Tab. 6- 4 Zvolené rozměry ložiskového tělesa	36
Tab. 6- 5 Zvolené rozměry rámu	38
Tab. 6- 6 Zadané hodnoty pro materiál litá ocel 422641	38
Tab. 6- 7 Mezní hodnoty pro materiál 13 141,6 a hodnoty potřebné k výpočtu	44
Tab. 6- 8 Dané rozměry pro zvolený závit	44

Přehled použitých zkratk a symbolů

AS FST	Akademický senát FST
BOZP a PO	Bezpečnost a ochrana zdraví při práci a Požární ochrana
CIV	Centrum informatizace a výpočetní techniky
ČSN	Česká technická norma
EN	Evropská norma
EU	Evropská unie
FST	Fakulta strojní
HW	Hardware
IS/STAG	Informační systém STAG
KKE	Katedra energetických strojů a zařízení
KKS	Katedra konstruování strojů
ZČU	Západočeská univerzita v Plzni

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem válcovací stolice DUO. Válcovací stolice jako takové, jsou tvářecí stroje s alespoň dvěma pracovními válci, mezi nimiž prochází tvářený materiál a vlivem tlaku je tvářen a mění se jeho tloušťka. Válcovací stolice se používají zejména pro výrobu plechů, předválek, či tyčí mnoholicných profilů. Válcovací stolice DUO slouží především k výrobě předválek jako jsou sochory, bramy a bloky, které se dále používají pro další zpracování. Válcování se provádí hlavně za tepla, ale i za studena.

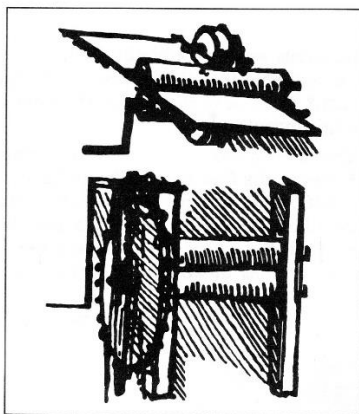
V první části práce bude popsána stručná historie válcovacích stolic od prvních plánek Leonarda da Vinciho, přes patent kalibrovaných válců Henryho Corta, až po moderní válcovací tratě. Zároveň budou zmíněni i největší výrobci válcovacích stolic dnešní doby. Dále bude práce pokračovat rozdělením válcovacích stolic podle rozličných kritérií. V další kapitole bude popsán model válcovací stolice DUO s podrobnějším popisem jeho hlavních částí. Aby byla zajištěna konkurenceschopnost stroje, je zapotřebí aby splňoval určité požadavky jako je výkonnost, přesnost výroby, spolehlivost, tuhost a další. To bude popsáno v krátké kapitole.

V praktické části bakalářské práce bude realizováno analytické početní řešení zvolených konstrukčních uzlů. Konkrétně pracovních válců, ložisek, ložiskových těles, stavěcího šroubu a rámu. Pracovní válec bude překontrolován na maximální deformaci tzv. Castigliánovou metodou. Ložiska budou zkontrolována z hlediska jejich životnosti. Stavěcí šroub bude zkontrolován z hlediska maximálního napětí v jeho jádře a na maximální tlak v závitech. Rám bude zkontrolován z hlediska maximálního napětí a deformace.

Na základě výsledků získaných analytickými výpočty bude vytvořen CAD model válcovací stolice DUO s primárním zaměřením na uložení válců v rámu a jejich stavění. Analytické výpočty pracovních válců a rámu budou ověřeny MKP analýzou v programu NX Siemens.

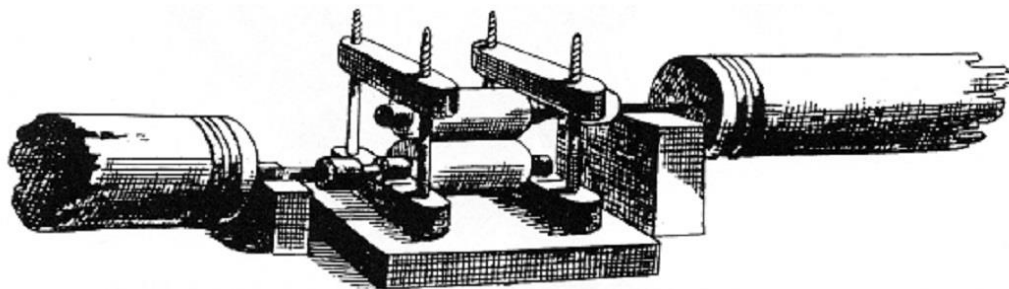
2 Historický vývoj

Válcování je součástí tváření kovů. Tváření je nedestruktivní technologický proces zpracování materiálu, při kterém dochází ke změně tvaru a mechanických vlastností materiálu. Válcování jako takové existuje již stovky let. První „válcovací stolice“ byly malé, ručně poháněné a používaly se k rovnání zlata a stříbra při výrobě šperků a uměleckých předmětů. Válcovací stolice byly nalezeny na Blízkém východě a v jižní Asii již 600 let př. n. l. Tyto „válcovací stolice“ měly hrubou podobu, avšak používaly stejné základní principy, které jsou spojeny s válcovacím procesem. Jako první známý návrh válcovací stolice v Evropě je připisován Leonardu da Vincimu z roku 1485. Na jedné ze svých kreseb popsal možnost "průchodu materiálu" mezi dvěma válci s rovnoběžnými osami, čímž by se upravila jeho tloušťka. I v tomto případě se jednalo o válcování tvárných materiálů za studena, zejména olova, cínu a jiných měkkých kovů. Tato konstrukce byla na tehdejší dobu velmi pokroková, ovšem není jisté, zda byla nějaká válcovací stolice založená na této kresbě vůbec postavena. [1] [2] [5]



Obr. 2- 1 Náčrtek válcovací stolice od Leonarda da Vinci [5]

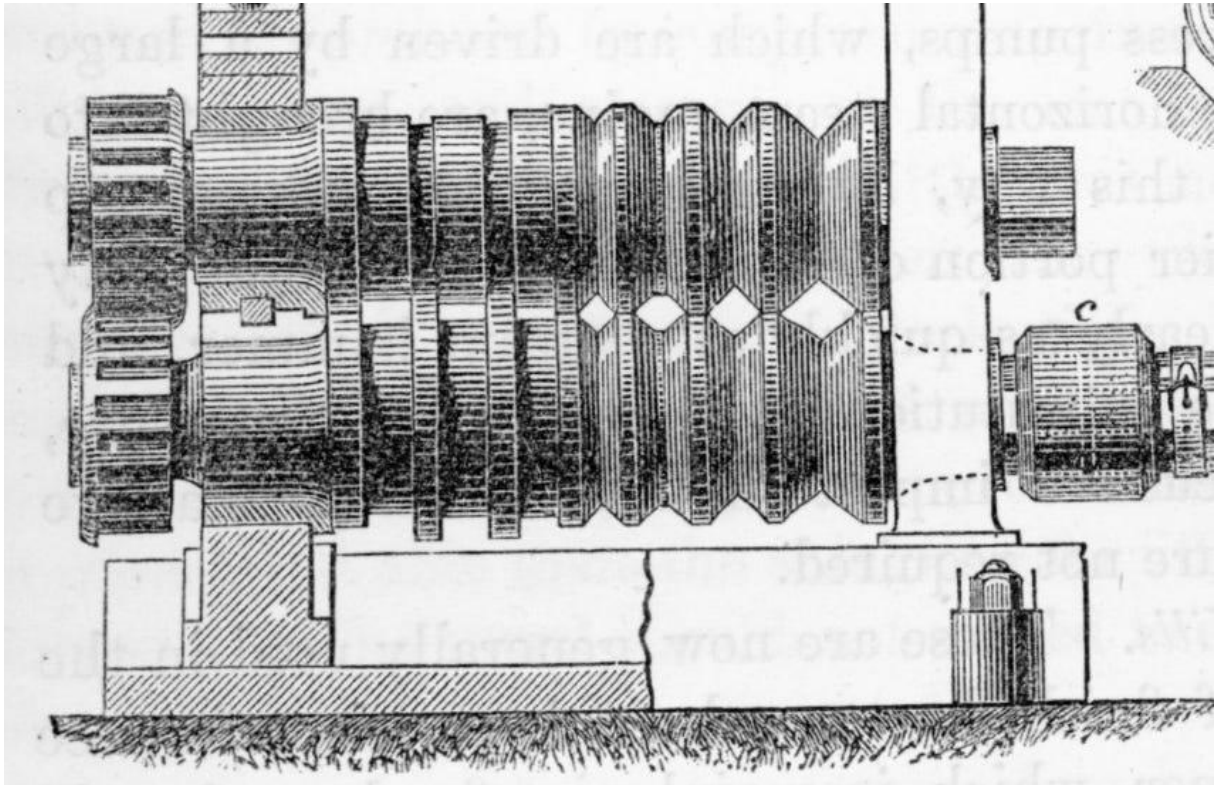
V tehdejší Evropě probíhala výroba plechů pouze kováním, nikoliv válčováním. Kolem roku 1501 se objevují zprávy o prvních dvou válcovacích stolicích. Jedna sloužila k rovnání zlatých plátů na stejnou tloušťku, z nichž se následně zhotovovaly mince, druhá k řezání dříve vytvarovaných plátů na pásy. Obě se ale používaly spíše jako "dokončovací proces" po kování, nežli k samotnému zmenšování tloušťky. Začátkem 17. století se již začalo uvažovat o železe jako o kovu, který lze válcovat. V roce 1685 převzal John Hanbury (1664-1734) panství svého otce a železářny v Pontypoolu a vytvořil z nich vysoce výnosné průmyslové centrum. Navrhl válcovnu, která z železných tyčí vyráběla nezvykle tenké a rovnoměrné plechy za bezkonkurenční cenu. [1] [2]



Obr. 2- 2 Válcovací stolice z roku 1755 pro válcování železných plechů [11]

V roce 1682 se v anglickém Newcastlu nacházela válcovna za studena pozoruhodných rozměrů. Jednalo se o závod v Galles, který zpracovával 700 mm dlouhé tyče o šířce 100 mm, z nichž se válcovaly plechy o rozměrech 1500 mm × 700 mm. Jedná se o první jistý doklad procesu válcování oceli za účelem výroby plechu. Hnací sílu zajišťovala vodní kola. Galles zůstalo hlavním evropským výrobcem tenkých plechů až do konce roku 1700. [1] [5]

Moderní válcovací postupy lze připsat průkopnickému úsilí Henryho Corta z Funtley Iron Mills poblíž Farehamu v anglickém hrabství Hampshire. V roce 1783 byl Henrymu Cortovi vydán patent na použití drážkovaných (kalibrovaných) válců pro válcování tyčového železa. V drážkovaných válcích umožňovala drážka požadovaných rozměrů válcovat tyče kruhového, čtvercového a plochého průřezu nebo jiných profilů. Ačkoli Cort nebyl první, kdo použil drážkované válce, byl první, kdo zkombinoval využití mnoha nejlepších vlastností různých tehdy známých postupů výroby a tvarování železa. Moderní autoři ho proto nazývají "otcem moderního válcování". [1] [2]



Obr. 2- 3 Válcovací stolice s kalibrovanými válci od Henryho Corta [12]

Průmyslová revoluce (přibližně od 60. let 19. století do 40. let 20. století) vyvolala nebývalou poptávku po železe. Byly vynalezeny nové technologie výroby železa a nakonec i oceli a tyto kovy se začaly používat v nových výrobcích, jako jsou stroje, železnice a parní lodě. Od Cortovy první válcovací stolice docházelo k jejich neustálému vývoji. V osmnáctém století se začaly válcovat složitější polotovary různých průřezů, jako jsou kruhy, čtverce, kolejnice, nosníky ve tvaru T atd. Od té doby se produkce válcoven zvyšovala, až se jen v USA v roce 1890 vyválovalo asi 5 milionů tun železa a oceli (což odpovídá 100 000 tunám týdně) a v roce 1899 se vyválovalo přes 8 milionů tun (což odpovídá 167 000 tunám týdně). [1]

Historicky se válcovací stolice vyvíjely i podle typu energie, které využívaly k pohonu válců. Ta prošla čtyřmi fázemi: [1]

První fází byla fáze ruční. V této fázi byl zdroj energie potřebný pro počáteční válcování malý a k rovnání kovů pro šperky a umělecká díla se používaly ručně poháněné válce. U pozdějších strojů muži otáčeli nastavitelným křížem nebo klikou, které byly připevněny k válcům. Ruční silou bylo možné válcovat pouze měkké kovy, jako je zlato, stříbro, cín a olovo.

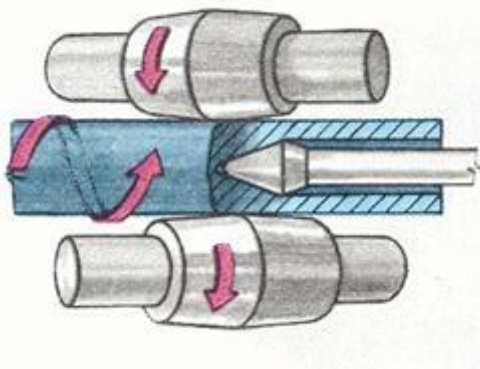
Ve druhé fázi se využívala síla vody. Využití energie pohybující se vody z řek poskytovalo stálou sílu, dostatečně silnou k válcování tvrdších kovů, jako je železo. Vodní energie měla ale vážné nevýhody. Sucha a nízké teploty mohly snížit průtok vody a tím znemožnit využití plné síly toku. Válcovací stolice využívající energii vodního toku se navíc pohybovaly pouze jedním směrem.

Ve třetí fázi využívaly stolice parní pohon. Parní pohon se poprvé objevil koncem 17. století díky vynálezu Jamese Watta. Parní stroj vytvořil fyzikální sílu, která nahradila ruční / zvířecí sílu. V 19. století se parní stroje běžně používaly k pohonu válcovacích stolic a koncem 19. století byly parní stroje nejoblíbenějším zdrojem energie. Navzdory své síle při dodávání energie byly parní stroje značně neefektivní.

Ve čtvrté fázi využívaly válcovny elektrickou energii. Výhodou bylo, že výrobu energie bylo možné oddělit od válcovací stolice, protože elektrická energie se pohodlně přenášela ze vzdálených generátorů do motorů připojených přímo k nim samým. Elektricky poháněné válcovací stolice se poprvé objevily kolem roku 1900. Elektrická energie zůstává volbou pro provoz i dnes.

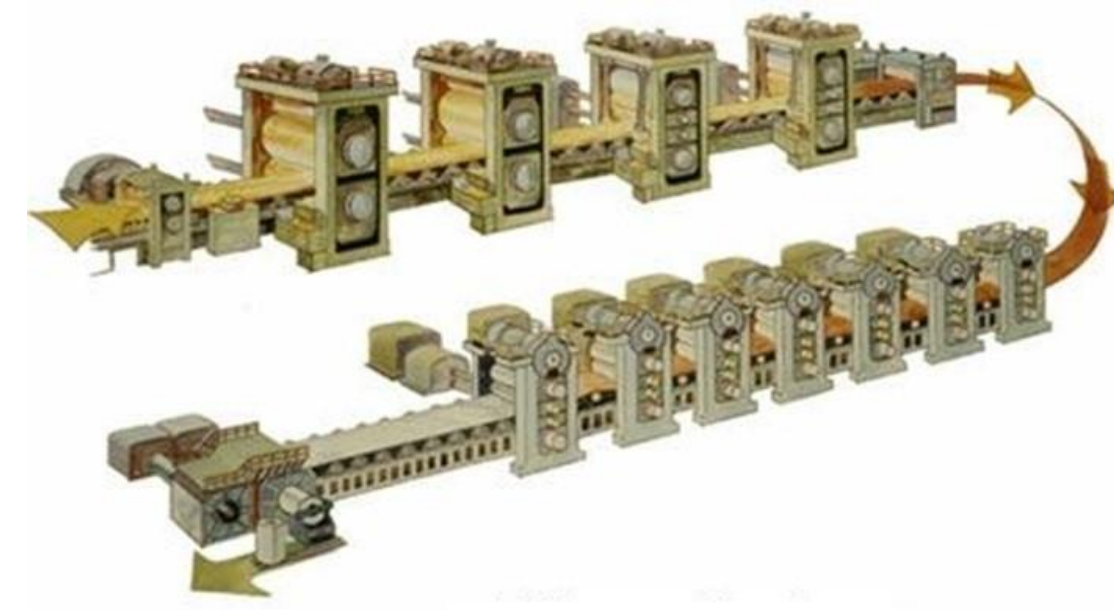
2.1 Současnost

V současné době jsou schopny válcovny produkovat mnoho typů polotovarů, nebo hotových výrobků. Například ocelové profily, nosníky, kolejnice, plechy, bezešvé trubky, dráty apod. Válcované kovy se běžně používají v automobilovém průmyslu pro výrobu karosářských částí, jako jsou plechy, rámy a trubky. Dále se válcování využívá i k výrobě spotřebního zboží jako jsou například konzervy, plechovky.



