

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojírenství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh válcovací stolice KVARTO

Autor: **Jaroslav VÁŇA**

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

Akademický rok 2019/2020

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Jaroslav VÁŇA**
Osobní číslo: **S17B0243P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh válcovací stolice KVARTO**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Představte historický vývoj v oblasti válcovacích stolic. Proveďte rešerši současného stavu válcovacích stolic kvarto (konstrukce, výroba, technické parametry, konstrukční uzly). Pro zadané parametry proveďte výpočet a návrh základních konstrukčních uzlů válcovací stolice.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Historie válcovacích stolic, rešerše současného stavu
2. Specifikace požadavků na válcovací stolice kvarto
3. Základní výpočty válcovací stolice kvarto
4. Návrh válců válcovací stolice kvarto a jejich uložení
5. Zhodnocení výsledků práce, závěr

Rozsah bakalářské práce: **30-40 stran A4**
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**

Seznam doporučené literatury:

- [1] STANĚK, J. *Základy stavby výrobních strojů – tvářecí stroje*. Plzeň: Ediční středisko ZČU v Plzni, 2004
- [2] RUDOLF, B. ; KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje: Základy výpočtů a konstrukce*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1979
- [3] SEMIATIN, S. L. *Forming and Forging*. USA: ASM Internationa, 1988
- Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

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

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

Datum zadání bakalářské práce: **16. října 2019**
Termín odevzdání bakalářské práce: **28. května 2020**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Prof. Ing. Václava Lašová, 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.

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 Váňa | Jméno Jaroslav | |
| STUDIJNÍ OBOR | B 2301 „Stavba výrobních strojů a zařízení“ | | |
| VEDOUCÍ PRÁCE | Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Staněk, CSc. | Jméno Jiří | |
| PRACOVÍŠTĚ | ZČU - FST - KKS | | |
| DRUH PRÁCE | DIPLOMOVÁ | BAKALÁŘSKÁ | Nehodící se škrtněte |
| NÁZEV PRÁCE | Návrh válcovací stolice KVARTO | | |

| | | | | | |
|----------------|--------|----------------|-----|--------------------|------|
| FAKULTA | strojn | KATEDRA | KKS | ROK ODEVZD. | 2020 |
|----------------|--------|----------------|-----|--------------------|------|

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

| | | | | | |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|----|
| CELKEM | 83 | TEXTOVÁ ČÁST | 59 | GRAFICKÁ ČÁST | 24 |
|---------------|----|---------------------|----|----------------------|----|

| | |
|--|---|
| STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY | Bakalářská práce se zabývá návrhem válcovací stolice kvarto. Obsahuje základní přehled technologie válcování, včetně historického vývoje až po rešerši současného stavu na trhu válcovacích stolic. Praktická část se zabývá základním návrhem rámu a válců včetně jejich uložení. Navržené konstrukční uzly jsou dále kontrolovány z hlediska pevnosti a deformací za využití analytických metod i numerických výpočtů pomocí MKP. |
| KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE | Válcovací stolice, válcování, design, rám, válec, uložení, CAD, MKP, |

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

| | | | |
|--------------------------|--|-------------------------|-----------------------------------|
| AUTHOR | Surname Váňa | Name Jaroslav | |
| FIELD OF STUDY | B 2301“Design of Manufacturing Machines and Equipment“ | | |
| SUPERVISOR | Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Staněk,CSc. | Name Jiří | |
| INSTITUTION | ZČU - FST - KKS | | |
| TYPE OF WORK | DIPLOMA | BACHELOR | Delete when not applicable |
| TITLE OF THE WORK | Engineering design of the Four high rolling mill | | |

| | | | | | |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|
| FACULTY | Mechanical Engineering | DEPARTMENT | Machine Design | SUBMITTED IN | 2020 |
|----------------|------------------------|-------------------|----------------|---------------------|------|

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

| | | | | | |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|----|
| TOTALLY | 83 | TEXT PART | 59 | GRAPHICAL PART | 24 |
|----------------|----|------------------|----|-----------------------|----|

| | |
|---|--|
| BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS | This bachelor thesis deals with the engineering design of the Four-high rolling mill. Contains the basic summary of rolling technology including a historical overview followed by the search of the current state-of-the-art on the market. The practical part of this thesis comprises the basic design procedure of frame and rolls, including bearing calculations. Then the stress and deformation characteristics of the designed parts are calculated using the analytical method supported by FEM. |
| KEY WORDS | Rolling mill, steel rolling, design, frame, roll, bearing mounting, CAD, FEM |

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Jiřímu Staňkovi, CSc. za odborné vedení, cenné rady a vstřícnost při vypracování této bakalářské práce.

Obsah

| | | |
|------------|---|-----------|
| 1 | Úvod | 10 |
| 2 | Historický vývoj | 11 |
| 2.1 | Současnost | 12 |
| 2.1.1 | Současní výrobci | 14 |
| 2.1.2 | Zástupci stolic koncepce KVARTO | 14 |
| 2.2 | Budoucnost | 16 |
| 3 | Rozdělení válcovacích stolic | 16 |
| 3.1 | Manuální válcovací stolice | 16 |
| 3.2 | Průmyslové – hutní válcovací stolice | 17 |
| 3.3 | Způsoby rozdělení | 18 |
| 3.3.1 | Dle konstrukčního uspořádání | 18 |
| 3.3.2 | Dle smyslu otáčení | 18 |
| 3.3.3 | Dle druhu válců | 19 |
| 3.3.4 | Dle druhu rámu | 19 |
| 3.3.5 | Dle počtu válců | 19 |
| 4 | Charakteristika stolice KVARTO | 21 |
| 4.1 | Základní konstrukční prvky | 21 |
| 4.2 | Požadavky | 23 |
| 5 | Výpočtové vztahy technologie válcování | 24 |
| 5.1 | Základní schéma a veličiny | 24 |
| 5.2 | Podmínka vtažení polotovaru mezi válce | 26 |
| 6 | Návrh vybraných konstrukčních uzlů | 27 |
| 6.1 | Zadání | 28 |
| 6.2 | Válce | 28 |
| 6.3 | Stavěcí šroub a matice. | 29 |
| 6.4 | Ložisková tělesa | 29 |
| 6.5 | Rám | 30 |
| 7 | Analytické výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů | 31 |
| 7.1 | Kontrola stavěcího šroubu | 31 |
| 7.1.1 | Parametry závitu | 31 |
| 7.1.2 | Výpočet napětí | 32 |
| 7.1.3 | Tlak v závitu | 33 |
| 7.2 | Opěrné Válce | 34 |
| 7.2.1 | Řešení pro určené hodnoty | 35 |
| 7.2.2 | Zhodnocení | 39 |
| 7.3 | Rám válcovací stolice | 40 |
| 7.3.1 | Řešení pro určené hodnoty | 41 |
| 7.3.2 | Celková tuhost rámu | 45 |
| 7.3.3 | Zhodnocení | 45 |

| | | |
|------------|-----------------------------------|-----------|
| 8 | Kontrola pomocí MKP | 46 |
| 8.1 | Válec | 46 |
| 8.1.1 | Výsledky | 46 |
| 8.2 | Rám | 47 |
| 8.2.1 | Výsledky | 47 |
| 8.3 | Zhodnocení | 49 |
| 9 | Návrh a kontrola uložení | 50 |
| 9.1 | Ložiska válců | 50 |
| 9.1.1 | Opěrný válec | 50 |
| 9.1.2 | Pracovní válec | 52 |
| 9.1.3 | Zhodnocení | 53 |
| 10 | Výsledná válcovací stolice | 55 |
| 11 | Závěr | 56 |
| 12 | Použité zdroje | 57 |

1 Úvod

Motivem pro volbu tématu této bakalářské práce byla jeho relevantní komplexnost i možnost uplatnění kreativního myšlení při řešení daného konstrukčního problému. Jak je z názvu patrné, práce se zabývá zjednodušeným návrhem válcovací stolice kvarto, konkrétně jejich kritických konstrukčních uzlů. Ve zkratce se jedná o válcovací zařízení využívající čtveřici válců pro přesné tváření kovových plechů.