Obr. 2- 4 Princip kosého válcování trubek - Mannesmanův způsob [13]

Pro výrobu dlouhých polotovarů se využívá tzv. válcovací trať. Je to rozsáhlé soustrojí sestávající z různých strojních zařízení, určených pro hromadnou výrobu dlouhých strojních či stavebních součástí válcováním za tepla. Toto soustrojí sestává z několika válcovacích stolic, navíječky, pece a dalších dopravních či pomocných strojních zařízení. Tyto tratě pak zásadně zvyšují plynulost a efektivitu celého výrobního procesu. V dnešní době mohou válcovací tratě dosahovat délky až 100 metrů. [3]



Obr. 2- 5 Válcovací trať [13]

2.1.1 Současní výrobci

Zástupci jednotlivých společností se specializací na výrobu válcovacích zařízení:

- **SMS Group** - je globálním dodavatelem zařízení a strojů pro ocelářský a neželezný průmysl. Poskytují širokou škálu vybavení a služeb pro válcovací stolice
- **International Rollig Mills** - je americká firma založena roku 1978. Specializuje se na výrobu válcovacích stolic, žíhacích pecí, kontinuálních licích strojů atd.
- **Primetals Technologies** - je strojírenská a stavební společnost se sídlem v Londýně. Byla založena společně firmami SIEMENS a Mitsubishi. Jejich portfolio pokrývá všechny aspekty procesu výroby železa a oceli a zahrnuje několik technologií výroby neželezných kovů a komplexní metalurgické služby.
- **Xi'an Hani Tech Co., Ltd** – je čínská společnost se zaměřením primárně na výrobu válcovacích stolic pro výrobu drátů a tyčí.



Obr. 2- 6 Válcovací stolice pro válcování hliníku za studena od firmy SMS group [14]

2.2 Budoucnost

Válcování jako takové bylo po staletí základním kamenem růstu průmyslu. S technologickým pokrokem toto odvětví využívá automatizaci a digitalizaci ke zvýšení produktivity, efektivity a bezpečnosti čím dál častěji. Jedním z takových příkladů je integrace principů Průmyslu 4.0. Průmysl 4.0, také označovaný jako čtvrtá průmyslová revoluce, spojuje pokročilé technologie, například internet věcí (IoT), umělou inteligenci (AI) a analýzu rozsáhlých datových souborů s cílem vytvořit inteligentní a vzájemně propojené systémy. S výsledkem toho, může válcovna značně zlepšit svou efektivitu. Díky průmyslu 4.0 se stávají válcovny více autonomní a inteligentnější. Díky inteligentním systémům, které monitorují válcovací proces se mohou optimalizovat různé jeho aspekty. Pokročilé senzory a algoritmy umělé inteligence mohou například analyzovat teplotu, tlak a další parametry. To může zamezit i potenciálním nehodám, pokud senzor shledá nebezpečí a může stroj zastavit. Jedním z nejvýznamnějších dopadů průmyslu 4.0 na ocelářský průmysl je datová revoluce, kterou přinesl. Zařízení ve válcovnách produkují velké množství dat, které jsou díky pokročilé analytice přeměněny na důležité poznatky. S jejich využitím lze lépe optimalizovat celý proces a zlepšit efektivitu. Zároveň mohou senzory monitorovat spotřebu energie a identifikovat neefektivitu ve válcovacím procesu. Výrobci tak mohou snížit plýtvání energií a zvýšit energetickou účinnost optimalizací parametrů, jako je teplota, rychlost a tok materiálu. Tato energeticky úsporná opatření snižují náklady a přispívají k udržitelnějšímu ocelářskému průmyslu. [4]

Průmysl 4.0 značně přispívá ke zlepšení válcovacího procesu a jeho efektivity. Je tedy předpoklad, že vývoj v této oblasti bude nadále pokračovat.

3 Rozdělení válcovacích stolic

Z technologického hlediska lze válcovací stolice řadit mezi tvářecí stroje, kam se řadí mimo jiné i buchary, lisy, nebo například stroje na dělení materiálu. Válcovací stolice lze dělit dle: [6]

3.1 Dle válcovací teploty

Válcovací stolice lze rozlišit na stolice určené pro válcování za tepla a válcování za studena.

Válcování za tepla:

- **Teplota:** Válcování za tepla se obvykle provádí při teplotě vyšší, než je teplota rekrystalizace (běžně kolem 1000 °C a vyšší).
- **Vlastnosti materiálu:** Výsledný materiál má obvykle menší pevnost a tvrdost, nežli je tomu u válcování za studena.
- **Výhody:** Umožňuje snazší tvarování materiálu a vyžaduje až desetkrát menší tvářecí sílu.
- **Nevýhody:** Může vést k menší přesnosti rozměrů a povrchovým vadám jako jsou okuje.
- **Použití:** Ocelové plechy, trubky, tyče.

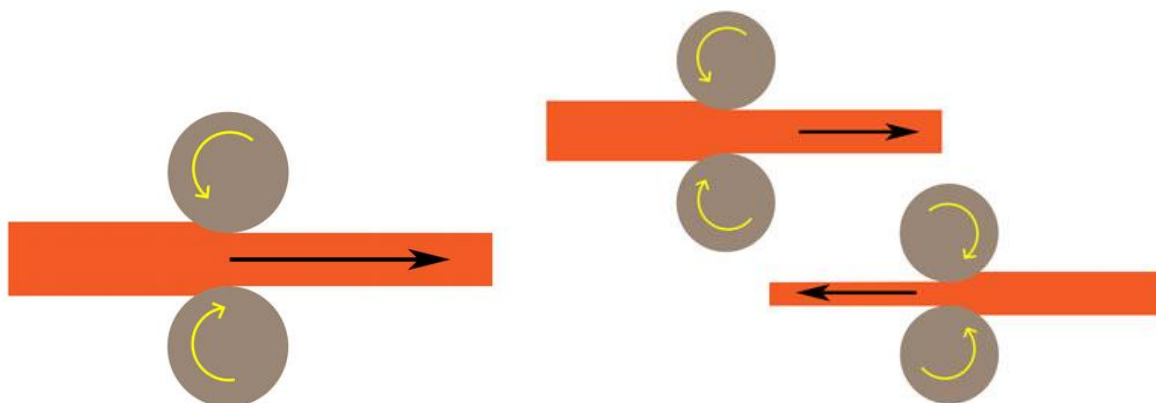
Válcování za studena:

- **Teplota:** Válcování za studena se provádí při pokojové nebo mírné teplotě (nižší než teplota rekrystalizace).
- **Vlastnosti materiálu:** Výsledný materiál má vyšší pevnost, tvrdost, ale je méně plastický než materiál válcovaný za tepla (vyšší mez kluzu, klesá tažnost).
- **Výhody:** Přesné rozměry, kvalitní povrch, větší pevnost, minimální potřeba dokončovacích operací.
- **Nevýhody:** Nutnost velkých tvářecích sil, nerovnoměrné zpevňování.
- **Použití:** Ocelové plechy, trubky, části karosérie, elektrotechnický průmysl.

Z konstrukčního hlediska lze válcovací stolice dělit:

3.2 Dle smyslu otáčení válců

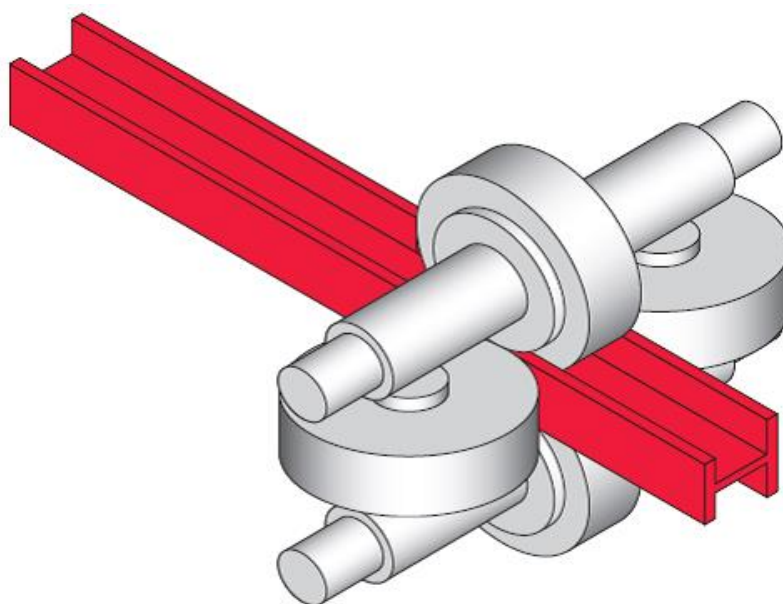
- Jednosměrné (průběžné) – válce se otáčejí pouze jedním směrem
- Vratné (reverzní) – válce mohou měnit směr otáčení



Obr. 3- 1 Jednosměrné otáčení válců (vlevo) a vratné otáčení válců (vpravo) [15]

3.3 Dle konstrukčního uspořádání

- Vertikální – osy válců jsou svislé
- Horizontální – osy válců jsou vodorovné
- Univerzální – kombinace obou předchozích případů, možnost nastavení válců



Obr. 3- 2 Univerzální uspořádání válcovací stolice [16]

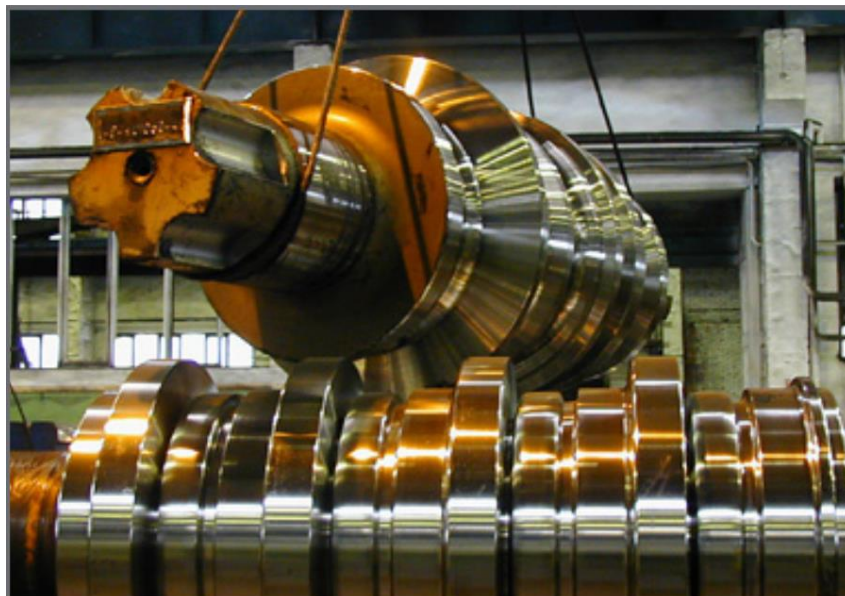
3.4 Dle druhu válců

- Hladké – slouží k válcování plechů



Obr. 3- 3 Hladké válce [17]

- Rýhované – slouží zpravidla pro válcování předvalků
- Kalibrované – slouží k válcování profilů (T-profil, L-profil, U-profil apod.)



Obr. 3- 4 Kalibrované válce [18]

3.5 Dle druhu rámu

- Otevřený – rám je složen z několika jiných kusů spojených dohromady
- Uzavřený – rám se skládá pouze z jednoho kusu (větší tuhost stroje)

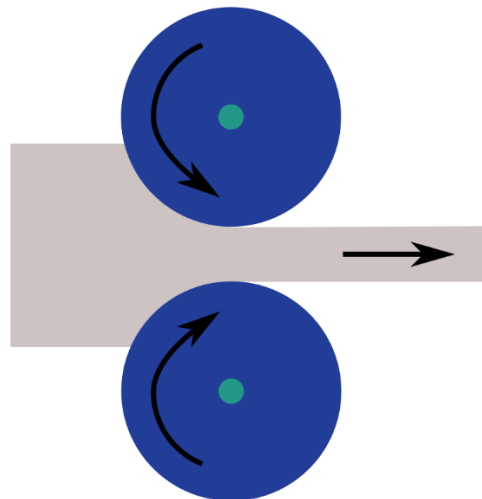
3.6 Dle výsledného válcovaného produktu

- Válcovací stolice na výrobu polotovarů (předvalky - sochory, bramy, bloky)
- Válcovací stolice k dokončovací operacím (plechy, tyče atd.)

3.7 Dle počtu válců

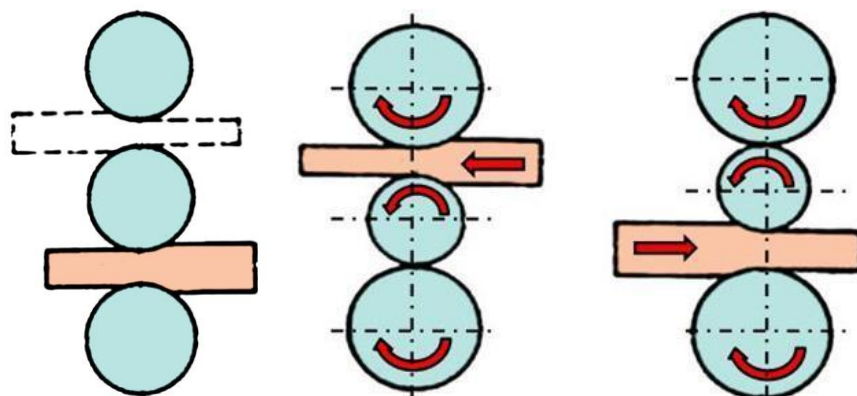
Pouze pracovní válce:

- Duo
 - Vodorovné duo
 - Svislé duo
 - Univerzální duo – vzniká kombinací dua s vodorovnými válci a dua se svislými válci.



Obr. 3- 5 Vodorovné DUO [19]

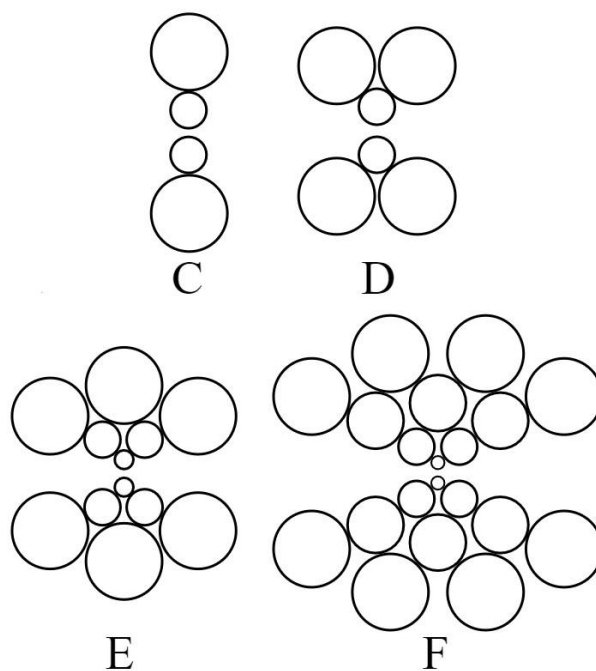
- Trio – Jeden z válců je uložen pevně a druhé dva jsou stavitelné (většinou horní a spodní).
- Lauthovo trio – Prostřední válec o menším průměru než zbylé dva je stavitelný. Při průchodu se prostřední válec opírá jeden z nich. Poháněn je pouze horní a dolní válec.



Obr. 3- 6 Trio (vlevo) [20] a Lauthovo trio (vpravo) [21]

Pracovní i opěrné válce:

- Kvarto (C) – Dva válce jsou pracovní, dva opěrné. Pracovní mají menší průměr.
- Sexto (D) – Čtyři válce jsou opěrné, dva pracovní.
- Decento
- Dvanáctiválec (E)
- Dvacetiválec (F)
- Planetová stolice



Obr. 3- 7 Jednotlivé typy válcovacích stolic podle počtu jejich válců [22]

4 Charakteristika válcovací stolice DUO

Jedná se o válcovací stroj se dvěma válci, z nichž oba jsou pracovní. Používá se zejména pro válcování vývalků jako jsou sochory, bramy a bloky. Stroj lze dělit na tyto základní konstrukční prvky: [7]

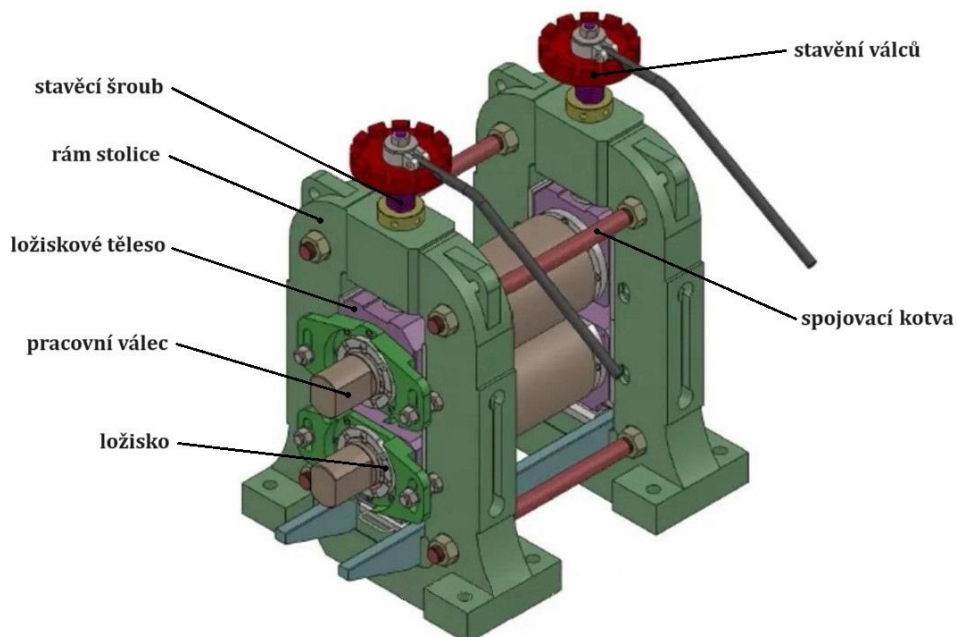
4.1 Základní konstrukční prvky

Rám válcovací stolice – Rám stolice sestává ze dvou samostatných „O“ rámu, které jsou pevně spojeny. V prostoru rámu probíhá samotný proces válcování. Tato celá konstrukce rámu zachycuje veškeré síly od tváření, které jsou přenášeny od válců přes ložiska a ložisková tělesa. Je tedy nutné aby měl rám dostatečnou pevnost a tuhost. Rám může být otevřený, či uzavřený.

Pracovní válec – Pracovní válce válcovací stolice jsou nejdůležitější součástí celého stroje. Mezi nimi prochází válcovaný materiál, u něhož dochází k plastické deformaci. Mezi válci tak vznikají velké tvářecí síly, které je vystavují různým druhům namáhání. Válce by tedy měli být dostatečně pevné a tuhé, od čehož se odvíjí i jejich průměr. Válce zajišťují požadovaný tvar, rozměr a kvalitu povrchu válcovaného výrobku.

Uložení válců – Uložení válců zajišťují ložiska která jsou uložena v ložiskových tělesech. Ložiska jsou nejčastěji víceřadá válečková, či víceřadá kuželíková. Ložisková tělesa jsou pak uložena do rámu a přes ně je zajištěn přenos tvářecí síly.

Stavění válců – Je nezbytné pro nastavení požadované mezery mezi dvěma pracovními válci. Může být uskutečněno stavěcími šrouby, které lze ovládat ručně (zejména u malých válcovacích stolic), nebo jsou přes šnekový mechanismus poháněny elektromotorem. Stavění válců může být realizováno i hydraulickými válci.



Obr. 4- 1 Model válcovací stolice DUO s popisem hlavních částí [23]

4.2 Požadavky na válcovací stolice

Pro zajištění konkurenceschopnosti stroje je nezbytné, aby jeho konstrukční řešení splňovalo řadu kritérií a požadavků, které garantují ideální provozní vlastnosti. V reálném světě se konstruktéři snaží co nejvíce přiblížit této ideální situaci. Při konstrukci a výrobě stroje zohledňují důležité aspekty, které zajišťují jeho konkurenceschopnost a efektivnost. Zároveň musí být snaha, aby byl stroj přiměřeně nákladný. Konstrukterská praxe se zaměřuje na tyto důležité aspekty: [6]

Výkonnost – U válcovacích zařízení je základním měřítkem výkonnosti hmotnost válcovaného materiálu za jednotku času při dané redukci. Je možné ji zvyšovat za pomoci zkracování hlavního (pracovního) i všech vedlejších časů.

Přesnost výroby – je schopnost stroje vyrábět přesně. Jeho nepřesnost se projeví odchylkou výrobku oproti jeho teoretickému modelu. Cílem přesné výroby je zejména minimalizace dokončovacích operací. Přesnost výroby je obecně ovlivněna přesností relativní dráhy výstupního členu, geometrickou přesností činných ploch, vlastnosti výchozího polotovaru a technologickými vlivy. Druhy přesností výrobního stroje dělíme na přesnost geometrickou, pracovní, kinematickou a na přesnost nastavení nástroje (válce). Geometrická přesnost činných ploch nástroje (válců), vlastnosti polotovaru před samotným válcováním, tuhost a nastavení stroje (včetně citlivosti nastavení a vůle) a dokonce i tepelná dilatace stroje jsou faktory, které mohou ovlivnit přesnost výrobku.

Spolehlivost a trvanlivost – Je vlastnost stroje, nebo jeho součástí, která závisí na bezporuchovosti, životnosti a udržitelnosti. Poruchu může zavinit zejména nesprávná konstrukce, nesprávný provoz stroje, špatná údržba, nesprávné tepelné zpracování či materiál. Spolehlivost může být posuzována na základě doby, po kterou zařízení funguje bez poruch, nebo na základě samotných výskytů poruch.

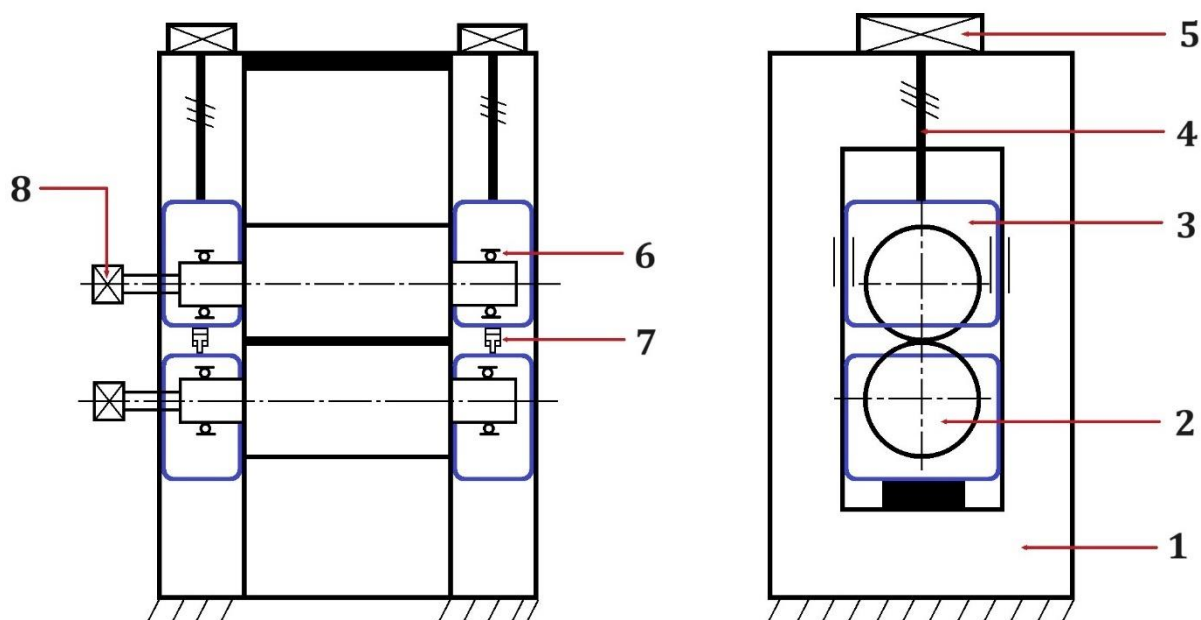
Bezpečnost – Na každém tvářecím stroji musí být předepsaná ochranná zařízení, zabezpečující bezpečnost provozu a obsluhy stroje. Veškerá nebezpečná místa na stroji (rotující části) musí být bezpodmínečně zabezpečena proti možnému úrazu.

Statická tuhost – Při navrhování rozměrů součástí tvářecích strojů je velkým kritériem maximální povolená deformace. Konstrukce stroje musí být tuhá. Tuhost je dána poměrem mezi zatěžující silou a deformací.

5 Určení jednotlivých konstrukčních uzlů

V této části bakalářské práce je započat samotný návrh a početní kontrola zvolených konstrukčních uzlů. Cílem této práce je navrhnutí pracovních válců a rámu válcovací stolice DUO. Pracovní válce budou překontrolovány z hlediska deformace a rám bude zkontrolován taktéž z hlediska celkové deformace i vnitřního napětí. Dále bude zkontrolován stavěcí šroub a závit. Bude zkontrolována i životnost ložiska.

Jednotlivé součásti válcovací stolice (např. pracovní válec, ložisková tělesa, rám atd.) budou nejprve proporcčně navrženy a až poté následně početně překontrolovány. Rám i pracovní válec budou kromě analytických výpočtů zkontrolovány i za pomoci analýzy MKP.



Obr. 5- 1 Kinematické schéma válcovací stolice DUO

- 1 – rám
- 2 – pracovní válec
- 3 – ložiskové těleso
- 4 – stavěcí šroub
- 5 – pohon stavěcího šroubu
- 6 – ložisko
- 7 – vyvažovací válec
- 8 – pohon válců

5.1 Zadané hodnoty

Celý postup návrhů a výpočtů jednotlivých součástí vychází z tohoto zadání:

Návrh válcovací stolice DUO \varnothing 450 x 500 pro hotovni pořadí spojitě tratě rovinné polotovary

Válcovací síla	F	$2 \cdot 10^6$ N
Obvodová rychlost válců	v	8 m/s
Průměr těla válce	D	450 mm
Délka těla válce	L	500 mm

Tab. 5- 1 Zadané hodnoty

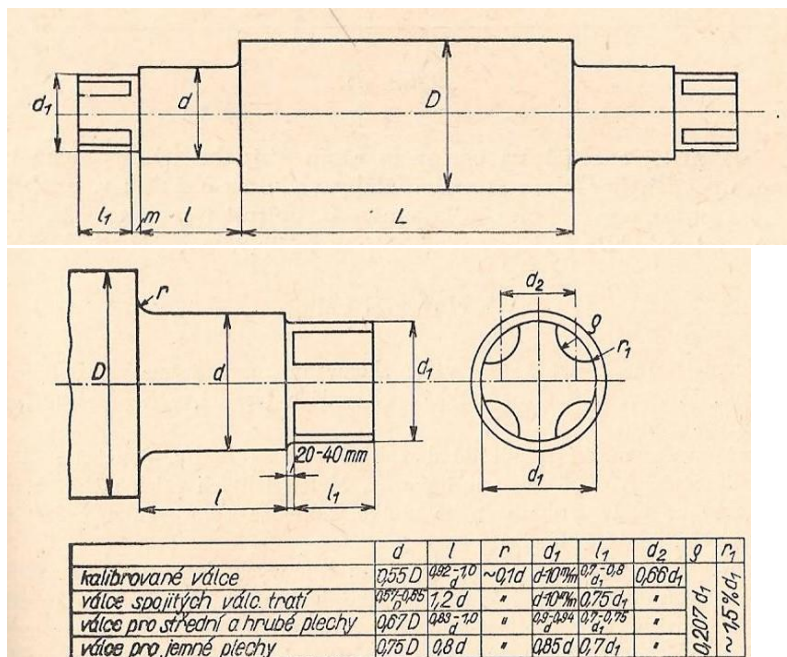
6 Návrh a početní kontrola konstrukčních uzlů

6.1 Pracovní válce

Pracovní válce jsou nejdůležitější částí válcovací stolice. Mezi nimi probíhá proces samotného válcování a jsou namáhány velkými tvářecími silami. Je tedy nutné znát jejich celkový průhyb po zatížení danou válcovací silou, podle něhož se válce vybombírují.

6.1.1 Návrh rozměrů válce

Nejprve je zapotřebí navrhnout rozměry pracovního válce. Vzhledem k zadaným hodnotám těla a délky válce byli z následující tabulky vybrány předběžné rozměry válce pro spojitě válcovací tratě.



Obr. 6- 1 Doporučené rozměry válců pro válcovací stolice [8]

Rozměry válce:

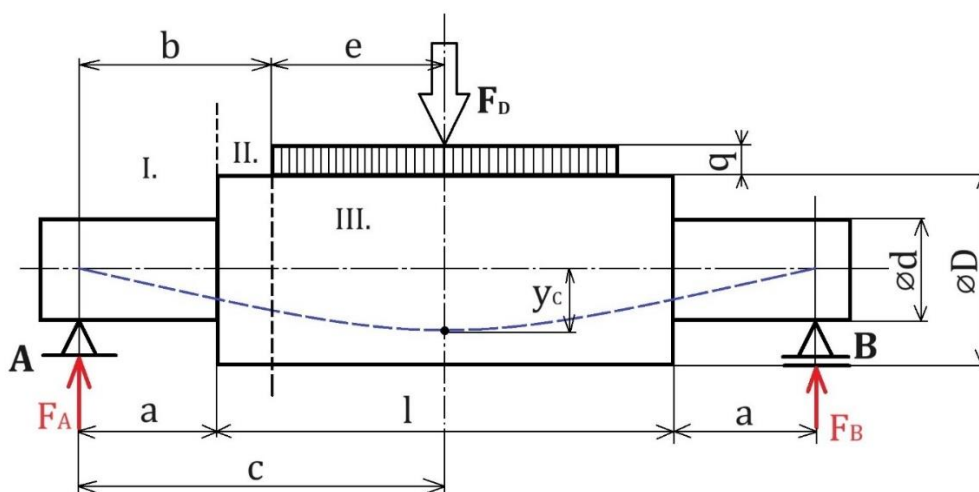
D	450 mm
L	500 mm
d	266,7 mm
l	312 mm
d_1	250 mm
l_1	190 mm
d_2	165 mm
ρ	52 mm
r	26 mm
r_1	4 mm

Průměr čepu d byl zvolen již na rozměr zvoleného ložiska FAG 802010 s vnějším průměrem 355,6 mm a šířkou 228,6 mm (viz. 6.2 Ložisko).

Tab. 6- 1 Zvolené rozměry pro pracovní válec

6.1.2 Výpočet válce

Jak již bylo zmíněno, pracovní válec bude zkontrolován na maximální průhyb. Válec bude řešen jako klasický nosník na dvou podporách zatížený souměrným spojitým zatížením. Samotné početní řešení bude využívat tzv. Castigliánovu metodu. Proto je nutné zatížit nosník ještě osamělou fiktivní silou F_D . Jelikož se jedná o nosník souměrný, bude řešena pouze jedna jeho polovina a výsledek bude vynásoben dvěma.



Obr. 6- 2 Výpočtový model pracovního válce

Z obrázku je zřejmé, že je nutné dopočítat reakce a spojité zatížení. Dále je zapotřebí spočítat kvadratické momenty a obsahy daných průřezů, které budou využity později ve výpočtech. Zbylé hodnoty rozměrů výpočtového modelu jsou získány s pomocí již navržených rozměrů pracovního válce a rozměrů ložiska.

Vzhledem k tomu že je nosník souměrný, lze předpokládat že reakce v podporách A a B budou polovina zatěžující síly, což je v tomto případě válcovací síla F (2000 kN). Tedy $F_A = F_B = 1000 \text{ kN}$.

Výpočet spojitého zatížení

$$q = \frac{F}{2e} = \frac{2 \cdot 10^6}{0,4} = 5 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

Výpočet kvadratických momentů a obsahů průřezů

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 266,7^4}{64} = 248\,348\,740 \text{ mm}^4$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 450^4}{64} = 2\,012\,889\,590 \text{ mm}^4$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 266,7^2}{4} = 55\,864,5 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 450^2}{4} = 159\,043 \text{ mm}^2$$

q	Spojité zatížení	$5 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$
F_D	Fiktivní síla	0 N
∅d	Průměr čepu válce	266,7 mm
∅D	Průměr těla válce	450 mm
a	Vzdálenost středu ložiska k tělu válce	180 mm
b	Vzdálenost středu ložiska k počátku spojitého zatížení	230 mm
c	Vzdálenost středu ložiska ke středu válce	430 mm
e	Jedna polovina délky spojitého zatížení	200 mm
l	Délka těla válce	500 mm
E	Modul pružnosti v tahu	$2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
G	Modul pružnosti ve smyku	$8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
β	Tvarová konstanta pro kruhový průřez	32/27

Tab. 6- 2 Jednotlivé rozměry výpočtového modelu a hodnoty veličin potřebných k výpočtu

Dle Castigliánovy věty platí:

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} [m] \quad (1)$$

kde:

y...průhyb v daném místě [m]

U...deformační energie [J]

F...síla působící v daném místě [N]

Z definičního vztahu Castigliánovy věty lze odvodit vztah pro průhyb od ohybového momentu:

$$y_o = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_l M \cdot \frac{\partial M}{\partial F} dx \quad (2)$$

A taktéž vztah pro průhyb od posouvajících sil:

$$y_T = \frac{\beta}{G \cdot S} \cdot \int_l T \cdot \frac{\partial T}{\partial F} dx \quad (3)$$

kde:

M...moment [Nm]

T...posouvající síla [N]

S...plocha průřezu [m²]

Průhyb od ohybového momentu

Nejprve je zapotřebí zjistit průběh ohybového momentu ve zvolených oblastech válce a jeho derivaci podle síly:

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

$$M_I = F_A \cdot x = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e\right) \cdot x \quad ; \quad \frac{\partial M_I}{\partial F} = \frac{1}{2}x$$

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

$$M_{II} = F_A \cdot x = \left(\frac{F}{2} + q \cdot e\right) \cdot x \quad ; \quad \frac{\partial M_{II}}{\partial F} = \frac{1}{2}x$$

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

$$M_{III} = F_A \cdot x - q \cdot \frac{(x-b)^2}{2} \quad ; \quad \frac{\partial M_{III}}{\partial F} = \frac{1}{2}x$$

Nyní lze rovnice ohybových momentů dosadit do vztahu (2) a vynásobit dvěma.

$$y_o = \frac{2}{E} \cdot \left(\frac{1}{J_1} \cdot \int_0^a M_I \cdot \frac{\partial M_I}{\partial F} \cdot dx + \frac{1}{J_2} \cdot \int_a^b M_{II} \cdot \frac{\partial M_{II}}{\partial F} \cdot dx + \frac{1}{J_2} \cdot \int_b^c M_{III} \cdot \frac{\partial M_{III}}{\partial F} \cdot dx \right) \quad (4)$$

Po integraci a úpravě:

$$y_o = \frac{q}{E \cdot J_2} \cdot \left[\frac{e \cdot a^3}{3} \cdot \left(\frac{J_2}{J_1} \right) + \frac{5 \cdot c^4}{24} + \frac{b^4}{24} - \frac{b^2 \cdot c^2}{4} \right] \quad (5)$$

Po dosazení:

$$y_o = \frac{5000}{2,06 \cdot 10^5 \cdot 2012889590} \cdot \left[\frac{200 \cdot 180^3}{3} \cdot \left(\frac{2012889590}{248348740} \right) + \frac{5 \cdot 430^4}{24} + \frac{230^4}{24} - \frac{230^2 \cdot 430^2}{4} \right]$$

$$y_o = 0,09111497 \text{ mm}$$

Průhyb od posouvajících sil

Nyní je nutné zjistit průběh posouvajících sil, opět ve třech zvolených částech válce.