Válcování kovů je jednou ze základních tvářecích technologií, která hrála významnou historickou úlohu nejen z pohledu ryze praktického, respektive průmyslového využití napříč dějinami. Již dávní umělci, jako byl například Leonardo da Vinci, hledali způsoby, jak efektivně válcovat užitný materiál. Z toho důvodu je prvním ze stanovených cílů bakalářské práce vypracování historického přehledu vývoje válcovací technologie a válcovacích zařízení. I v současné době hraje tato technologie nezastupitelnou úlohu v průmyslu globální ekonomiky. Naprostá většina kovových polotovarů projde v některé fázi životního cyklu mezi válci. Proto dalším cílem tohoto textu je zpracování rešerše současného stavu na trhu válcovacích stolic kvarto, jejich konstrukce, výroby, technických parametrů a důležitých konstrukčních uzlů.

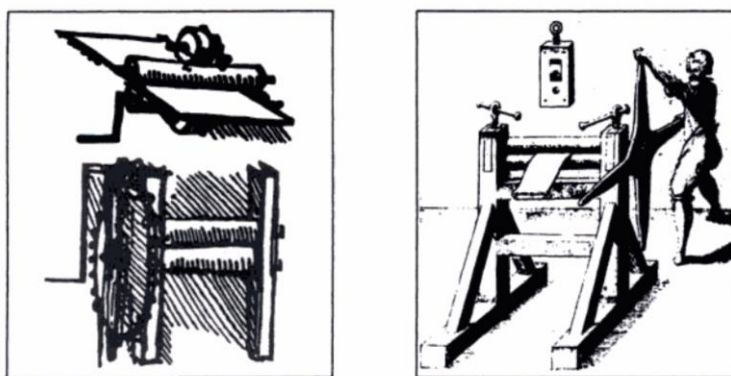
V textu teoretické části práce jsou rovněž popsány způsoby dělení rozmanitých typů válcovacích stolic dle specifického použití. Dále jsou stanoveny obecné požadavky na válcovací stolice kvarto, například z pohledu funkčnosti, ekonomičnosti nebo bezpečnosti. Následuje kapitola se základním přehledem terminologie, principů a výpočetních vztahů technologie válcování včetně náležitých schémat a odvození.

Praktická část se zaměřuje na samotný návrh a kontrolu konstrukčních uzlů stolice kvarto dle konkrétního zadání. Jsou popsány postupy a náležitosti procesu navrhování konkrétních kritických uzlů, jako jsou válce, jejich uložení v ložiskových tělesech, stavění válců a samotný rám celého stroje. Navrhnuté konstrukční celky jsou poté zkontrolovány dílčími výpočty z pohledu bezpečnosti, životnosti a deformací pod daným zatížením. Jejich tvar je posléze optimalizován pro zajištění funkčnosti celé válcovací stolice.

V celém procesu je využito CAD modelů dílů a sestav, jež jsou posléze využity k analýze pomocí MKP a ověření platnosti všech výpočtů.

2 Historický vývoj

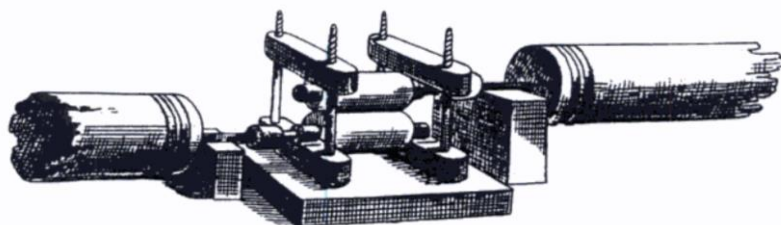
Válcování spadá do technologie tváření, jež byla historicky prvním způsobem, který lidé využívali ke zpracování kovových materiálů. Nejdříve byl tento proces závislý výhradně na lidské síle, primitivní proces ručního kování kladivem na kovadlině zmiňuje ve svém díle již Homér. Následně začali lidé využívat sílu hospodářských zvířat a během středověku došlo rovněž k zužitkování energie větru a vody. První ruční válcovací mechanismy malých rozměrů se používaly převážně ve šperkařství. Ve studiích Leonarda da Vinci z roku 1480 se objevuje první zmínka o skutečné válcovací stolici, ta byla pravděpodobně určena především pro válcování olova, případně jiného materiálu pro ražbu mincí. Přímý důkaz o zhotovení této stolice však neexistuje. V roce 1615 sestrojil Salomon de Caus ručně ovládanou válcovací stolici za účelem výroby olověných plátů. [1] [2]



Obrázek 2-1 Náčrt válcovací stolice od Leonarda da Vinci (vlevo), první sestrojovaná válcovací stolice (vpravo) [3]

Od druhé poloviny sedmnáctého století se začíná postupně uplatňovat technologie válcování za tepla. Největší rozmach byl patrný začátkem osmnáctého století v Anglii. Roku 1728 zavedl Angličan John Payne techniku válcování železného plechu. V roce 1754 Henry Cort zavedl válcování profilového železa, díky různě profilovaným povrchům válců ve stolicích. Patent na výrobu taženého drátu obdržel roku 1766 John Purnell. [4]

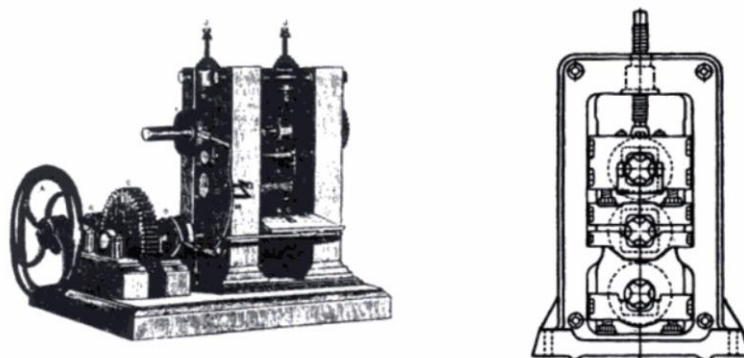
Významným mezníkem v mechanizaci válcování a tváření obecně byl vynález parního stroje, který si nechal 28. 4. 1784 patentovat James Watt. Důkazem budiž sestrojení reverzní válcovací stolice s parním pohonem, jež se podařilo anglickému technikovi Johnu Wilkinsonovi v roce 1792. V českých zemích datujeme vznik první válcovny do roku 1820, ta byla vybudována v Ondřejovicích u Jeseníku.



Obrázek 2-2 Válcovací stolice z roku 1755 pro válcování železných plechů [3]

Počátek devatenáctého století přinesl značný rozmach lodního i zbrojařského průmyslu, pro které bylo nutné přizpůsobit technologii válcování pro výrobu tlustých plechů o velkých rozměrech. Belgický inženýr Bernard Lauth vynalezl roku 1862 tzv. Lauthovo trio – válcovací stolice se třemi válci. V této době se rovněž začínají objevovat válcovací stolice koncepce

kvarto. Za zmínku stojí taktéž patent Archibalda Broomanna z roku 1856 na válcování bezešvých tenkostěnných trub.

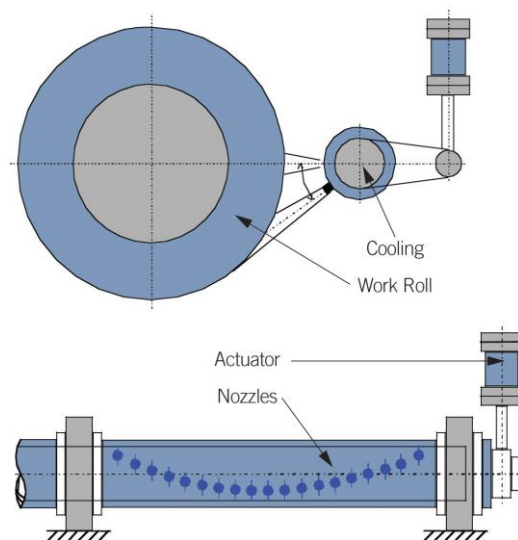


Obrázek 2-3 Rytina válcovací stolice z roku 1850 (vlevo), stolice typu trio vytvořené Johnem Fritzem (vpravo) [3]

Konec devatenáctého století přinesl vývoj v oblasti pohonů, pohonných mechanismů i řídicích systémů. Bratři Mannesmannové vynalezli v roce 1888 poutnickou stolici na výrobu tenkostěnných bezešvých trubek. Toto zařízení bylo spuštěno roku 1890 v odkoupeném závodě v Chomutově. Od počátků dvacátého století je možné pozorovat trend sériového řazení válcovacích stolic současné koncepce do tzv. válcovacích tratí. [5]