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

$$T_I = F_A = \frac{F}{2} + q \cdot e \quad ; \quad \frac{\partial T_I}{\partial F} = \frac{1}{2}$$

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

$$T_{II} = F_A = \frac{F}{2} + q \cdot e \quad ; \quad \frac{\partial T_{II}}{\partial F} = \frac{1}{2}$$

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

$$T_{III} = F_A - q \cdot (x - b) \quad ; \quad \frac{\partial T_{III}}{\partial F} = \frac{1}{2}$$

Nyní lze tyto rovnice dosadit do vztahu (3), opět vynásobit dvěma a vypočítat průhyb od posouvajících sil.

$$y_T = \frac{2 \cdot \beta}{G} \cdot \left(\frac{1}{S_1} \cdot \int_0^a T_I \cdot \frac{\partial T_I}{\partial F} \cdot dx + \frac{1}{S_2} \cdot \int_a^b T_{II} \cdot \frac{\partial T_{II}}{\partial F} \cdot dx + \frac{1}{S_3} \cdot \int_b^c T_{III} \cdot \frac{\partial T_{III}}{\partial F} \cdot dx \right) \quad (6)$$

Po integraci a úpravě:

$$y_T = \frac{\beta \cdot q}{G \cdot S_2} \cdot \left\{ \frac{e \cdot a}{S_1} + \frac{(b - a) \cdot e}{S_2} + \frac{1}{S_2} \cdot \left[e \cdot (c - b) - \frac{c^2 - b^2}{2} + b \cdot (c - b) \right] \right\} \quad (7)$$

Po dosažení:

$$y_T = \frac{\frac{32}{27} \cdot 5000}{8 \cdot 10^5 \cdot 159043,13} \cdot \left\{ \frac{200 \cdot 180}{55864,5} + \frac{(230 - 180) \cdot 200}{159043,13} + \frac{1}{159043,13} \right. \\ \left. \cdot \left[200 \cdot (430 - 230) - \frac{430^2 - 230^2}{2} + 230 \cdot (430 - 230) \right] \right\}$$
$$y_T = 3,88 \cdot 10^{-7} \text{ mm}$$

Celkový průhyb válce

$$y_C = y_O + y_T \quad (8)$$

$$y_C = 0,09111497 + 3,88 \cdot 10^{-7}$$
$$y_C = 0,091115358 \text{ mm} \cong 0,091 \text{ mm}$$

6.1.3 Zhodnocení

U pracovního válce zatíženým spojitým zatížením, byl za pomoci Castigliánovy metody vypočten jeho celkový průhyb ($y_C = 0,091 \text{ mm}$). Vzhledem k tomu že válcovací stolice DUO bude sloužit především pro válcování předválců, celkový průhyb pracovního válce po zatížení válcovací silou je vyhodnocen jako vyhovující.

6.2 Ložiska

Nejčastější typy speciálních ložisek používané pro uložení válců u válcovacích stolic jsou čtyřřadé kuželíkové, nebo čtyřřadé válečkové. V tomto případě byla zvolena první varianta. Z předběžných rozměrů čepu válce byla zvolena nejbližší vyšší varianta vnitřního průměru ložiska od firmy FAG. U ložisek bude zkontrolována jejich životnost. A to z hlediska maximálního počtu otáček a maximálních pracovních hodin. Obecný předpoklad je životnost ložiska alespoň 1000 hodin.

Zvolený typ ložiska: **FAG 802010**

$\varnothing d_L$ ($\varnothing d$)	Vnitřní průměr ložiska	266,7 mm
$\varnothing D_L$	Vnější průměr ložiska	355,6 mm
B	Šířka ložiska	228.6 mm
C	Dynamická únosnost ložiska	2 550 kN
C₀	Statická únosnost ložiska	5 400 kN

Tab. 6- 3 Základní rozměry a únosnosti ložiska FAG 802010

6.2.1 Výpočet ložiska

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{8 \cdot 60}{\pi \cdot 0,45} = 339,53 \text{ min}^{-1} \quad (9)$$

kde:

v...obvodová rychlost válců [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

D...průměr těla válce [m]

n...počet otáček válce [s^{-1}]

$$L_n = \left(\frac{C}{F_e}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{2550}{1000}\right)^{\frac{10}{3}} = 22,65 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (10)$$

$$L_h = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{F_e}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{16666}{339,53} \cdot \left(\frac{2550}{1000}\right)^{\frac{10}{3}} = 1\,111,9 \text{ hodin} \quad (11)$$

kde:

L_n...Životnost ložiska [ot]L_h...Životnost ložiska [h]

C...Dynamická únosnost ložiska [kN]

F_e...Ekvivalentní zatížení [kN]

Jelikož je axiální složka síly působící na ložisko nulová, ekvivalentní zatížení se rovná pouze radiální složce zatížení, tedy $F_A = F_B = 1000 \text{ kN}$.

6.2.2 Zhodnocení

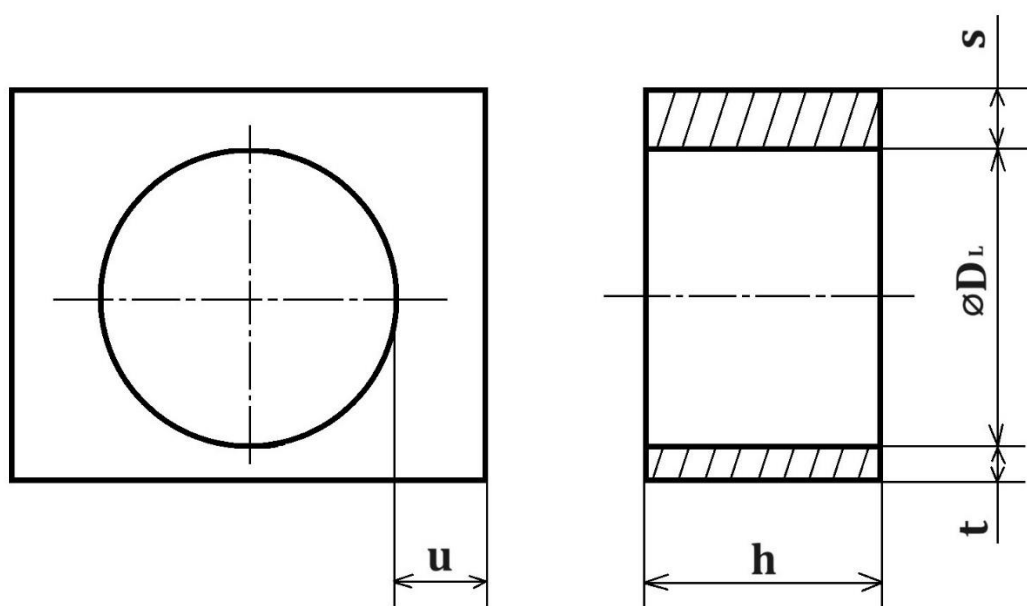
Ložiska byla překontrolována z hlediska celkové životnosti při působení poloviční válcovací síly a daných otáček válců. Ložisko dosáhlo životnosti více než tisíce pracovních hodin a bylo vyhodnoceno jako vyhovující.

6.3 Ložisková tělesa

Ložisková tělesa slouží k uložení válců s ložisky do vedení rámu. Zároveň se přes ně přenáší válcovací síly právě do rámu.

6.3.1 Návrh rozměrů ložiskového tělesa

Rozměry ložiskového tělesa se budou odvíjet především od vnějšího průměru ložiska. Je zapotřebí navrhnout tloušťky stěn kolem otvoru pro ložisko a to například za použití empirických poznatků z již vyrobených, plně funkčních strojů. Zejména na spodní stěně tělesa je ale třeba počítat se změnou polohy těles, vlivem přebroušení pracovních válců (konkrétně až 10 %). To bude ověřeno v následujícím výpočtu. Šířka ložiskového tělesa musí být navržena již s přibližnou znalostí finálního uložení. Možné pozdější drobné úpravy rozměrů šířky tělesa ale nemají na výpočty ostatních konstrukčních uzlů vliv.



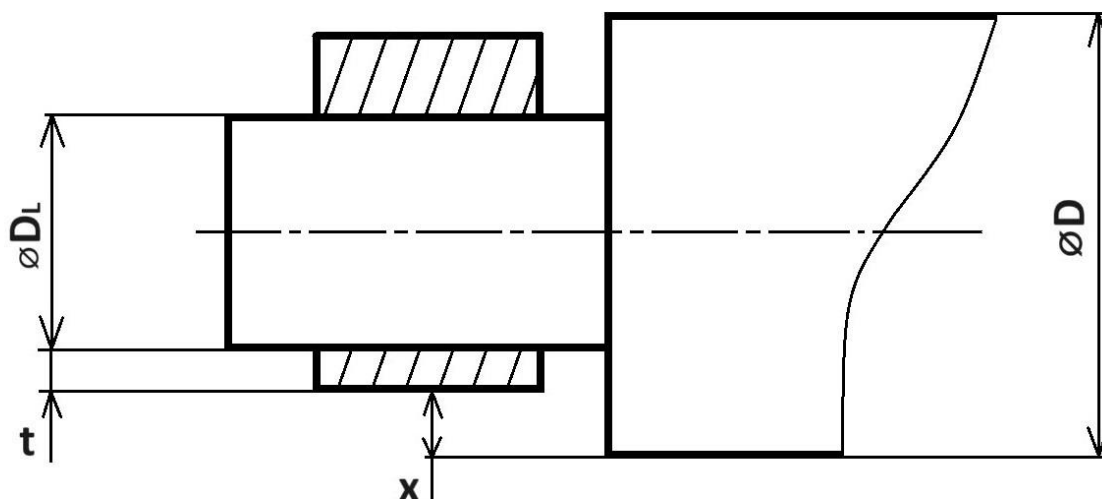
Obr. 6- 3 Znárodnění základních rozměrů ložiskového tělesa

Zvolené rozměry ložiskového tělesa:

$\varnothing D_L$	Vnější průměr ložiska (průměr díry ložiskového tělesa)	355,6 mm
h	Šířka ložiskového tělesa	260 mm
u	Tloušťka boční stěny	72,2 mm
s	Tloušťka horní stěny	75 mm
t	Tloušťka spodní stěny	20 mm

Tab. 6- 4 Zvolené rozměry ložiskového tělesa

6.3.2 Kontrola ložiskových těles na přebroušení válců



Obr. 6- 4 Výpočtový model pro kontrolu válců na přebroušení

Výchozí rozměry: $\varnothing D = 450$ mm; $\varnothing D_L = 355,6$ mm; $t = 20$ mm

$$x > 0,1 \cdot \frac{D}{2} = 0,05 \cdot D = 0,05 \cdot 450 = 22,5 \text{ mm}$$

$$x = \frac{D}{2} - \frac{D_L}{2} - t = \frac{450}{2} - \frac{355,6}{2} - 20 = 27,2 \text{ mm} > 22,5 \text{ mm} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

6.3.3 Zhodnocení

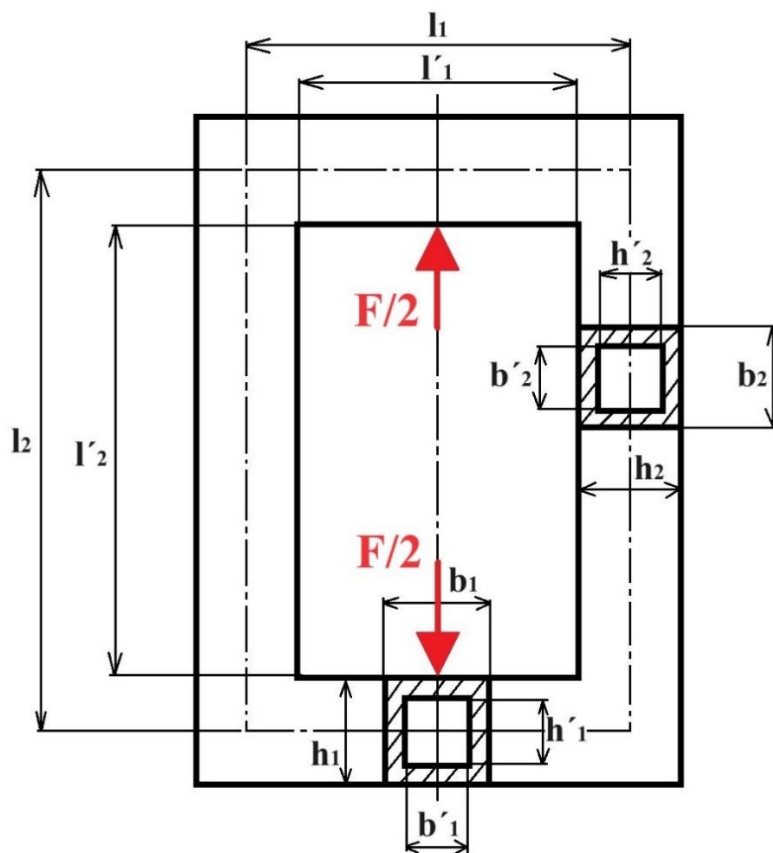
U ložiskového tělesa byly navrhnuty rozměry, které se odvíjely především od vnějšího průměru ložiska a šířky uložení. Dále bylo početně zkontrolováno, zda po přebroušení válců o 10 % nedojde ke kontaktu mezi dvěma válcovacími tělesy. Válcovací tělesa v tomto ohledu vyhovují.

6.4 Rám

Rám válcovací stolice zachycuje veškeré válcovací síly, které jsou přenášeny přes válce, ložiska a ložisková tělesa. Proto je zde požadovaná vysoká tuhost. Rám bude překontrolován z hlediska napětí v jeho stojině a příčce. Dále bude zkontrolován i z hlediska celkové deformace.

6.4.1 Návrh rozměrů rámu

V první řadě je potřeba navrhnout rozměry a tvar průřezu rámu. Prvním krokem bude zvolení výšky a šířky vnitřní stany rámu. To se bude odvíjet především od velikosti ložiskových těles a prostoru pro stavěcí šroub. Dále je zapotřebí počítat i s menšími vřely, kde později bude vedení. Dalším krokem je zvolení typu a rozměrů průřezu. V tomto případě byl zvolen dutý obdélníkový profil, tzv. jechl. Posledním krokem bude dopočtení středních os rámu, které se budou využívat pro výpočet. Na rám budou působit dvě síly poloviční velikosti válcovací síly.



Obr. 6- 5 Základní rozměry rámu dutého obdélníkového profilu

Zvolené rozměry rámu:

h_1	Vnější výška profilu příčky	300 mm
b_1	Vnější šířka profilu příčky	260 mm
h'_1	Vnitřní výška profilu příčky	250 mm
b'_1	Vnitřní šířka profilu příčky	210 mm
h_2	Vnější výška profilu stojiny	260 mm
b_2	Vnější šířka profilu stojiny	260 mm
h'_2	Vnitřní výška profilu stojiny	210 mm
b'_2	Vnitřní šířka profilu stojiny	210 mm
l_1	Délka střední osy profilu příčky	785 mm
l_2	Délka střední osy profilu stojiny	1 555 mm
l'_1	Délka vnitřní strany rámu u příčky	525 mm
l'_2	Délka vnitřní strany rámu u stojiny	1 255 mm
$F/2$	Síla působící na rám	1000 kN

Tab. 6- 5 Zvolené rozměry rámu

6.4.2 Výpočet rámu

Zadané hodnoty pro materiál **litá ocel 422641**:

R_e	Mez kluzu	300 MPa
E	Modul pružnosti v tahu	$2,06 \cdot 10^5$ MPa
G	Modul pružnosti ve smyku	$7,5 \cdot 10^4$ MPa
k	Bezpečnost	3

Tab. 6- 6 Zadané hodnoty pro materiál litá ocel 422641

Výpočet průřezových charakteristik

V první řadě je zapotřebí spočítat průřezové charakteristiky průřezů příčky (1) a stojiny (2).

$$S_1 = h_1 \cdot b_1 - h'_1 \cdot b'_1 = 300 \cdot 260 - 250 \cdot 210 = 25\,500 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = h_2 \cdot b_2 - h'_2 \cdot b'_2 = 260 \cdot 260 - 210 \cdot 210 = 23\,500 \text{ mm}^2$$

$$J_1 = \frac{1}{12} \cdot (b_1 \cdot h_1^3 - b'_1 \cdot h_1'^3) = \frac{1}{12} \cdot (260 \cdot 300^3 - 210 \cdot 250^3) = 311\,562\,500 \text{ mm}^4$$

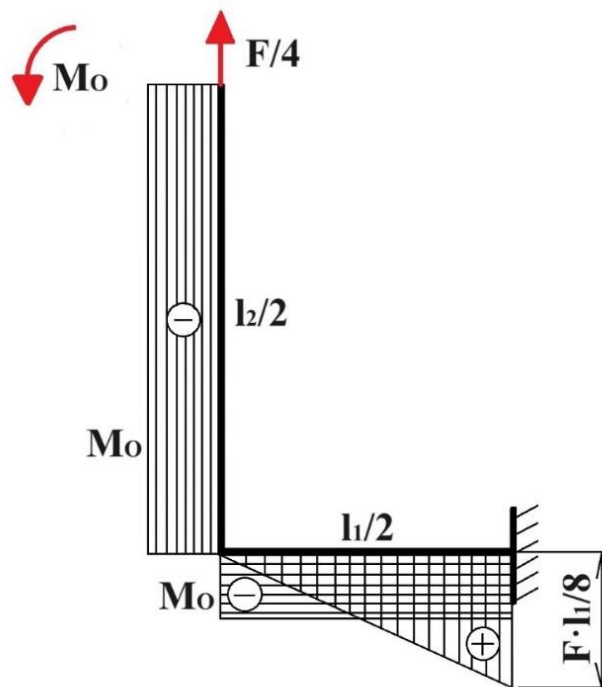
$$J_2 = \frac{1}{12} \cdot (b_2 \cdot h_2^3 - b'_2 \cdot h_2'^3) = \frac{1}{12} \cdot (260 \cdot 260^3 - 210 \cdot 210^3) = 218\,745\,833 \text{ mm}^4$$

$$W_{O1} = \frac{J_1}{\frac{h_1}{2}} = \frac{311\,562\,500}{150} = 2\,077\,083 \text{ mm}^3$$

$$W_{O2} = \frac{J_2}{\frac{h_2}{2}} = \frac{218\,745\,833}{130} = 1\,682\,660 \text{ mm}^3$$

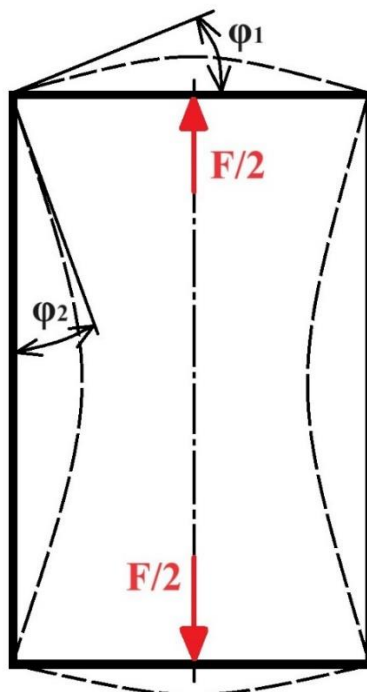
Určení výpočtového modelu

Jelikož je rám souměrný a středově zatížený, lze řešit pouze jeho jednu čtvrtinu. Tuto čtvrtinu je potřeba na jedné straně vetknout a na druhé straně přidat staticky neurčitou veličinu, v tomto případě moment M_o (viz. Obr. 6-6).



Obr. 6- 6 Výpočtový model rámu

Jedná se tedy o rám jednou staticky neurčitý. Nejprve je zapotřebí spočítat onen neurčitý moment M_0 . To bude stanoveno z tzv. podmínky rovnosti úhlů natočení. Vychází se z předpokladu že i po průhybu příčky a stojiny mezi nimi bude zachován pravý úhel. Úhly jsou vyznačeny v následujícím obrázku.



Obr. 6- 7 Úhly natočení příčky (ϕ_1) a stojiny (ϕ_2) po jejich deformaci za působení síly $F/2$

$$\phi_1 = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^2}{32} - \frac{M_0 \cdot l_1}{2} \right) \quad (12) ; \quad \phi_2 = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left(\frac{M_0 \cdot l_2}{2} \right) \quad (13)$$

$$\phi_1 = \phi_2 \rightarrow \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1^2}{32} - \frac{M_0 \cdot l_1}{2} \right) = \frac{1}{E \cdot J_2} \cdot \left(\frac{M_0 \cdot l_2}{2} \right) \quad (14)$$

Po úpravě a vyjádření M_0 :

$$M_0 = \frac{F \cdot l_1}{16} \cdot \frac{1}{\frac{J_1 \cdot l_2}{J_2 \cdot l_1} + 1} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,785}{16} \cdot \frac{1}{\frac{3,11563 \cdot 10^{-4}}{2,18746 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1,555}{0,785} + 1}$$

$$\mathbf{M_0 = 25\,677,7\,Nm}$$

Výpočet stojiny

Stojina je namáhána na tah od síly $F/4$ (σ'_2) a dále na ohyb od již určeného momentu M_0 (σ''_2). Výsledné napětí bude součtem těchto dvou napětí.

$$\sigma'_2 = \frac{F/4}{S_2} = \frac{2 \cdot 10^6/4}{23500} = 21,3 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\sigma''_2 = \frac{M_0}{W_{02}} = \frac{25677,7}{1,6826603 \cdot 10^{-3}} = 15,26 \text{ MPa} \quad (16)$$

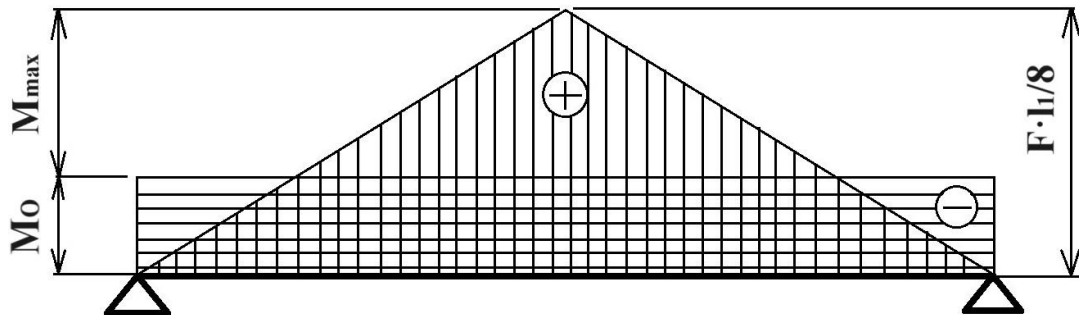
$$\sigma_2 = \sigma'_2 + \sigma''_2 = 21,3 + 15,26 = 36,56 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (17)$$

Stupeň využití materiálu:

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_D} \cdot 100 = \frac{36,56}{100} \cdot 100 = 36,56 \% \quad (18)$$

Výpočet příčky

Příčka je namáhána na ohyb a to jak od síly $F/2$, tak od ohybového momentu M_0 . Maximální ohybový moment potřebný k výpočtu bude max. ohybový moment od síly $F/2$ (tj. $F \cdot l_1/8$), minus ohybový moment M_0 , což je vidno z následujícího obrázku.



Obr. 6- 8 Průběh ohybového momentu v příčce

$$\sigma_1 = \frac{M_{max}}{W_{01}} = \frac{\frac{F \cdot l_1}{8} - M_0}{W_{01}} = \frac{\frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,785}{8} - 25677,7}{2,07708 \cdot 10^{-3}} = 82,1 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (19)$$

Stupeň využití materiálu:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_D} \cdot 100 = \frac{82,1}{100} \cdot 100 = 82,1\% \quad (20)$$

6.4.3 Výpočet deformace rámu

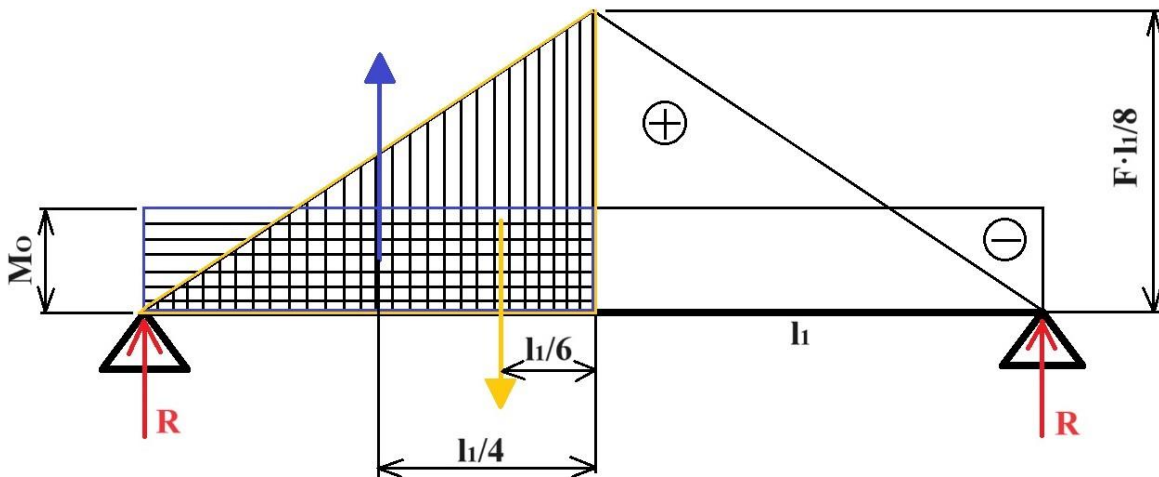
Celková deformace bude součtem deformace stojiny od síly $F/4$ (y_1), deformace příčky od ohybového momentu (y_2) a deformace příčky od posouvajících sil (y_3).

Deformace stojiny od síly $F/4$

$$y_1 = \frac{F \cdot l_2}{4 \cdot E \cdot S_2} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 1555}{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 23500} = 0,161 \text{ mm} \quad (21)$$

Deformace příčky od ohybového momentu

Jak již bylo zmíněno, příčka je namáhána na ohyb od síly $F/2$ a ohybového momentu M_0 . Z následujícího obrázku plyne, že pro výpočet průhybu v půli příčky délky l_1 je zapotřebí dopočítat reakce R .



Obr. 6- 9 Fiktivní nosník zatížený spojitým zatížením ve tvaru průběhu ohybového momentu příčky

Jelikož je nosník zatížen souměrně, reakce R budou stejně velké. Velikost reakce R lze lehce spočítat jako plochu žlutého trojúhelníka, minus modrého obdélníka (viz. Obr. 6-9).

$$R = \frac{F \cdot l_1^2}{32} - \frac{M_0 \cdot l_1}{2} \quad (22)$$

$$y_2 = \frac{1}{E \cdot J_1} \cdot \left(R \cdot \frac{l_1}{2} + M_0 \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{l_1}{4} - \frac{F \cdot l_1}{8} \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{l_1}{6} \right) \quad (23)$$

Po úpravě a dosazení za R:

$$y_2 = \frac{l_1^2}{8 \cdot E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{F \cdot l_1}{12} - M_0 \right) = \frac{785^2}{8 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 311562500} \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^6 \cdot 785}{12} - 25677,7 \right) \\ = 0,157 \text{ mm}$$

Deformace příčky od posouvajících sil

Dle Castigliána:

$$y_3 = \frac{\beta \cdot 2}{G \cdot S_1} \cdot \int_0^{\frac{l_1}{2}} T \cdot \frac{\partial T}{\partial F} \cdot dx = \frac{\beta \cdot 2}{G \cdot S_1} \cdot \int_0^{\frac{l_1}{2}} \frac{F}{8} \cdot dx \quad (24)$$

Po integraci, úpravě a následném dosazení:

$$y_3 = \frac{\beta \cdot F \cdot l_1}{8 \cdot G \cdot S_1} = \frac{1,2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 785}{8 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 25500} = 0,123 \text{ mm}$$

Celková deformace

$$y_C = y_1 + 2 \cdot (y_2 + y_3) = 0,161 + 2 \cdot (0,157 + 0,123) = \mathbf{0,72 \text{ mm}} \quad (25)$$

6.4.4 Zhodnocení

Zvolený rám byl překontrolován na maximální napětí ve stojně i příčce. Obě tyto části pevnostně vyhovují. Využitelnost materiálu u příčky dosahuje 82,1 % a u stojiny 36,56 %. Vždy je snaha dosáhnout využitelnosti materiálu alespoň 50 %, aby nebyl stroj zbytečně předimenzovaný. To bylo dosaženo pouze u příčky rámu. V tomto případě byla ale konstrukce profilu stojiny ponechána, vzhledem k zachování stejné tloušťky stěny profilu stojiny i příčky. Rám byl též zkontrolován na maximální deformaci. Celková deformace rámu ve svislém směru by měla být menší než 3 mm, v tomto případě činí 0,72 mm. Rám z pohledu deformační podmínky vyhovuje.

6.5 Stavěcí šroub

Stavěcí šroub bude překontrolován na maximální napětí a tlak v závitu. Byl zvolen šroub s rovnoramenným lichoběžníkovým závitem. Jako materiál šroubu byla zvolena ocel 13 141,6.

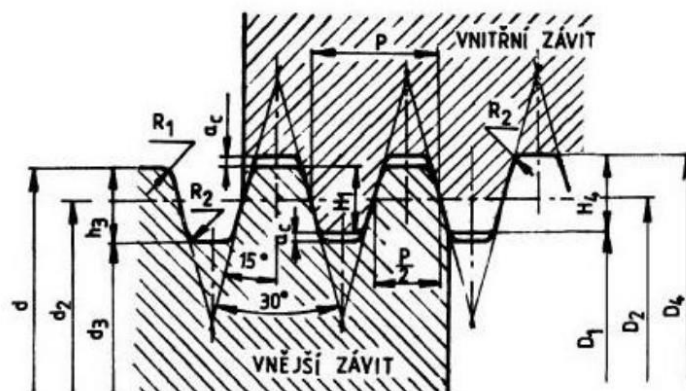
Re	Mez kluzu	450 MPa
k	bezpečnost	3
σ_D	Maximální dovolené napětí	150 MPa
p_D	Dovolený tlak v závitě	20 MPa
f_z	Součinitel tření v závitě	0,15
μ	Součinitel tření v patním ložisku	0,05

Tab. 6- 7 Mezní hodnoty pro materiál 13 141,6 a hodnoty potřebné k výpočtu

Dané rozměry pro zvolený závit $d=130$ mm dle normy ČSN 01 4050: [9]

d	130 mm
d_2	123 mm
d_3	114 mm
D_1	116 mm
D_2	123 mm
D_4	132 mm
p_H	14 mm

Tab. 6- 8 Dané rozměry pro zvolený závit



Obr. 6- 10 Označení jednotlivých rozměrů závitů dle normy ČSN [9]

6.5.1 Kontrola tlaku v závitu

Nejprve je zapotřebí spočítat plochu závitu.

$$S_Z = \frac{\pi \cdot (d^2 - D_1^2)}{4} \cdot \left(\frac{L_m}{p_H}\right) = \frac{\pi \cdot (130^2 - 116^2)}{4} \cdot \left(\frac{300}{14}\right) = 57\,962,4 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

kde:

S_Z ...plocha závitu [m²]

L_m ...výška matice [m]

p_H ...stoupání závitu [mm]

d ...velký průměr závitu šroubu [mm]

D_1 ...malý průměr závitu matice [mm]

$$p_Z = \frac{F}{S_Z} = \frac{1 \cdot 10^6}{57962,4} = 17,25 \text{ MPa} < 20 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (27)$$

kde:

p_Z ...tlak v závitu [Pa]

Dle literatury [10] je dovolený tlak v závitech maximálně 20 MPa.

6.5.2 Kontrola napětí v jádře šroubu

Stavěcí šroub je namáhán na tlak od poloviční válcovací síly a zároveň na krut. Celkový třecí moment bude součtem třecího momentu závitu šroubu při jeho otáčení a třecího momentu způsobeného třením mezi šroubem a čoučkou. Podle A. I. Celikova je potřebný moment na přestavení: [10]

$$M_T = F \cdot \left(\frac{d_S}{3} \cdot \mu + \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \alpha)\right) \quad (28)$$

Kde:

M_T ...třecí moment [Nm]

F ...síla působící na šroub [N]

d_2 ...Střední průměr závitu šroubu [mm]

φ ...třecí úhel [°]

μ ...součinitel tření v patním ložisku [-]

d_S ...vnější průměr vypuklého konce šroubu působící na patní ložisko [mm]

α ...úhel stoupání šroubovice [°]

$$\tan \alpha = \frac{p_H}{\pi \cdot d_2} \rightarrow \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{p_H}{\pi \cdot d_2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{14}{\pi \cdot 123} \right) = 2,075^\circ$$

$$\tan \varphi = f_Z \rightarrow \varphi = \tan^{-1}(f_Z) = \tan^{-1}(0,15) = 8,53^\circ$$

$$M_T = 1 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,112}{3} \cdot 0,05 + \frac{0,123}{2} \cdot \tan(8,53 + 2,075) \right) = \mathbf{13\,381,7\,Nm}$$

$$\tau_K = \frac{M_T}{W_K} = \frac{13381,7}{\frac{\pi \cdot 0,114^3}{16}} = \mathbf{46\,MPa} \quad (29); \quad \sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{1 \cdot 10^6}{\frac{\pi \cdot 0,114^2}{4}} = \mathbf{98\,MPa} \quad (30)$$

46 MPa ; 98 MPa < 150 MPa → VYHOVUJE

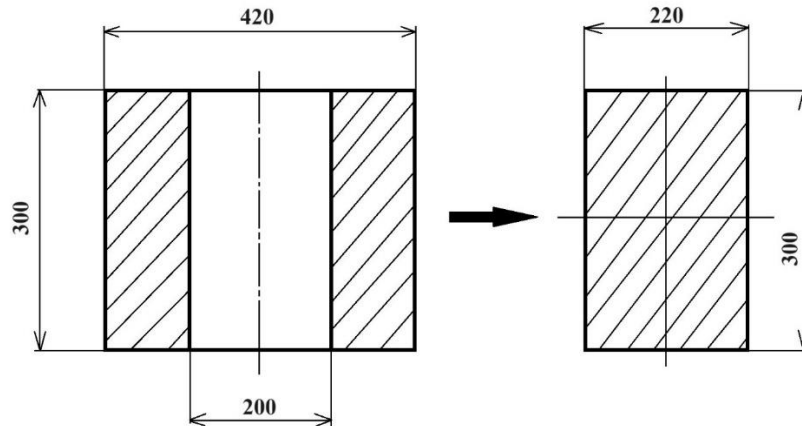
6.5.3 Zhodnocení

Zvolený stavěcí šroub byl zkontrolován z hlediska maximálního napětí v jeho jádru. Dále byl překontrolován na maximální tlak v závitu. Obě tyto maximální hodnoty tlaku a napětí vyhověly vzhledem k daným dovoleným hodnotám.