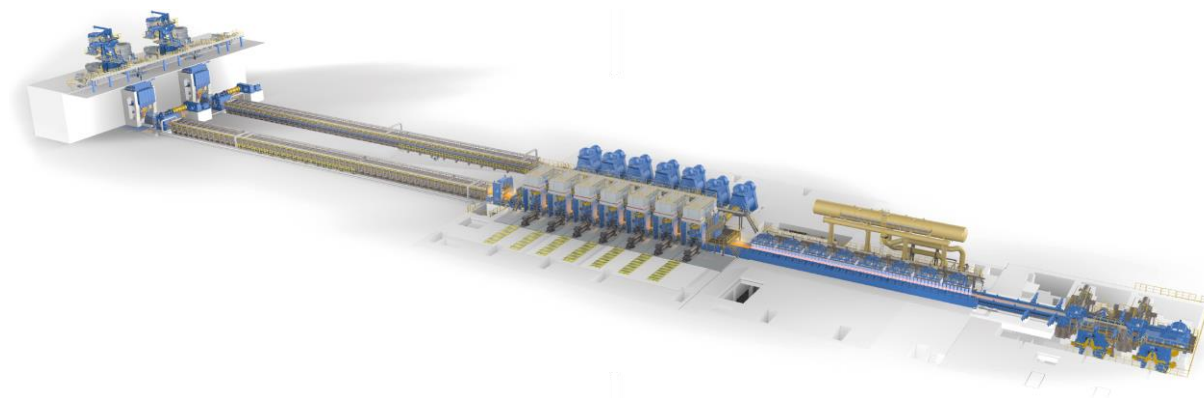
2.1 Současnost

V současné době je v oblasti válcovacích stolic, převážně kvůli neustále rostoucím nárokům na přesnost a efektivitu produkce, kladen vysoký důraz na možnost dynamické kontroly i řízení tvaru a profilu válcovaných polotovarů. Toho je docíleno kromě klasických CVC (Continuously Variable Crown) válců také sofistikovanějšími metodami, jako například RTC (Roll Thermal crown Cooling) nebo f2CR (Work roll and backup roll crossing), které umožňují přesné korekce tvářecích rozměrů bez nutnosti odstávky stroje. Důležitým parametrem z hlediska konkurenceschopnosti válcovacího zařízení je rovněž nízká náročnost na údržbu stroje a s ní spjaté produkční ztráty. [6] [5]



Obrázek 2-4 Schéma řízení průhybu válce tepelným ovlivněním (RTC) [5]

Válcovací stolice jsou v průmyslovém použití obvykle součástí válcovacích tratí, jelikož není možné dosahovat požadovaného rozměru jedním párem válců. Zástupcem takové tratě je například válcovací trat' CSP® výrobce SMS group. Podobné uspořádání zvyšuje plynulost, přesnost i efektivitu výroby. Tratě se mimo jiné skládají z pece, tryskacích zařízení, kalibrovací stolice, kontrolního stanoviště, dělicího zařízení, válcovacích stolic, chladicího zařízení a navíječky. Synchronizace a načasování všech elementů je klíčové pro plynulý chod válcovací tratě. [7]



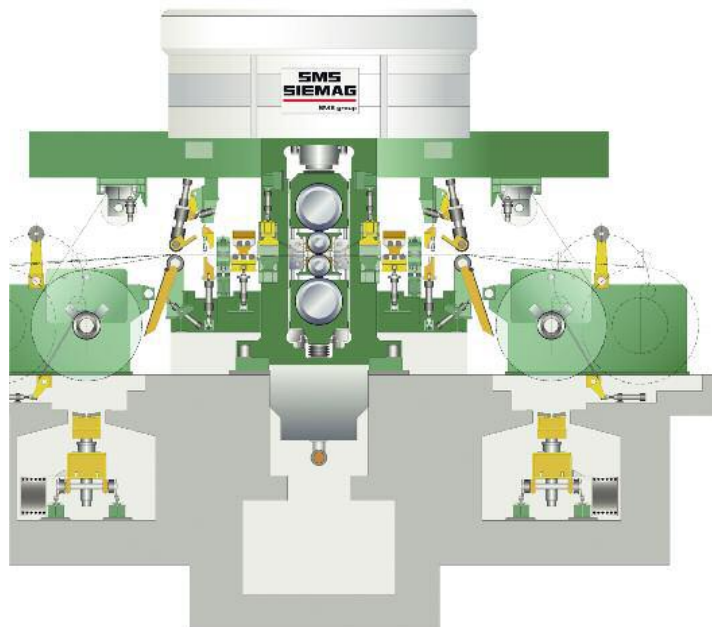
Obrázek 2-5 Válcovací trat' CSP® výrobce SMS group [7]

2.1.1 Současní výrobci

Zástupci výrobců válcovacích zařízení jsou například:

- **SMS group** – jeden z největších evropských dodavatelů tvářecích technologií pro hutní průmysl
- **Primetals Technologies** – konglomerát SIEMENS a Mitsubishi se zaměřením na hutní výrobu
- **ŽĐAS, a.s.** – přední český výrobce tvářecích strojů, v oblasti válcování dodává „zařízení, která jsou součástí válcoven nebo technologických linek... jako doplněk do stávajícího zařízení...“ [8]
- **Achenbach Buschhütten** – rodinná firma sídlící v Německu. Specializuje se na výrobu válcovacích strojů pro neželezné kovy.
- Výrobci pocházející z **Číny** – v současné době je největší nabídka válcovacích strojů dostupná na stránkách čínských výrobců (zástupci: Gongyi Hengxu Machinery, Zhengzhou Xinhua Heavy Machinery)

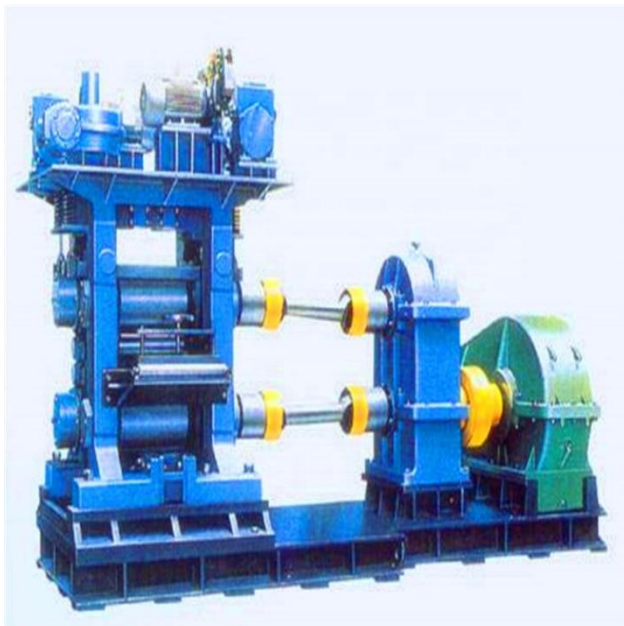
2.1.2 Zástupci stolic koncepce KVARTO



| | |
|---------------------|------------|
| Materiál válcování | Cu, bonz |
| Tloušťka materiálu: | |
| Vstup | 9-16 mm |
| Výstup | 0,5 -16 mm |
| Válcovací rychlost | 400 m/min |
| Kapacita | 75 000 t |