Velký průměr závitu matice činí 132 mm. Vnější průměr matice byl zvolen 200 mm. Vzhledem k tomu, že díra pro matici (průměr 200 mm) vzniklá v horní příčce jí v tomto místě zásadně oslabila pevnost, bylo kolem ní vytvořeno oko o průměru 420 mm.

6.6 Kontrola kritického místa s otvorem pro matici

Jelikož byl změněn tvar rámu v oblasti díry pro matici, je za potřebí překontrolovat toto kritické místo s nově vzniklým průřezem. Výpočet bude totožný jako při kontrole příčky, ovšem s jinými průřezovými charakteristikami. Následující obrázek znázorňuje průřez příčky v místě díry pro matici (vlevo). Průřezové charakteristiky pro tento průřez (vlevo) lze analogicky vypočítat i za pomoci průřezu na obrázku vpravo, se stejným výsledkem.



Obr. 6- 11 Průřez v místě otvoru pro matici

6.6.1 Výpočet průřezových charakteristik a maximálního napětí

$$J = \frac{1}{12} \cdot b \cdot h^3 = \frac{1}{12} \cdot 220 \cdot 300^3 = 495\,000\,000 \text{ mm}^4$$

$$W_o = \frac{J}{\frac{h}{2}} = \frac{495\,000\,000}{150} = 3\,300\,000 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_{max}}{W_{o1}} = \frac{\frac{F \cdot l_1}{8} - M_o}{W_o} = \frac{\frac{2 \cdot 10^6 \cdot 0,785}{8} - 25677,7}{3,3 \cdot 10^{-3}} = 51,7 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$$

→ VYHOVUJE

(31)

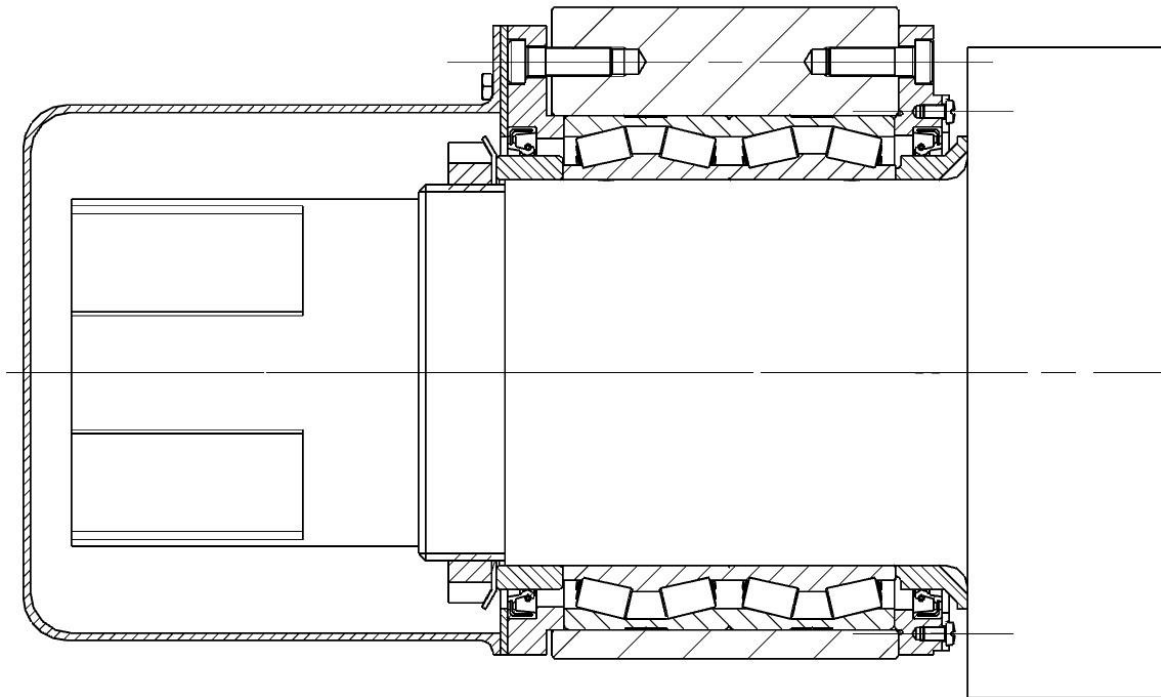
6.6.2 Zhodnocení

V místě díry pro matici vznikl nový průřez příčky, který byl zapotřebí zkontrolovat na maximální napětí. Maximální napětí v kritickém místě činí 51,7 MPa a nový průřez tedy vyhovuje.

7 Model válcovací stolice DUO s uložením pracovních válců

7.1 Uložení pracovních válců

Uložení pracovních válců v ložiskových tělesech bylo realizováno pomocí čtyřřadých kuželíkových ložisek. Spodní kroužek ložiska je zajištěn rozpěrným kroužkem a z vnější strany ustaven KM maticí a MB podložkou. Horní kroužek ložiska je ustaven pomocí dvou rozpěrných kroužků, které jsou s ložiskovým tělesem spojeny imbusovými šrouby. Koncovka válce je osazena víkem, aby se zabránilo případnému kontaktu s rotující součástí.



Obr. 7- 1 Detail řezu zvoleného uložení pracovního válce

7.2 3D model výsledné válcovací stolice

3D model válcovací stolice byl tvořen současně s analytickými výpočty dle navrhnutých a následně zkontrolovaných rozměrů jednotlivých částí (konstrukčních uzlů). Dva „O“ rámy byly spojeny pomocí čtyř spojovacích kotev. Stavěcí šroub se na jeho vypuklém konci tře a opírá v patním ložisku tvaru vyduté čočky. Ona čočka je usazena v tzv. pojistné střížné stoličce. Tato střížná stolička slouží jako destrukční element, který se po překročení určitého napětí zlomí a zabrání tak přenosu nadměrné síly zpět do šroubu. Její rozměry byly určeny na základě následující poučky.

Doporučené rozměry dle literatury [10]:

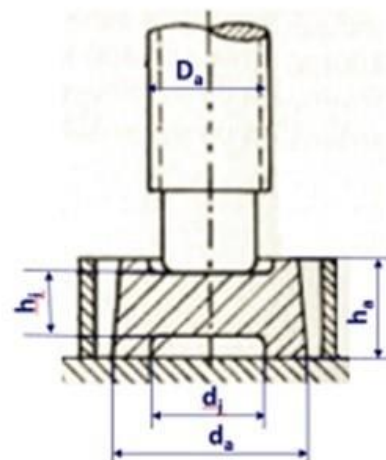
$$h_a = 0,7 \cdot D_a$$

$$h_i = 0,5 \cdot D_a$$

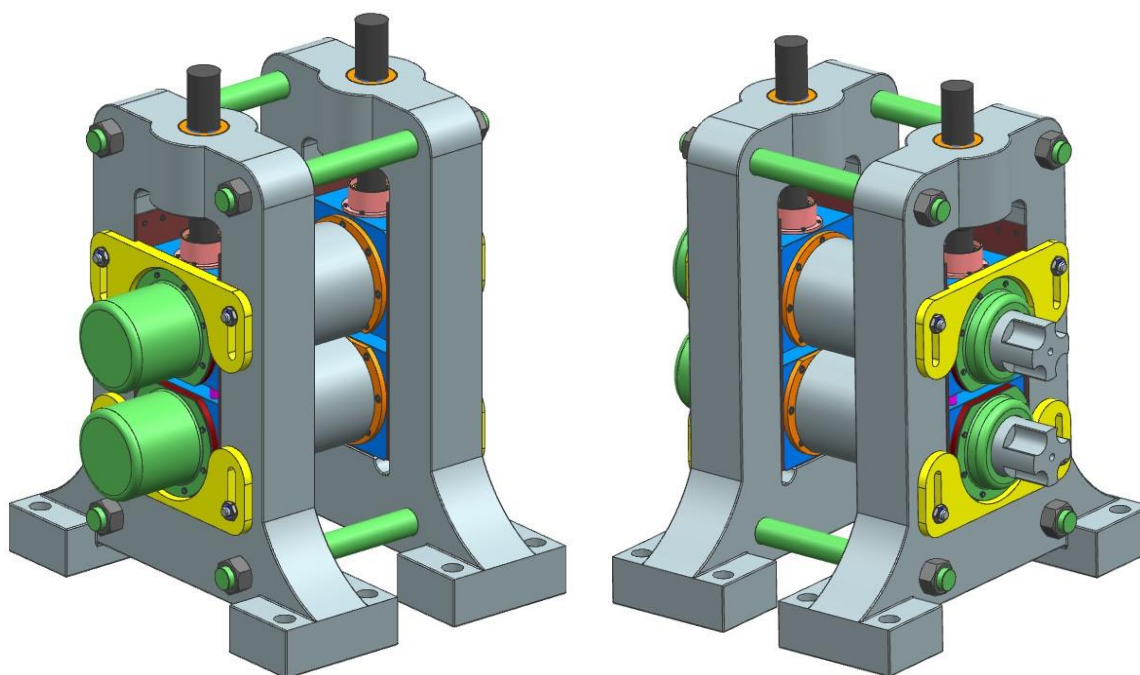
$$d_a = 1,2 \cdot D_a$$

$$d_j = 0,9 \cdot D_a$$

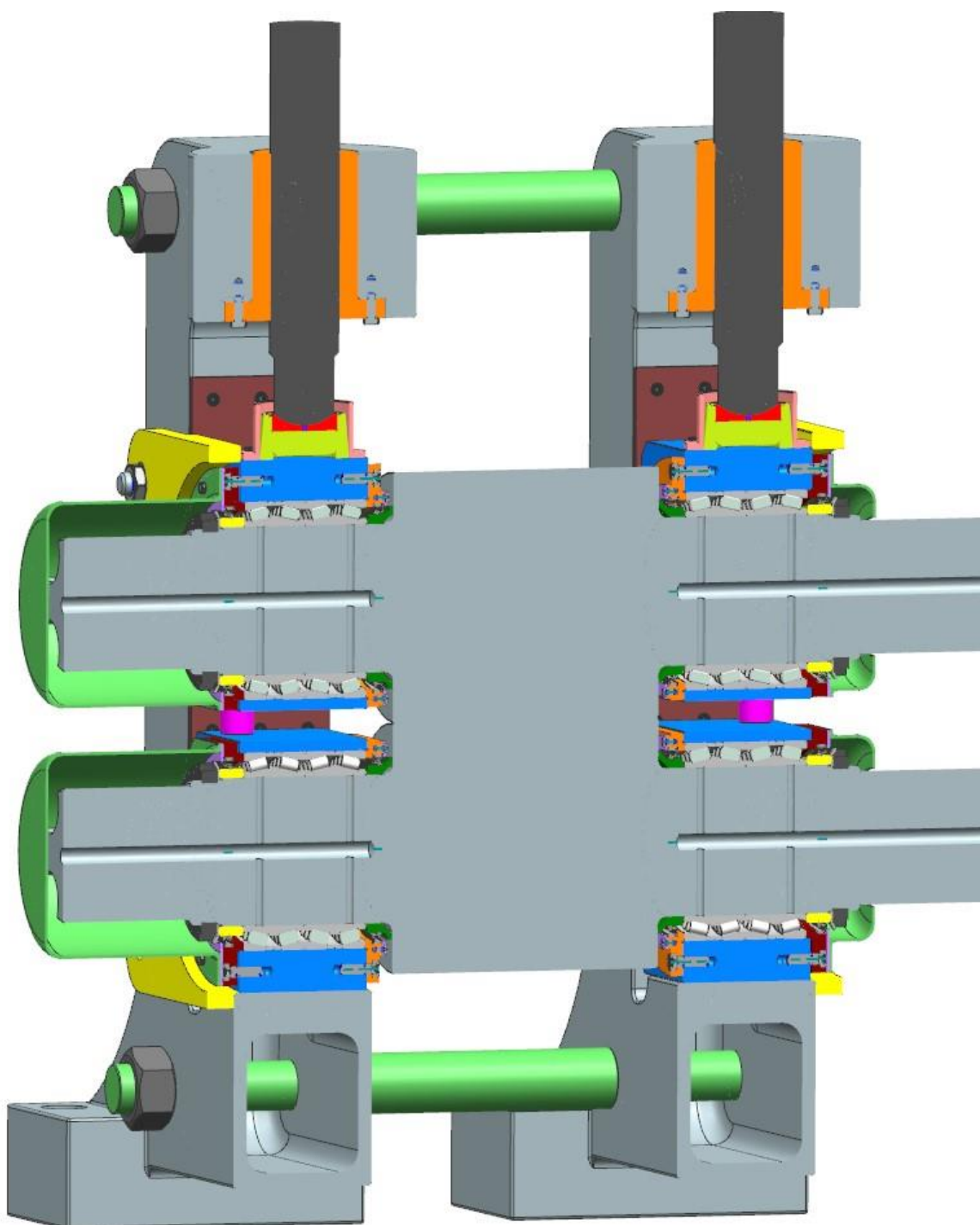
kde... D_a je vnější průměr závitu stavěcího šroubu



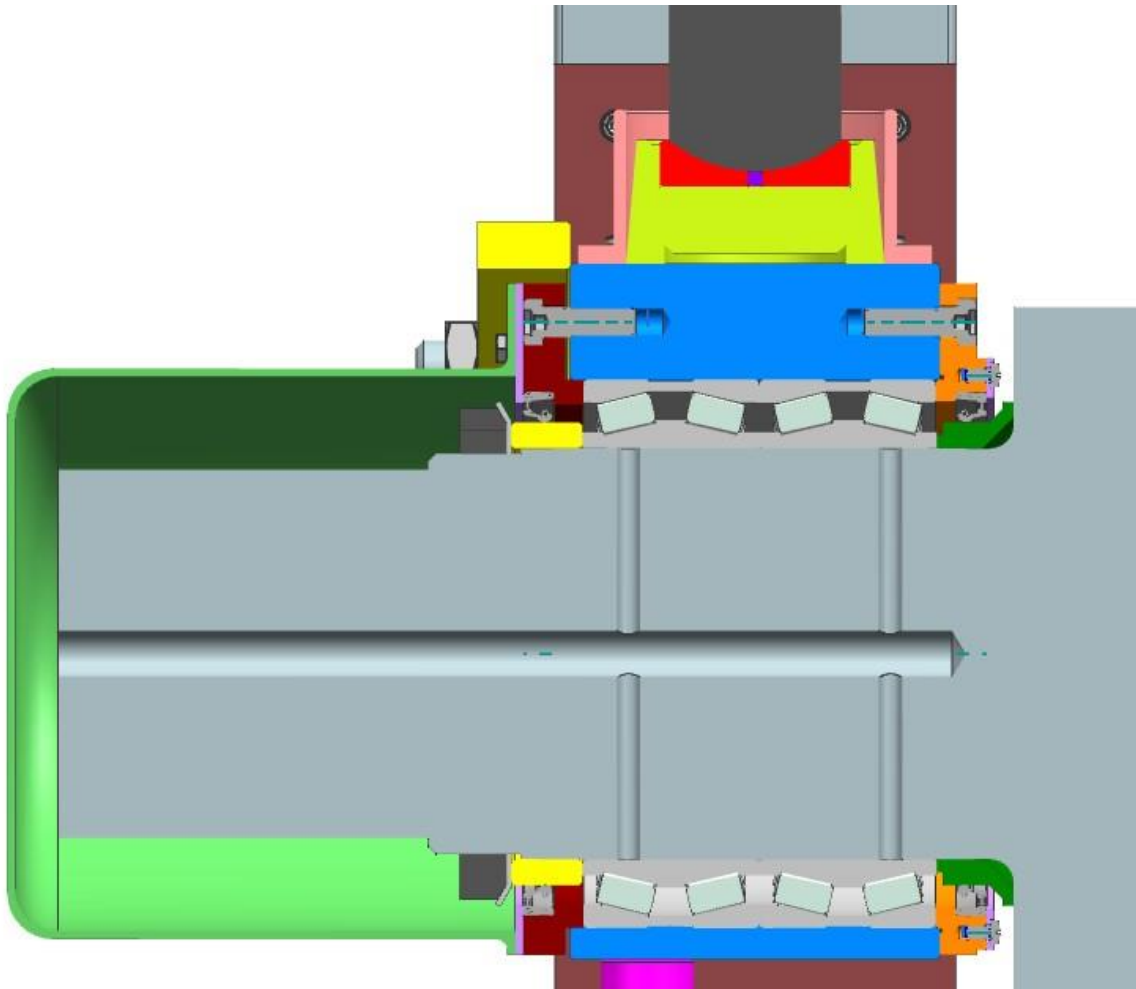
Obr. 7- 2 Doporučené rozměry pojistné střížné stoličky [10]