Tabulka 2-1 Parametry válcovací stolice SMS

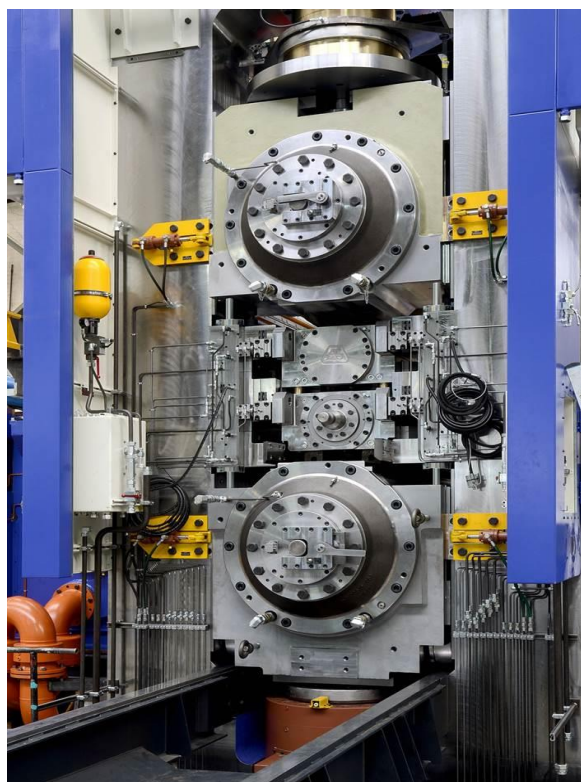
Obrázek 2-6 Schéma válcovací stolice pro válcování za studena, výrobce SMS [9]



| | |
|-----------------------|-------------|
| Délka válce | 800 mm |
| Průměr pracovního | 180 mm |
| Průměr opěrného válce | 420 mm |
| Tloušťka polotovaru | max 3 mm |
| Finální tloušťka | 0,05-1,5 mm |
| Válcovací síla | 2 400 kN |
| Válcovací rychlost | 0,25-5 m/s |
| Výkon motoru | 200 kW |

Tabulka 2-2 Parametry válcovací stolice GHM [10]

Obrázek 2-7 Menší válcovací stolice typ Ø180/420×850, válcování za studena, výrobce Gongyi Hengxu Machinery Manufacture [10]



| | |
|-----------------------|-------------|
| Materiál | Al |
| Délka válce | 2 500 mm |
| Průměr pracovního | 120 mm |
| Průměr opěrného válce | 380 mm |
| Finální tloušťka | 0,15 mm |
| Válcovací rychlost | 1 800 m/min |
| Hmotnost cívky | 32 000 kg |

Tabulka 2-3 Parametry válcovací stolice výrobce AB [11]

Obrázek 2-8 Válcovací stolice pro válcování hliníku za tepla, výrobce Achenbach Buschhütten [11]

2.2 Budoucnost

Směr předpokládaného vývoje v oblasti válcovacích zařízení nikterak nevybočuje z trendů průmyslu 4.0, který klade hlavní důraz na automatizaci, sběr a vyhodnocování dat, za účelem zefektivnění a zlevnění výroby. Je tady možné očekávat vysoké uplatnění měřících senzorů a čidel, sledujících mechanické i teplotní parametry všech elementů válcovací linky. Na základě automaticky vyhodnocených dat pak bude možné například optimalizovat údržbu strojů, předcházet jejich poruchám, případně zvýšit produktivitu celé linky. [12]

Nepopíratelně bude také stále docházet ke zvyšování bezpečnosti a jednoduchosti ovládání, pravděpodobně se stane běžnou záležitostí také automatická výměna a nastavení nástroje ve snaze o minimální zapojení člověka do výrobního procesu a omezení lidské chyby.

3 Rozdělení válcovacích stolic

Z hlediska výrobní technologie je možné válcovací stolice zařadit do kategorie tvářecích strojů s nepřímým pohybem nástroje. To jsou zařízení, která k dosažení požadovaného tvaru výrobku využívají plastických deformací uvnitř materiálu vyvozených vnějším silovým působením na polotvar.

Obecně je možné válcovací stolice dělit na dvě základní skupiny:

- manuální
- průmyslové – hutní

3.1 Manuální válcovací stolice

Jedná se o relativně malá, konstrukčně velmi jednoduchá zařízení určena především k domácímu, nebo dílenskému použití. Pohon je většinou ruční přes kliku a ozubený převod, případně elektromotorický. Rám je především svařenec, nebo jednoduchý odlitek. Výměna a ustavení válců je většinou realizována přes ruční závit. Využití mají především při válcování a rovnání tenkých plechů, ve šperkařství, případně je možné se s touto technologií setkat v keramických dílnách, pro vytváření plátů z hlíny.



Obrázek 3-1 Manuální válcovací stolice s elektropohonem - W11-1.2x1500 (vlevo), Válcovací stolice RM2 na keramiku (vpravo)

Manuální válcovací stolice s elektropohonem - W11-1.2x1500

| | |
|--------------------|---------|
| Maximální tloušťka | 1.2 mm |
| Maximální šířka | 1500 mm |
| Výkon motoru | 1,5 kW |
| Hmotnost | 280 kg |

Tabulka 3-1 Tabulka parametrů válcovací stolice s elektropohonem [13]

Válcovací stolice RM2 – keramika

| | |
|----------------------------|------------|
| Šířka | 960 mm |
| Nastavitelná výška | 0-85 mm |
| Maximální válcovací plocha | 650x850 mm |
| Hmotnost | 105kg |

Tabulka 3-2 Tabulka parametrů válcovací stolice na keramiku [14]

3.2 Průmyslové – hutní válcovací stolice

Jde o rozměrné a konstrukčně sofistikované tvářecí stroje, určené k válcování velkých polotovaru. Pohon stroje je většinou řešen výkonným elektromotorem. Kvůli značným nárokům na tuhost jsou jednotlivé rámy většinou tvořeny z masivních odlitků, nebo jsou jejich segmenty svařovány, případně spojovány šrouby. Používají se především v hutní produkci, jsou na nich vyráběny polotovary (plechy, trubky), nebo hotové profily (kolejnice, svodidla).

Podle technologického určení dělíme válcování na dvě hlavní skupiny, konkrétně hotovostní a hutní předvalkové válcování. U hutního válcování se jako polotovary zpracovávají velké ingoty a produktem jsou předvalky – například sochory, bramy, či bloky. Na těchto linkách může docházet k velkým úběrům materiálu, jelikož zde nejsou takové nároky na přesnost jako v případě hotovostního válcování.

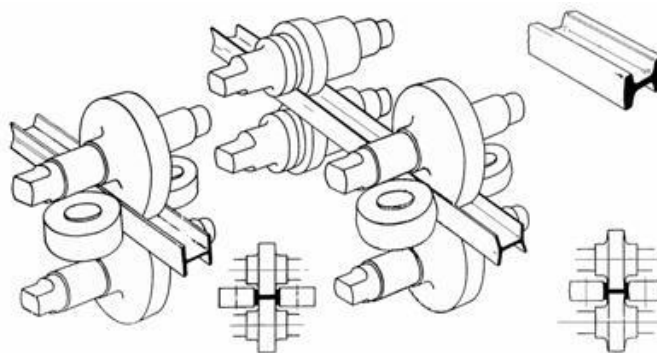
V případě hotovostního válcování se jako polotovary zpracovávají předvalky a produktem, jak název napovídá, jsou již hotové výrobky – plechy, tyče, kolejnice atd. Na těchto tratích se nachází větší počet stolic s menším úběrem materiálu pro dosažení vyšších požadovaných rozměrových přesností i jakosti povrchu. [15]

3.3 Způsoby rozdělení

Hutní válcovací stolice je možno rozdělit do několika skupin podle zvolených hledisek:

3.3.1 Dle konstrukčního uspořádání

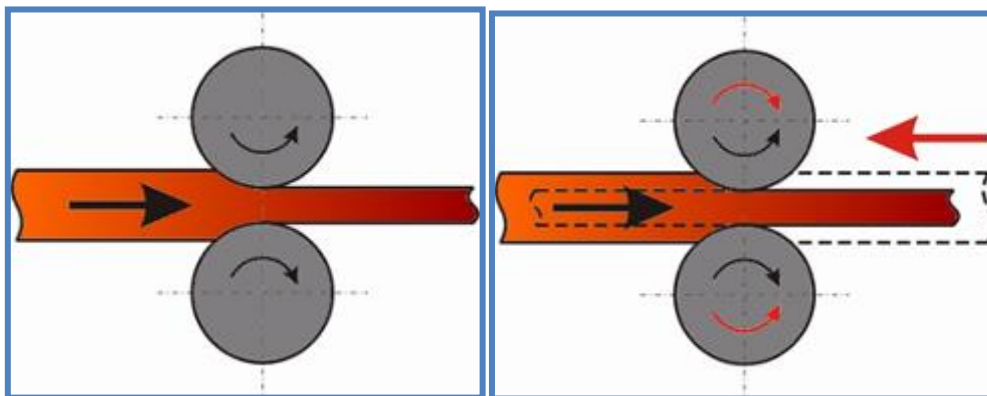
- Vertikální – osy válců jsou svislé
- Horizontální – osy válců jsou vodorovné
- Univerzální – všechny válce možno nastavovat, kombinace obou předchozích způsobů.



Obrázek 3-2 Univerzální dvojitě duo [16]

3.3.2 Dle smyslu otáčení

- Jednosměrné (průběžné) – rotace pouze jedním směrem
- Reverzní (vratné) – možná změna směru rotace válců



Obrázek 3-3 Jednosměrná a reverzní válcovací stolice [1]

3.3.3 Dle druhu válců

- Hladké – pro válcování plechů
- Rýhované – pro válcování předvalků
- Kalibrované – pro válcování profilů



Obrázek 3-4 Hladké, rýhované a kalibrované válce [17] [18]

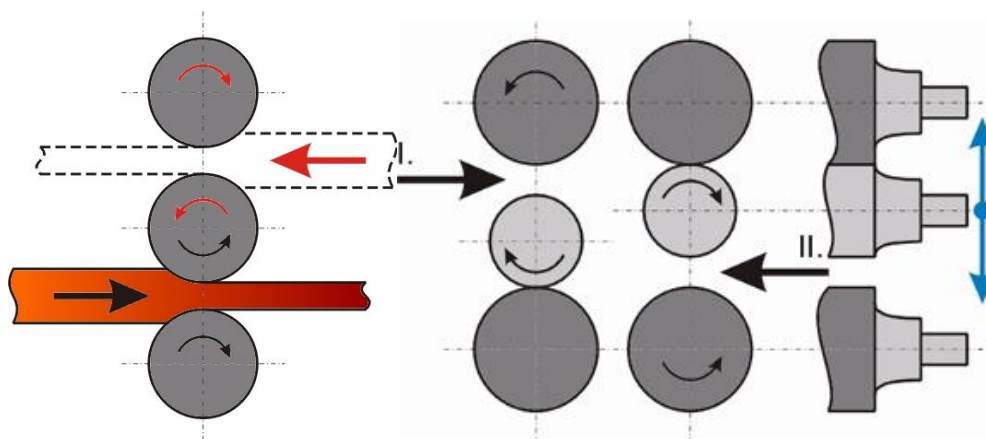
3.3.4 Dle druhu rámu

- Otevřený – je složen z několika spojených částí
- Uzavřený – složen z jednoho kusu materiálu

3.3.5 Dle počtu válců

Pouze pracovní válce:

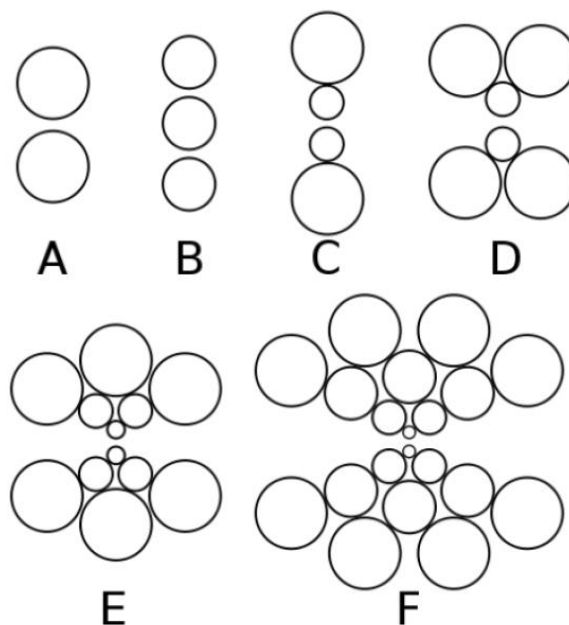
- Duo – k válcování jsou použity pouze dva pracovní válce
- Dvojitě duo – stolice má čtyři válce umístěné ve dvou párech, které se otáčejí v opačném smyslu.
- Trio – v prvním směru se materiál válcuje mezi horním a prostředním válcem, v tom druhém prochází mezi prostředním a dolním válcem. Prostřední válec bývá uložen pevně, ostatní jsou nastavitelné.
- Lauthovo trio – horní a spodní válce jsou poháněny a prostřední válec je vlečen a otáčí se pouze vlivem tření. Při každém průchodu materiálu se opírá o materiál a vnější válec.
- Univerzální stolice – Jsou zde použity horizontální, vertikální nebo šikmé válce. [15]



Obrázek 3-5 Trio a Lauthovo trio [15]

Pracovní i opěrné válce

- **Kvarto (C)** – Používají se 4 válce, dva prostřední jsou pracovní a vnější válce jsou opěrné. Opěrné válce mají větší průměr než pracovní.
- **Sexto (D)** – Za účelem zvýšení tuhosti se zde používá více opěrných válců.
- Decento
- Dvanáctiválec (E)
- Dvacetiválec (F)
- Planetová válcovací stolice



Obrázek 3-6 Typy válcovacích stolic s opěrnými válci [19]

4 Charakteristika stolice KVARTO

Jedná se o válcovací stroj se dvěma pracovními a dvěma opěrnými válci, uloženými většinou v jedné rovině. Opěrné válce u stolice kvarto umožňují vyšší zatížení stroje a snížení průhybu pracovních válců. Je možné ji využít pro válcování plechu a pásové oceli za tepla i za studena.

4.1 Základní konstrukční prvky

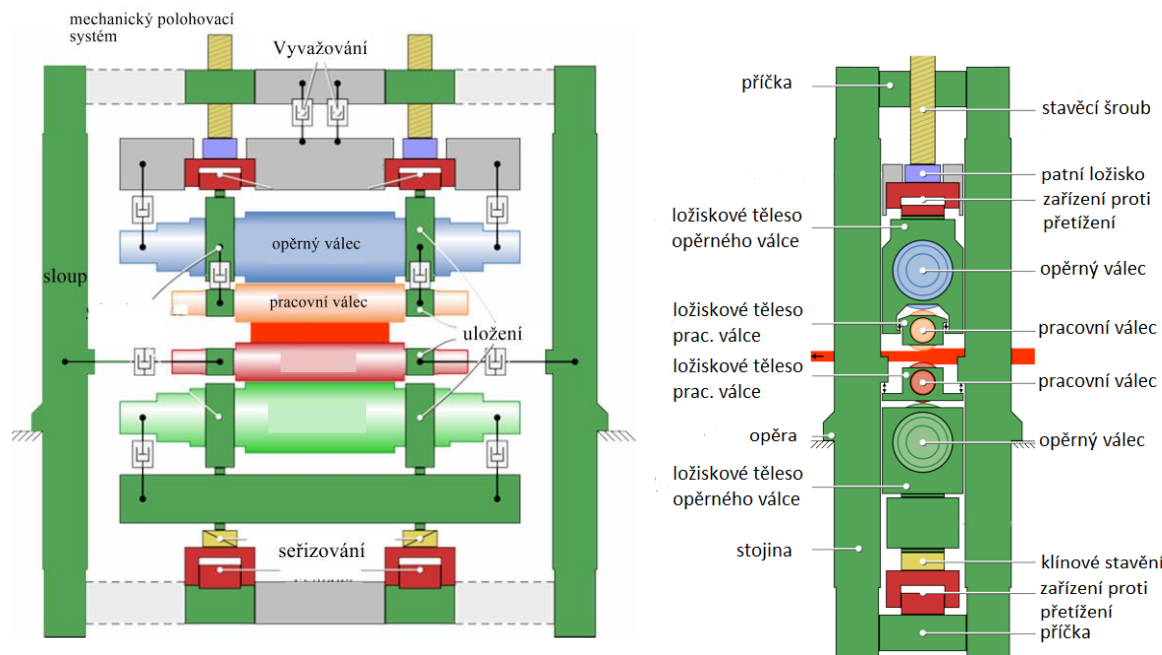
Mezi hlavní konstrukční uzly umožňující spolehlivý chod válcovací stolice patří: [20]

Rám válcovací stolice – rám stolice je vytvořen ze dvou samostatných „O“ ráků, které jsou pevně navzájem spojené a mezi kterými dochází ke tváření materiálu. Oba ráky zachycují veškeré síly, které jsou do nich během válcování přenášeny z válců přes uložení. Je zde nezbytná dostatečná tuhost a pevnost pro zajištění požadované tloušťky a přesnosti tváření materiálu. Po jejich vnitřních stěnách jsou vedena ložisková tělesa, jednak během výměny válců nebo při nastavování požadované mezery mezi pracovními válci.