Obr. 7- 3 3D CAD model výsledné válcovací stolice



Obr. 7- 4 Řez válcovací stolicí



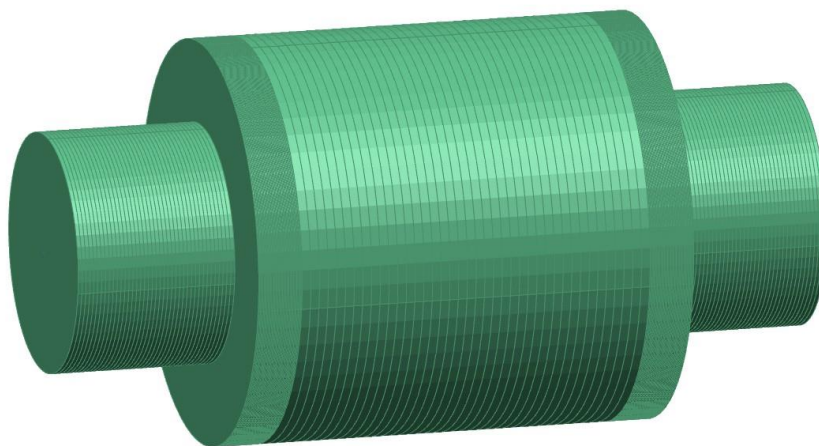
Obr. 7- 5 Detail uložení válce v řezu

8 MKP analýza

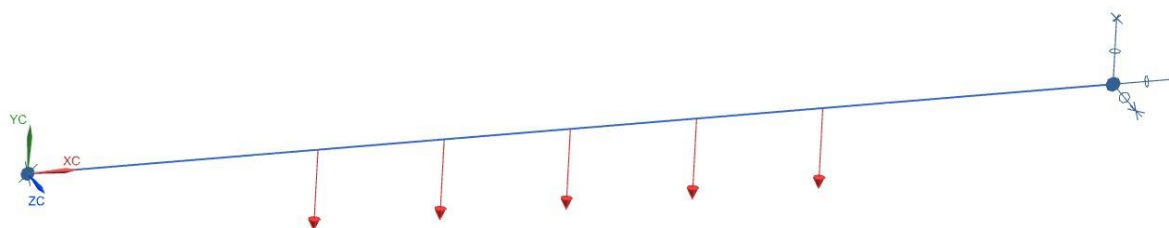
V této závěrečné části bakalářské práce je provedena kontrola výsledků analytických výpočtů za pomoci MKP analýzy v programu Siemens NX. Byla provedena u pracovního válce a rámu.

8.1 Pracovní válec

Výpočet maximálního průhybu a napětí válce bylo řešeno pomocí 1D sítě. Nosník je na jeho dvou koncích opatřen okrajovými podmínkami a v jeho středu je zatížen odpovídajícím spojitým zatížením.



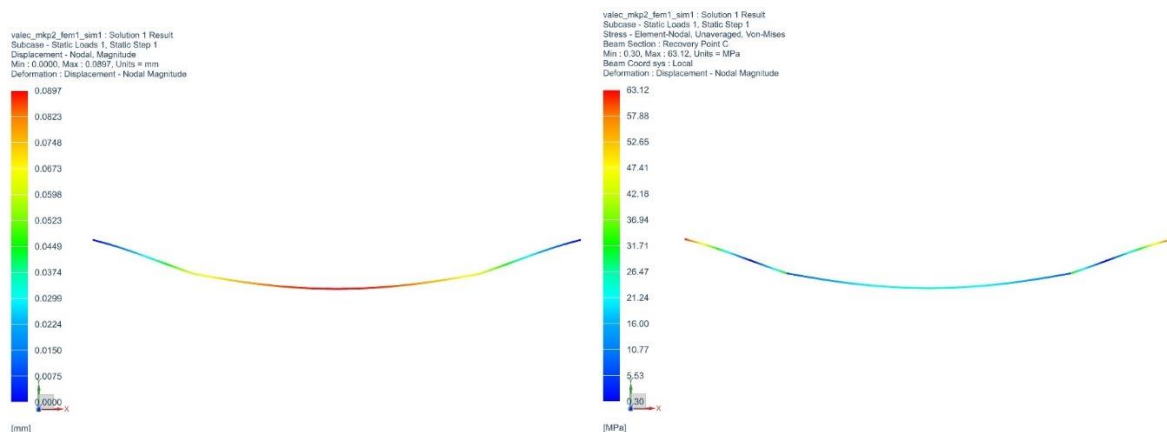
Obr. 8- 1 Zhmotnělý model 1D sítě válce



Obr. 8- 2 1D prut opatřený okrajovými podmínkami a spojitým zatížením

8.1.1 Výsledky a zhodnocení

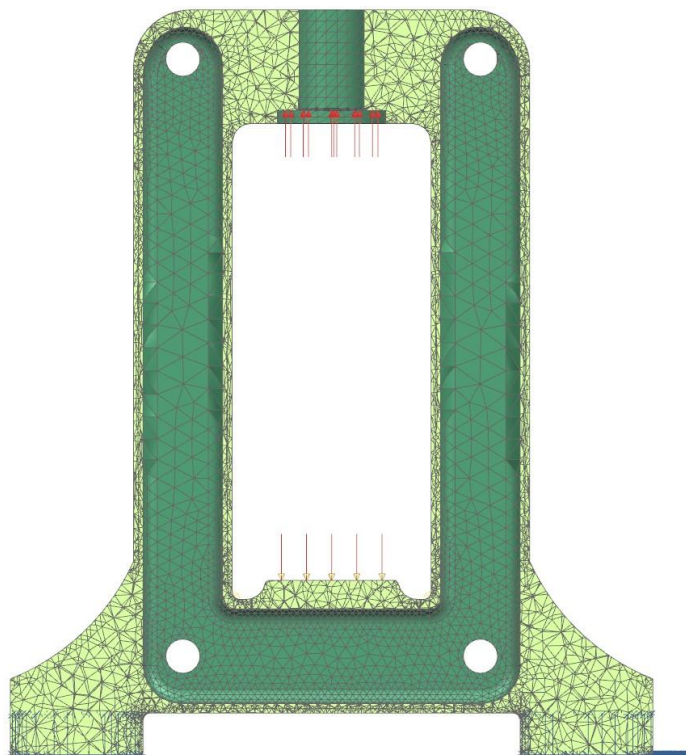
Z výsledků MKP analýzy je vidět že maximální průhyb válce je **0,0897 mm**. Rozdíl mezi výsledkem analytického výpočtu a MKP analýzy tedy činí 0,00142 mm. Odchyłka mezi těmito výsledky je rovna 1,55 %. Z tohoto hlediska lze předešlý analytický výpočet pokládat za správný. Z výsledků je dále vidno, že maximální napětí činí 63,12 MPa. Největší napětí se nachází na čepch válce v oblasti ložiskového uložení, což bylo možné očekávat. Tuto hodnotu je však potřeba brát s rezervou, protože MKP výpočet zahrnuje pouze zatížení statickým ohybem, nikoliv dále například krutem.



Obr. 8- 3 Výsledky MKP analýzy maximálního průhybu (vlevo) a maximálního napětí (vpravo)

8.2 Rám

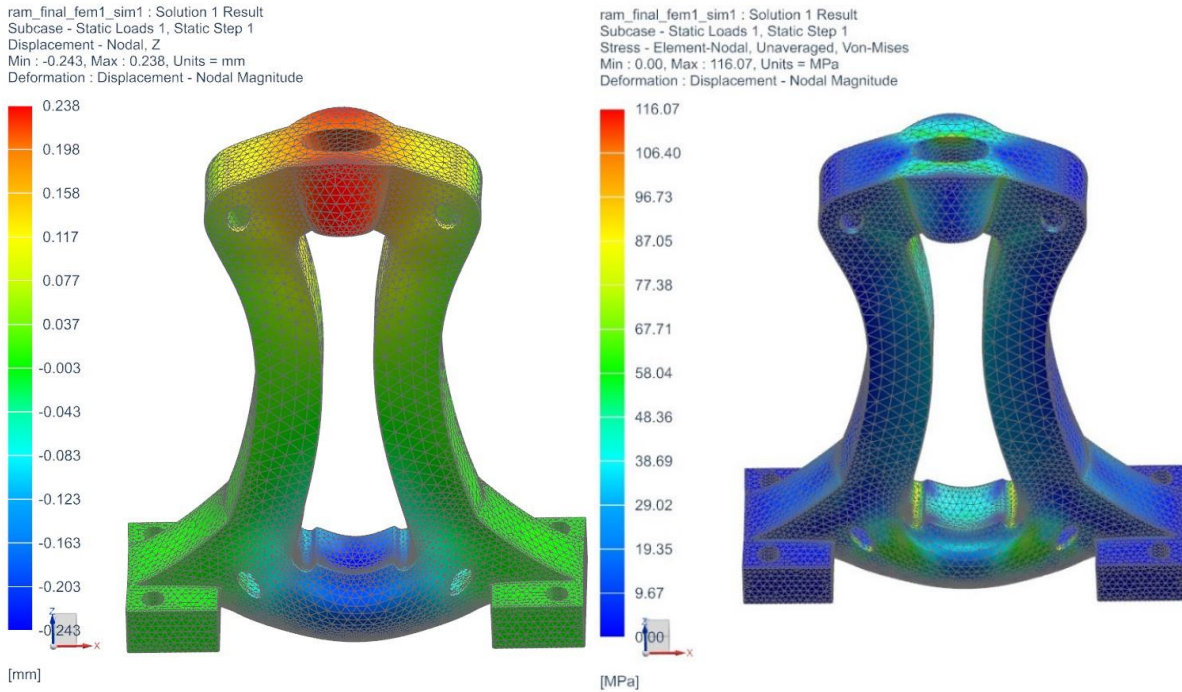
Výpočet maximálního průhybu a napětí byl proveden za pomoci 3D sítě. Rám byl v idealizovaném partu zbaven drobných závitových děr, nepotřebných pro MKP výpočet. V kritických místech s největší koncentrací napětí byla síť zjemněna pomocí funkce „Mesh control“. Rám byl opatřen okrajovými podmínkami na spodních plochách stojin. Dále byl zatížen odpovídající silou na spodní ploše příčky a na ploše horní příčky, kde dosedá matice.



Obr. 8- 4 Řez zavazbené 3D sítě se zatěžujícími silami

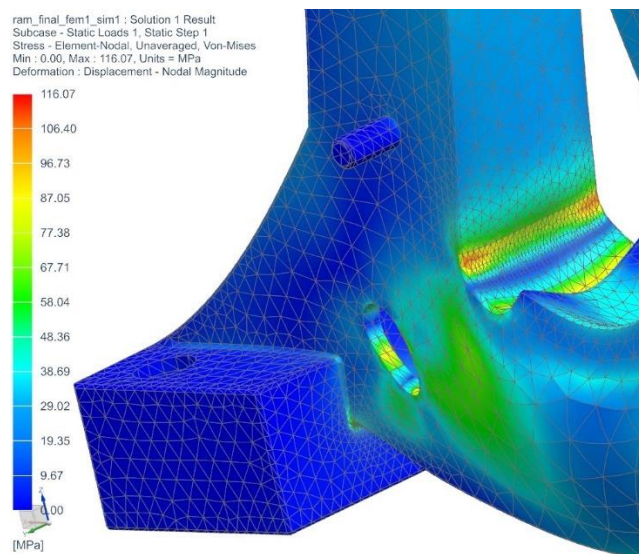
8.2.1 Výsledky a zhodnocení

Z MKP analýzy rámu lze vyzorovat že maximální deformace ve svislém směru horní příčky činí 0,238 mm, spodní příčky pak -0,243 mm (záporně proto, že deformace jde proti směru osy z). Při součtu deformace horní příčky a absolutní hodnoty spodní příčky byla získána celková deformace ve svislém směru odpovídající hodnotě **0,481 mm**. Při porovnání hodnoty deformace získané za pomoci analytických výpočtů (**0,72 mm**) a hodnoty získané MKP výpočtem, lze pozorovat že se tyto hodnoty drobně liší. Tento výsledek však bylo možné predikovat a to vzhledem k větší komplexnosti modelu rámu použitého v MKP výpočtu. Analytický výpočet počítal pouze s obdélníkovým dutým průřezem po celém obvodu střední osy, kdežto 3D model rámu svým tvarem mnohem více odpovídá realitě. Například celá horní příčka není tvořena obdélníkovým dutým profilem, nýbrž plným obdélníkovým profilem s dírou pro matici. Dále je rám opatřen množstvím rádiusů, což opět více odpovídá skutečnosti. Tyto drobné konstrukční úpravy činí rám tužším a proto lze očekávat deformaci ve směru svislé osy menší.



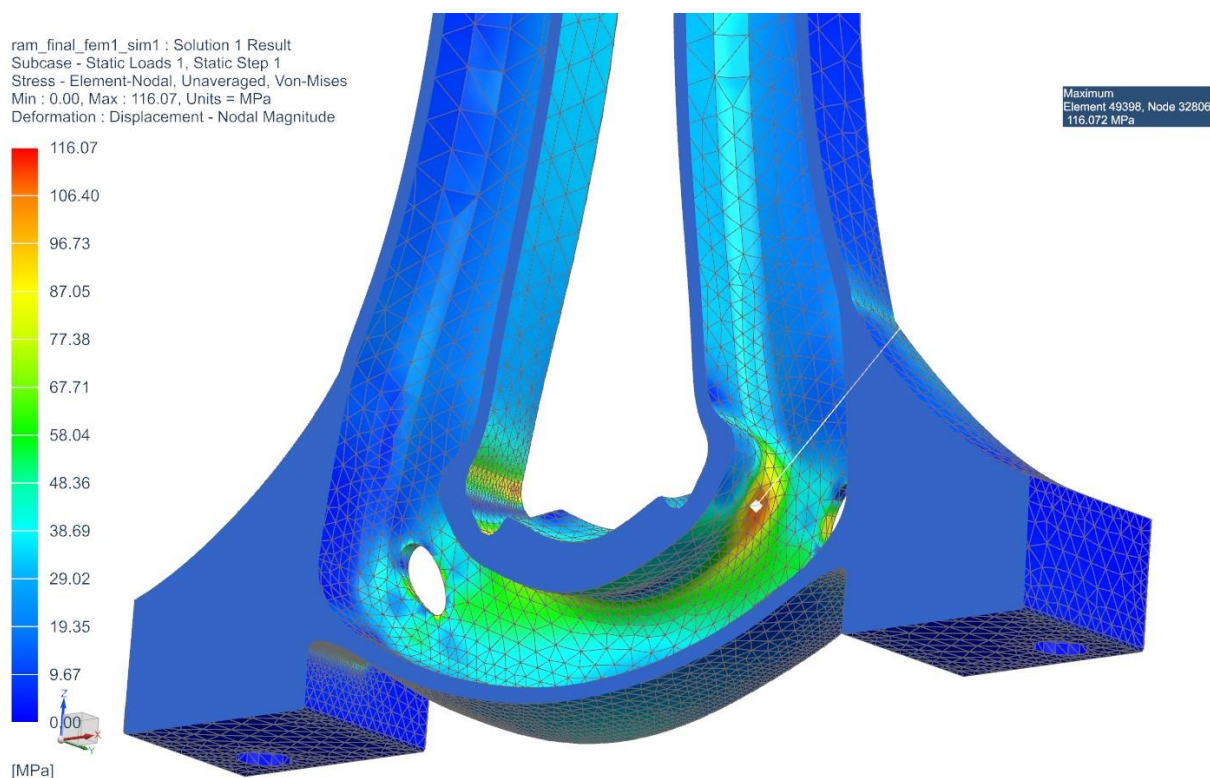
Obr. 8- 5 Deformace rámu (vlevo) a maximální napětí (vpravo)

Maximální napětí v rámu činí **116 MPa**. K největší koncentraci napětí dochází v místě vnějšího rohu mezi spodní příčkou a stojinou (Obr. 8-6) a v místě vnitřního rohu (uvnitř rámu) mezi spodní příčkou a stojinou, kde je zároveň napětí maximální (Obr. 8-7). Při dalším pozorování MKP výsledků, lze vyčíst že maximální napětí v samotné stojině odpovídá hodnotě zhruba **39 MPa**, což téměř odpovídá hodnotě napětí ve stojině u analytického výpočtu (**36,56 MPa**) a potvrzuje tedy jeho správnost.



Obr. 8- 6 Kritické místo v rohu mezi spodní příčkou a stojinou

I přes to že maximální napětí přesáhlo dovolenou hodnotu 100 MPa ve dvou kritických místech, konstrukce rámu byla shledána jako vyhovující. Zejména proto, že napětí v celém rámu nepřesáhne dovolenou hodnotu 100 MPa, kromě již zmíněných kritických míst, které pomocí předešlých analytických výpočtů nebylo možné predikovat. Nicméně i v kritickém místě s největším napětím (Obr. 8-7) odpovídá koeficient bezpečnosti hodnotě **2,59** a na základě tohoto zjištění, byla konstrukce rámu vyhodnocena jako vyhovující.