Pracovní válec – přicházejí do kontaktu s válcovaným materiálem, jejich průměr závisí na maximálním úběru tvářeného materiálu a tzv. úhlu záběru α , ten je důležitým parametrem pro vtažení materiálu mezi válce. Střední část, sloužící k válcování materiálu se nazývá tělo válce. Po obou stranách jsou umístěné čepy, pomocí nichž je válec upevněn v ložiskách a může přes ně být rovněž přenášen krouticí moment z motoru nebo převodovky. Proto čepy mívají maximální konstrukčně přípustný průměr. Délka těla bývá v závislosti na šířce polotovaru o 50 až 150 mm větší než šířka válcovaného materiálu. Pro zajištění chlazení mohou být válce duté. Povrch musí být tvrdý, materiálem bývá nástrojová ocel.

Opěrné válce – používají se ke zmenšení průhybu pracovních válců, které se o ně opírají, z toho důvodu mají značně větší průměr. Tělo opěrných válců je opět osazeno čepy, které také mohou v případě nedostatku místa pro pohon pracovních válců přenášet krouticí moment z motoru/převodovky. Tvrdost materiálu musí být mírně nižší než u pracovních válců, aby nedošlo k jejich opotřebení, ale zároveň nesmí dojít k vtlačení pracovních válců do opěrných.

Uložení válců – Bývá řešeno víceřadými kuželíkovými nebo válečkovými ložisky, která jsou vložena do ložiskových těles. Tato tělesa jsou uložena v rámu válcovací stolice a je přes ně zajištěn přenos válcovací síly. Dále umožňují polohování pracovních i opěrných válců.



Obrázek 4-1 Schéma konstrukčních prvků stolice kvarto [21]

Stavění válců – může být realizováno pomocí stavěcího šroubu, nebo hydraulických válců, umístěných v horní části stojanu.

Vyvažování válců – jeho účelem je zdvihnutí horních válců do takové polohy, aby byla zachována stanovená mezera mezi pracovními válci a dodržena přesnost válcovací mezery. Síla je vyvozena rovněž hydraulickými válci.

Pohon a převodovka – pohon válcovacího stroje je řešen téměř výhradně elektromotorem, který je (většinou po vhodném zpřevodování) připojen pomocí kardanové hřídele přes objímku k pracovním, nebo opěrným válcům.



Obrázek 4-2 Připojení pohonu k pracovním válcům pomocí kardanové hřídele [22]

4.2 Požadavky

Pro zajištění konkurenceschopnosti stroje je nezbytné, aby jeho konstrukční řešení splnilo řadu kritérií a požadavků pro zajištění ideálních provozních vlastností. Pro nalezení optimálního řešení u reálného stroje, který musí být zároveň přiměřeně finančně nákladný, se konstruktérská praxe zaměřuje na následující aspekty: [1]

Ergonomické hledisko – „*Ergonomie humanizuje techniku tím, že klade důraz na antropocentrický přístup k řešení výrobních systémů.*“ [1] Jedná se především o uživatelskou přívětivost, hygienu, tj. čistitelnost zařízení a komfort obsluhy.

Estetické hledisko – estetická kritéria by měla být nedílnou součástí konstrukčního návrhu, jedná se především o výrobní provedení, tvarovou jednotnost a barevnost.

Ekologické hledisko – na tento aspekt je kladen stále se zvyšující důraz. Je nutno minimalizovat materiálovou a energetickou náročnost výroby i provozu zařízení, stejně jako možnost ohrožení okolního prostředí.

Ekonomičnost – zásadní aspekt pro tržní uplatnění stroje. Již k předchozímu se váže minimalizace hmotnosti a energetické náročnosti stroje.

Výkonnost – u válcovacích zařízení je základním měřítkem výkonnosti hmotnost vyválcovaného materiálu za jednotku času při dané redukci. Je možno ji zvýšit maximalizací časového využití pracovního cyklu (zvýšení rychlosti válcování).

Přesnost výroby – je možné určit dle odchylky výrobku od jeho teoretického rozměru. Cílem přesné výroby je minimalizace dokončovacích operací. Druhy přesností dělíme na geometrickou, kinematickou, pracovní a přesnost nastavení nástroje (válce). Přesnost výroby je ovlivněna především tuhostí jednotlivých částí válcovacího stroje a jejich uložením. Dále geometrickou přesností činných ploch, vlastnostmi polotovaru nebo technologickými vlivy (teplota, vlhkost prostředí).

Provozní spolehlivost a trvanlivost – zajišťuje dlouhodobou schopnost plnění předepsaných funkcí stroje. Podstatnými parametry jsou: bezporuchovost, životnost, udržovatelnost, trvanlivost. Hodnotit lze především podle pravděpodobnosti vzniku poruchy nebo charakterem závažnosti jednotlivých závad.

Bezpečnost – každý tvářecí stroj musí splňovat sadu zákonem předepsaných ochranných zařízení pro zajištění bezpečnosti provozu z hlediska stroje a především z hlediska jeho obsluhy. Je nutné zamezení kontaktu osob s rotujícími částmi stroje případně s manipulací jeho částí při provozu stroje.

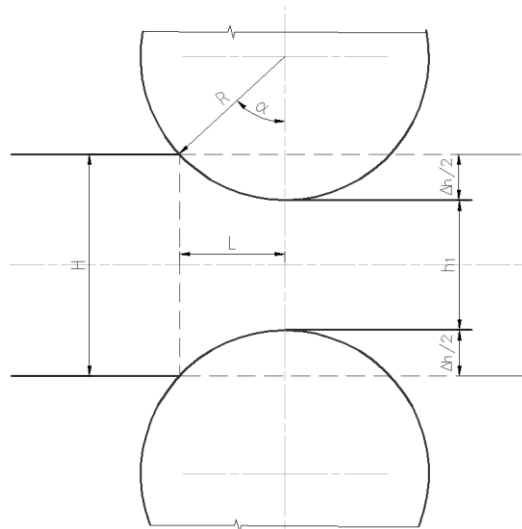
Tuhost – jedná se o odolnost jednotlivých částí stroje proti pružným deformacím způsobených vnějším zatížením. Má značný vliv na výrobní přesnost. Rovněž je podstatným kritériem pro návrh tvaru a rozměrů částí válcovacího stroje.

Stabilita – v tomto případě mluvíme především o teplotní a dynamické stabilitě. Především během válcování za tepla jsou primárně pracovní válce značně tepelně namáhané a pro dodržení jejich rozměrové stálosti je nutné zajistit chlazení. Konstrukce stroje by rovněž měla zamezit šíření chvění a kmitů negativně ovlivňujících jeho výrobní přesnost.

5 Výpočtové vztahy technologie válcování

Zde uvedené vztahy a postupy výpočtu parametrů válcovací stolice jsou odvozené pro technologické operace válcování za studena. Platnost takto dosažených výsledků by měla být zaručena i při válcování za tepla, jelikož při takové operaci je zapotřebí menších válcovacích sil.