Obr. 8- 7 Řez rámem s viditelným místem maximálního napětí

9 Závěr

V teoretické části této bakalářské práce byla popsána stručná historie válcovacích stolic. Od prvních známých plánů válcovací stolice od Leonarda da Vinciho, přes patent na kalibrované válce od Henryho Corta až po moderní válcovací tratě. Byla popsána i historie pohonu válců, kdy nejdříve se využíval pohon ruční, dále v čase se začal využívat pohon vodní, pohon parním strojem až přes pohon elektromotorem. V následujících kapitolách byl popsán současný stav válcovacích stolic i s největšími lídry v jejich výrobě a budoucnost provozu válcovacích stolic v kontextu s využitím průmyslu 4.0. Dále pokračuje teoretická část rozdělením válcovacích stolic podle rozličných způsobů jejich dělení. Ve čtvrté kapitole byl popsán jednoduchý model válcovací stolice DUO s konkrétnějším popisem jeho nejdůležitějších částí jako je pracovní válec, rám, stavění válců a uložení válců.

V praktické části bakalářské práce bylo vytvořeno kinematické schéma stroje a byly určeny konstrukční uzly (pracovní válec, ložiska, ložisková tělesa, rám, stavěcí šroub), které byly následně analyticky překontrolovány. Veškeré navrhované části byly nejdříve proporčně navrženy a posléze početně zkontrolovány. Pracovní válec byl překontrolován na maximální deformaci tzv. Castigliánovou metodou. Podle zjištěné hodnoty průhybu se pak válce mohou vybombírovat. Ložiska byla zkontrolována z hlediska jejich životnosti, kdy vyhověly požadavku delšímu pracovnímu času než 1000 h. Ložisková tělesa byla překontrolována na přebroušení válců až o 10 %, kde opět vyhověla. Dle rozměru ložiskových těles byly určeny vnitřní rozměry rámu. Byl vybrán rám obdélníkového dutého profilu. S navrženými rozměry a vypočtenou střední osou rámu, byl spočten pomocí metody momentových ploch. Výsledné maximální napětí v příčce a stojně, taktéž jako maximální deformace ve svislé směru vyhověly daným podmínkám. Stavěcí šroub byl překontrolován na maximální tlak v závitě a maximální napětí v jeho jádře. Obě výsledné hodnoty vyhověly daným podmínkám. Vzhledem k tomu že byla horní příčka oslabena o díru pro matici, bylo kolem ní vytvořeno oko (vydutí rámu). Nově vzniklý průřez horní příčky byl tedy znovu pevnostně překontrolován a pevnostní podmínce vyhověl.

Získané vypočtené rozměry jednotlivých částí byly využity pro tvorbu CAD modelu válcovací stolice DUO, která je konstrukčně zaměřena především na uložení a stavění válců. Následné modely rámu a pracovního válce byly podrobeny MKP analýze v programu NX Siemens. Výsledky MKP analýzy válce potvrdily správnost předchozích analytických výpočtů. Výsledky MKP analýzy u rámu ukázaly drobné odchylky od výsledků analytických, které byly ale způsobeny pozměněnou konstrukcí rámu v horní příčce, čtenými rádiusy na konstrukci atd., se kterými analytický výpočtový model nepočítal. Místní hodnoty napětí ve stojně ovšem téměř přesně odpovídali hodnotám získaných analytickými výpočty, a tudíž i tyto hodnoty MKP analýzy lze brát jako potvrzení správnosti předešlých ručních výpočtů.

Na závěr byl vytvořen výrobní výkres pracovního válce.

Reference

- [1] Anon., [b.r.]. *Historical Development of Rolling Mills – IspatGuru* [online]. [vid. 2024a-01-10]. Dostupné z: <https://www.ispatguru.com/historical-development-of-rolling-mills/>
- [2] Anon., [b.r.]. *Hot rolled steel: its production from the Renaissance to the present* [online] [vid. 2024b-01-10]. Dostupné z: <https://metinvestholding.com/en/media/article/goryachekatanaya-stalj-ot-epohi-vozrozhdeniya-do-nashih-dnej>
- [3] Anon., [b.r.]. *Válcování kovů. oneindustry – průmyslový portál, výroba a technologie* [online]. [vid. 2024c-01-10]. Dostupné z: <https://www.oneindustry.cz/lexikon/valcovani-kovu/>
- [4] GROUP, The Steefo, 2023. *Rolling Mill Machinery: How Is Industry 4.0 Impacting the Steel Industry. Medium* [online]. [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <https://medium.com/@dm.steefo/rolling-mill-machinery-how-is-industry-4-0-impacting-the-steel-industry-baaaff326e61>
- [5] REDAZIONE, 2014. *A short sheet metal history. Metal Working World Magazine* [online]. [vid. 2024-04-30]. Dostupné z: <https://www.metalworkingworldmagazine.com/a-short-sheet-metal-history/>
- [6] STANĚK, Jiří., 2001. *Základy stavby výrobních strojů. Tvářecí stroje*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita. ISBN 978-80-7082-738-3.
- [7] VÁŇA, Jaroslav, 2020. *Návrh válcovací stolice KVARTO* [online]. [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <http://dspace5.zcu.cz/handle/11025/41166>
- [8] VELSOVSKÝ, Anatol a Eduard ČERVENÝ, 1961. *Válcování*. 2. vyd. V Praze: SNTL.
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA, 2011. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [10] GELEJI, A. *Walzwerks – und Schmiedemaschinen*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1961
- [11] L. W. Roberts, *Cold Rolling of Steel*, New York, 1978.
- [12] HOWES, Anton, 2023. *Age of Invention: Cort Case* [online] [vid. 2024-04-30]. Dostupné z: <https://www.ageofinvention.xyz/p/age-of-invention-cort-case>
- [13] Anon., [b.r.]. *Katedra tváření kovů a plastů - Skripta* [online] [vid. 2024-04-30]. Dostupné z: https://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/02.htm
- [14] Anon., [b.r.]. *SMS Siemag to supply cold mill to Aleris* [online] [vid. 2024-04-30]. Dostupné z: <https://www.thefabricator.com/thefabricator/news/rollforming/sms-siemag-to-supply-cold-mill-to-aleris>
- [15] Anon., [b.r.]. *Types Of Rolling Mills* [online] [vid. 2024-04-30]. Dostupné z: https://steel-museum.org/206_Mill_Exhibit_2018/mill_types.cfm
- [16] Anon., [b.r.]. *Steel construction products*. steelconstruction.info [online] [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: https://steelconstruction.info/Steel_construction_products
- [17] Anon., [b.r.]. (找不到页面). *Taixi Mill Roll* [online]. [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <https://www.txmillroll.com/application-and-development-of-roll-maintenance-technology.html>

- [18] Anon., [b.r.]. *Strojírny a stavby Třinec, a.s. – Váš spolehlivý partner v dodávkách strojírenských výrobků a staveb* [online]. [vid. 2024-04-30]. Dostupné z: <https://sas-trinec.cz/>
- [19] Anon., [b.r.]. 800px-Laminage_schema_gene.svg.png (800×867) [online] [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/3/33/Laminage_schema_gene.svg/800px-Laminage_schema_gene.svg.png
- [20] Anon., [b.r.]. Válcování kovů tváření kovů válci - PDF Free Download [online] [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/48016546-Valcovani-kovu-tvareni-kovu-valci.html>
- [21] Anon., [b.r.]. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÁLCOVACÍ STOLICE KVARTO SVOČ FST PDF Stažení zdarma [online] [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/104943035-Konstrukcni-reseni-valcovaci-stolice-kvarto-svoc-fst-2016.html>
- [22] Anon., 2024. Válcování kovů [online]. [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Válcování_kovů&oldid=23831462
- [23] Anon., [b.r.]. China Industrial Rolling Machine Hot Rolling Process for Steel Construction Photos & Pictures - Made-in-china.com [online] [vid. 2024-05-02]. Dostupné z: <https://fenlijx.en.made-in-china.com/productimage/WsoQCEgcXVku-2f1j00SfRgBOuPCAol/China-Industrial-Rolling-Machine-Hot-Rolling-Process-for-Steel-Construction.html>

Příloha A

Výrobní výkres pracovního válce

Číslo výkresu: BP-V01

Příloha B

CAD modely navržené válcovací stolice DUO

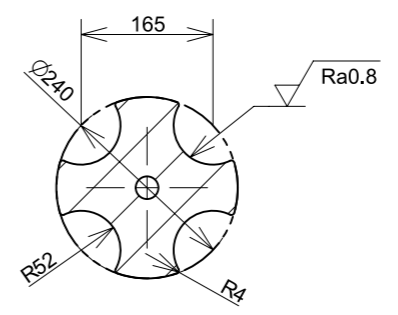
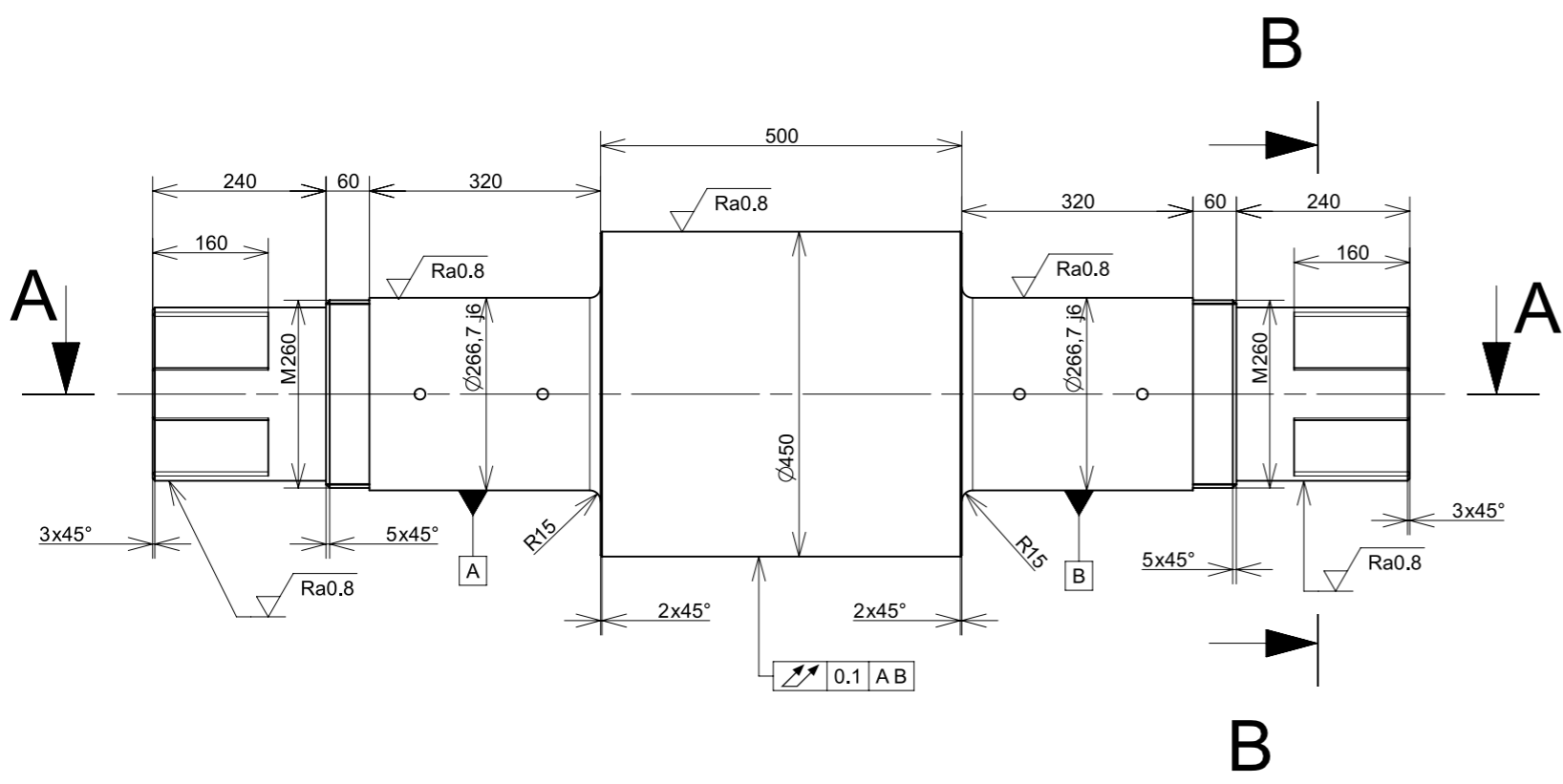
V elektronické podobě

Příloha C

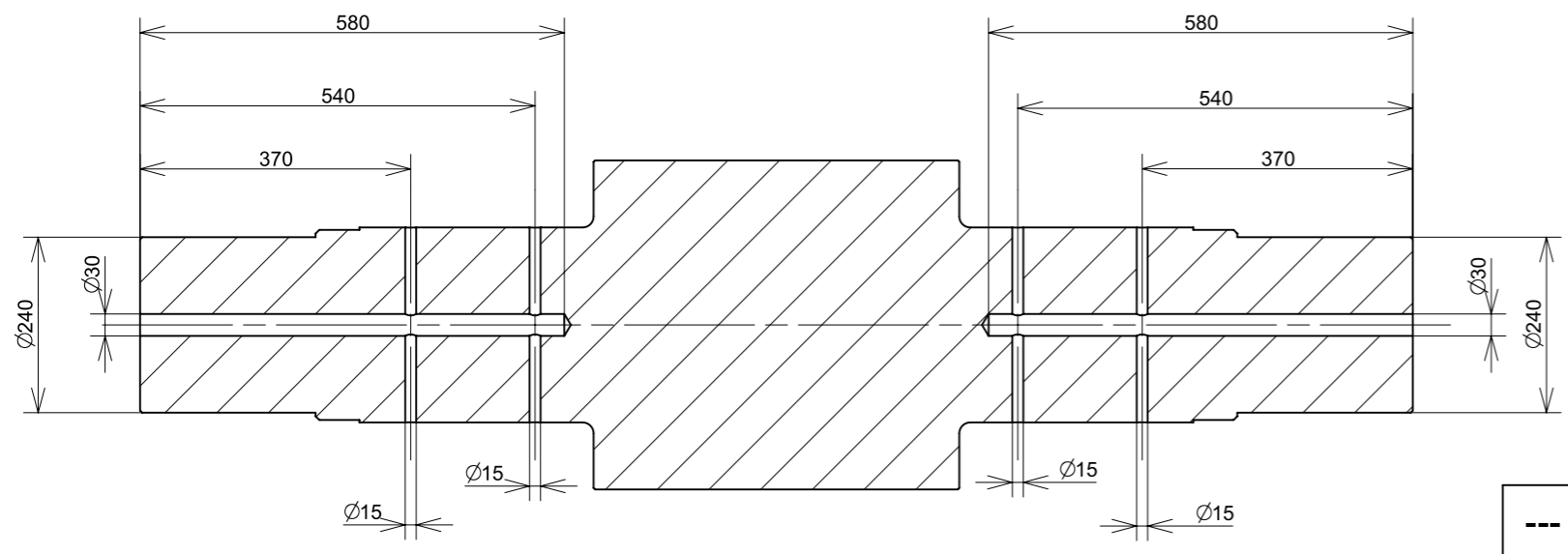
MKP analýza pracovního válce a rámu

V elektronické podobě

Ra3.2





ŘEZ B-B



ŘEZ A-A

TVRDOST 65 HRC
 POPOUŠTĚT NA TEPLITU 180÷250°C
 KALIT NA TEPLITU 830÷870°C
 ŽÍHAT NA MĚKKO PŘI TEPLITĚ 700÷730°C
 ø NOVÉHO VÁLCE 450 [mm]
 MIN. ø VÁLCE PŘI VYŘAZENÍ 405 [mm]

---	---	---	---/---	---	1,000	---	---	-
Poz.	Nazev - rozmer	Polotovar	Material konecny/vychozi	T.O.	C.hmot.	H.hmot	Cislo vykresu sestavy	Pocet ks.
Pos.	Title - size	Blank	End material/Start material	C.W.	Weight	R.weig.	Assembly drawing no.	Quant.
CAD 1	Datum / Date	Jmeno / Name		 FAKULTA STROJNI ZAPADOCESKE UNIVERZITY V PLZNI <small>Vsechna prava vyhrazena / All rights reserved</small>				
Kresil / Drawn by	24.5.2024	Martin MUCHKA						
Prezkoušel / Checked by	---	---						
Schválil / Approved by	---	---						
Index zmeny	Popis zmeny / change description	Schval. / APP	Datum / Date	Podpis / Signature	Poznamka / Note:			
---	---	---	---	---	---			
---	---	---	---	---	---			
 Tolerance / Tolerovani ISO 8015 ISO 2768mK	Soubor-model / ASM-file		pracovni_vallec_dwg1		Projekt / Project:	BAKALÁŘSKÁ PRÁCE		Meritko / Scale
	Soubor-vykres / DRW-file		pracovni_vallec_dwg1		C.sestavy / Assembly No.	---		1:10
Nazev / Title				Rev.	Cislo vykresu / Drawing No.			Format
PRACOVNÍ VÁLEC				0	BP-V01			A3
---				List / sheet no.	1	Pocet listu / sheets		1