5.1 Základní schéma a veličiny



Obrázek 5-1 Schéma technologické operace válcování

Mezi základní veličiny technologické operace válcování patří:

| | |
|------------------------------------|---------------------------|
| Tloušťka polotovaru před tvářením: | H [mm] |
| Tloušťka polotovaru po tváření: | h_1 [mm] |
| Poloměr pracovního válce: | R [mm] |
| Absolutní úběr: | $\Delta h = H - h_1$ [mm] |
| Uhel záběru: | α [°] |
| Délka pásma deformace mezi válci: | L [mm] |

Ze schématu platí:

$$\cos \alpha = \frac{R - \frac{\Delta h}{2}}{R} = 1 - \frac{\Delta h}{2R} \Rightarrow \frac{\Delta h}{2R} = 1 - \cos \alpha \quad (1)$$

Z definice goniometrické funkce lze upravit na tvar:

$$\left| \sin \frac{\alpha}{2} \right| = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}} \Rightarrow \sin \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{\Delta h}{4R}} \quad (2)$$

S využitím definičního vztahu:

$$\sin \alpha = 2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

Následně je možné (s předpokladem malé velikosti α) získat předpis pro délku pásma deformace:

$$L = R \cdot \sin \alpha = R \cdot 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \approx 2 \cdot R \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot R \cdot \sqrt{\frac{\Delta h}{4R}} \quad (4)$$

$$L = \sqrt{R \cdot \Delta h}$$

Pomocí tohoto výrazu je možné vyjádřit přibližné velikosti válcovací síly F :

$$F = k_{stř} \cdot b \cdot \sqrt{R \cdot \Delta h} \quad [N], \quad (5)$$

kde:

$k_{stř}$ je střední přetvárný odpor válcovaného materiálu [$N \cdot mm^2$]

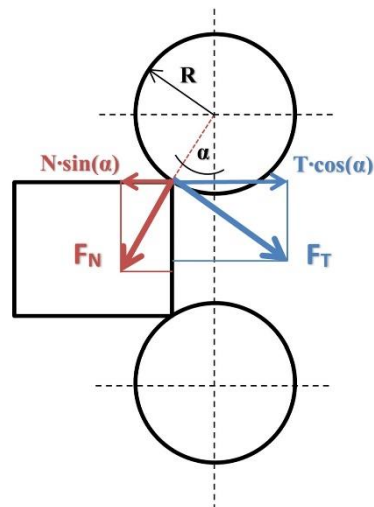
b je šířka válcovaného polotovaru [mm]

a krouticího momentu M_k na jednom pracovním válci válcovací stolice:

$$M_k = \frac{F}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt{R \cdot \Delta h} = \frac{F}{4} \sqrt{R \cdot \Delta h} \quad [Nm]. \quad (6)$$

Z výše uvedeného je zřejmé, že u válcovací stolice s opěrnými válci je z hlediska minimalizace silového namáhání stroje vhodné volit pracovní válce s nejmenším možným průměrem nutným pro požadovanou velikost úběru. [1] [20]

5.2 Podmínka vtažení polotovaru mezi válce



Obrázek 5-2 Schéma silového rozkladu působícího na polotovar ve válcovací mezeře

V okamžiku kontaktu polotovaru s povrchem pracovních válců začne v bodě styku ve směru tečném působit třecí síla F_T a ve směru normálovém síla F_N . Složky těchto sil se ve vertikálním směru navzájem vyruší se silami od protilehlého válce. Pro vtažení polotovaru jsou tedy rozhodující jen horizontální složky těchto sil. Aby došlo ke vtažení materiálu mezi válce, je nutné, aby byla splněna následující podmínka, která je patrná ze schématu:

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

$$N \cdot f \cdot \cos \alpha > N \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

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

$$f > \tan \alpha$$

Tedy, že součinitel tření f mezi válcem a materiálem musí být větší, než tangenta úhlu záběru.

Dále je možné vztah upravit dosazením za součinitel tření $f = \tan \varphi$; kde φ je třecí úhel:

$$\tan \varphi > \tan \alpha$$

$$\varphi > \alpha$$

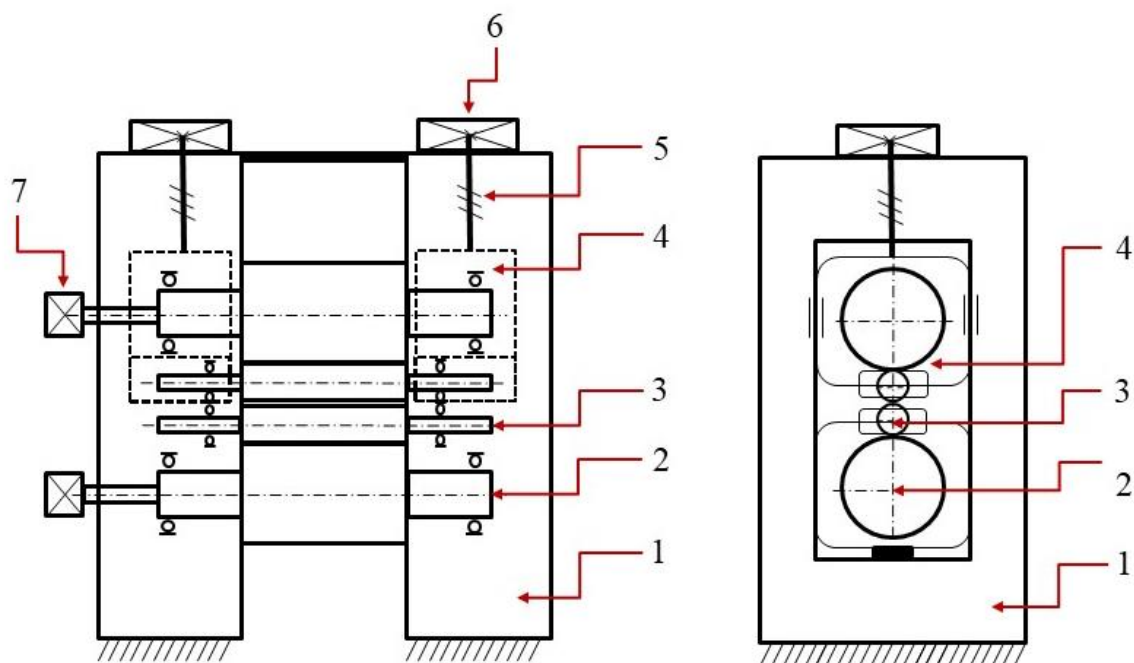
Z výsledného vztahu vyplývá, že třecí úhel φ musí být vždy větší, než úhel záběru α .

Je tedy patrné, že to, zda bude polotovar vtažen mezi válce, závisí pouze na velikosti úhlu α , ten je podle vztahu (1) funkcí absolutního úběru a průměru válce. Součinitel tření, resp. třecí úhel, je možné ovlivnit volbou materiálu, jeho drsností, nebo teplotou. [1] [20]

6 Návrh vybraných konstrukčních uzlů

V této praktické části bakalářské práce je popsán postup návrhu a kontroly vybraných konstrukčních uzlů stavební struktury válcovací stolice kvarto. Finálním požadavkem pro výstup této bakalářské práce je výpočet válců a návrh jejich uložení. Mezi základní výpočty válcovací stolice však patří také návrh rozměrů a následná kontrola rámu. Rám však není možné navrhnout bez znalosti rozměrů dílčích stavebních prvků. Těmi jsou především stavěcí šroub a matice, ložisková tělesa opěrného válce a tělesa pracovního válce.

Proto je nejprve proveden návrh rozměrů pracovních i opěrných válců a jejich kontrola z hlediska napětí i deformace. Dále zvoleno uložení válců pomocí valivých ložisek a následně provedena kontrola splnění požadované životnosti. Pro zajištění funkčnosti válcovací stolice i při zbrošení válců je nutné správně navrhnout rozměry ložiskových těles. Dále je navržen a zkontrolován stavěcí šroub s maticí a pro něj zvoleno vhodné uložení. Rám je navržen a zkontrolován rovněž z pohledu deformace i napětí. Ke kontrole válců a rámu je využito analytického výpočtu a rovněž MKP analýzy.



Obrázek 6-1 Pracovní kinematické schéma válcovací stolice kvarto

1 – rám, 2 – opěrný válec, 3 – pracovní válec, 4 – ložiskové těleso,

5 – stavěcí šroub, 6 – pohon stavění, 7 – pohon válců

6.1 Zadání

Samotný postup návrhu, výpočtů i kontroly rozměrů vybraných konstrukčních uzlů vychází z následujícího zadání:

Válcovací stolice KVARTO pro válcování ocelových pásů za studena

| | |
|--------------------------------|--------------------|
| Průměr pracovního válce | 200 mm |
| Průměr opěrného válce | 1 000 mm |
| Délka těla válce | 1 500 mm |
| Stavěcí síla | 10 000 kN |
| Válcovací rychlost | 10 – 30 m/s |
| Rychlost stavění | 6 mm/min |

Tabulka 6-1 Zadání parametrů válcovací stolice kvarto

6.2 Válce

Vzhledem k zadaným rozměrům válců i stanovené válcovací síle vychází návrh jejich finálních rozměrů především z výpočtů potřebného průměru čepů a následné volby dostupných ložisek pro jejich uložení. Postup těchto výpočtů se liší u pracovního a opěrného válce z důvodu rozdílných přenášených zatížení.

Výpočetní návrh průměru čepu opěrného válce vychází z předpokladu zatěžování především ohybem z válcovací síly a krutem kvůli tření v ložiskách. Zadáním je stanovena délka těla opěrného válce $l_o = 1500$ mm, na základě toho vypočten a dle rozměrů dostupných ložisek určen průměr čepu $\varnothing d_o = 600$ mm.

Zatížení čepu pracovního válce je předpokládáno ohybem ve směru válcování materiálu. Délka těla pracovního válce je zadána $l_p = 1500$ mm a průměr čepu určen na $\varnothing d_p = 105$ mm. Přesné rozměry opěrného válce jsou uvedeny v příloze č. 1. Materiál válců zvolena ocel ČSN 41 2140.9.



Obrázek 6-2 CAD model opěrného válce



Obrázek 6-3 CAD model pracovního válce (není v měřítku)

6.3 Stavěcí šroub a matice.

Návrh rozměrů stavěcího šroubu vychází z prostého tahového/tlakového zatížení válcovací silou. Byl zvolen šroub s lichoběžníkovým rovnoramenným závitem o průměru 300 mm a stoupáním 12 mm, nesoucí označení Tr 300x12. Materiál ocel ČSN 41 5241.3.

Matice stavěcího šroubu je navržena s ohledem na vypočtený maximální tlak v závitech a její výška stanovena na $L_m=600$ mm. Vnější průměr matice byl navržen na $D_m = 320$ mm. Matice je zalisována do díry v horní příčce rámu a zajištěna šrouby proti pootočení. Materiál zvolen bronz ČSN 42 3123.

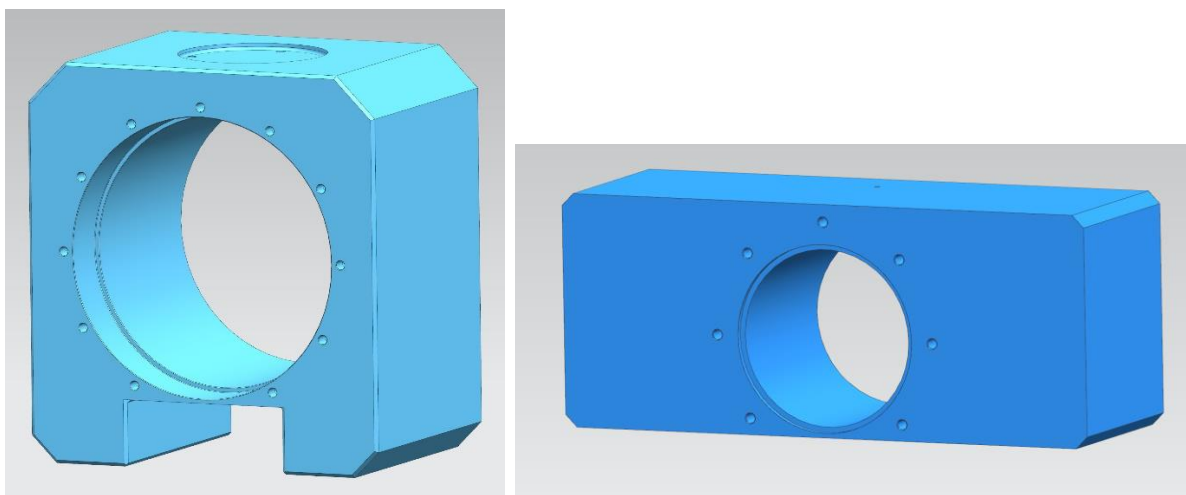
6.4 Ložisková tělesa

Hlavní rozměry ložiskových těles – domků vychází primárně z rozměrů zvolených ložisek. Tělesa opěrných válců zajišťují přenos válcovacích sil do rámu přes šroub stavění, se kterým jsou spojena axiálním ložiskem. Na bocích jsou vertikálně vedena podél stěn rámu. Ložisková tělesa pracovních válců jsou vnořena do ložiskových těles opěrných válců tak, aby byl zajištěn kontakt mezi tělem pracovního a opěrného válce. Zároveň musí jejich rozměry respektovat možnou změnu vzájemné polohy způsobenou zbroušením válců. V neposlední řadě je nutné zajistit, aby ani při maximálním zbroušení pracovních válců o 10% nedošlo ke vzájemnému dosednutí těchto těles.

Pro výpočet hlavních rozměrů je využito empirických vztahů používaných ve společnosti TS Plzeň. Finální podoba a velikost stanovena na základě výsledných rozměrů uložení, podmínka pro nedosednutí je ověřena v CAD sestavě válcovací stolice. Rozměry navržených ložiskových těles:

Těleso opěrného válce: šířka $l_o = 1140$ mm, výška $h_o = 1210$ mm, hloubka $b_o = 755$ mm.

Těleso pracovního válce: šířka $l_p = 510$ mm, výška $h_p = 210$ mm, hloubka $b_p = 166$ mm.



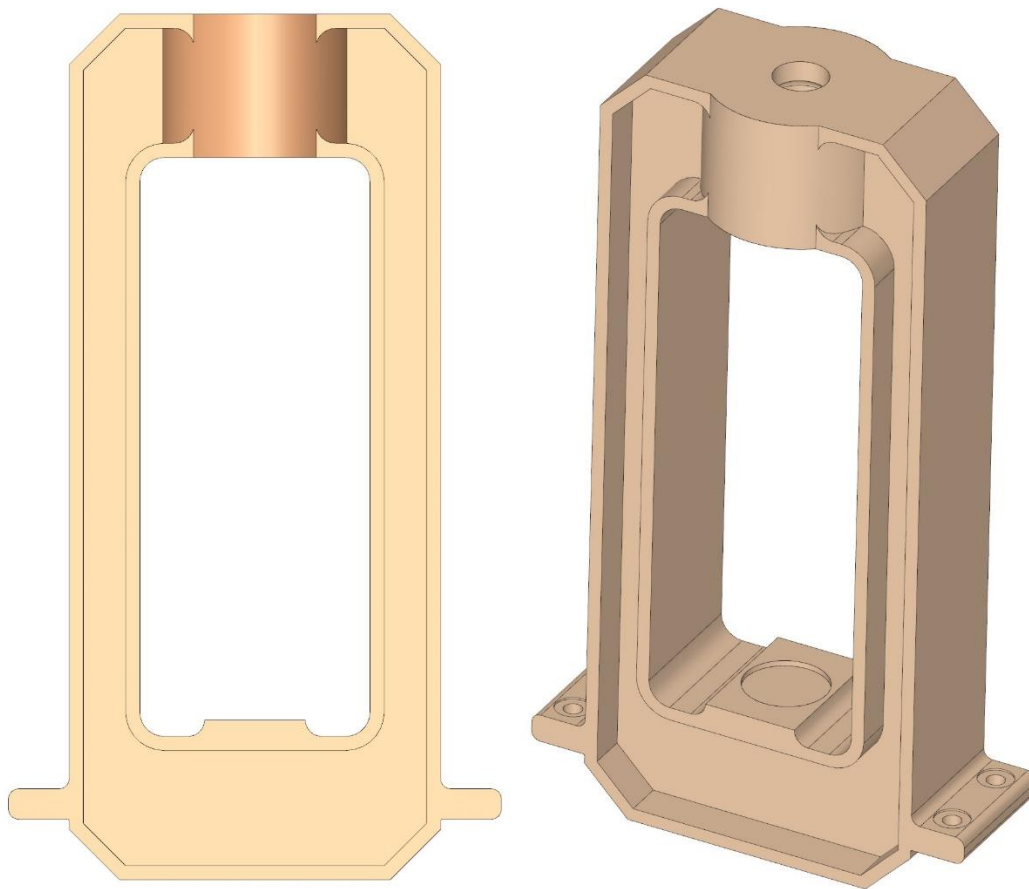
Obrázek 6-4 CAD modely zjednodušených ložiskových těles, vlevo opěrný, vpravo pracovní (není v měřítku)

6.5 Rám

Rozměry rámu byly stanoveny na základě velikosti a potřeb prostorového uspořádání dílčích konstrukčních uzlů (stavění, ložisková tělesa atd.). Rám musí zajistit dostatečnou tuhost celé sestavy, ale zároveň nesmí být předdimenzovaný. Výchozí hodnotou pro navržení rámu je potřebná výška vnitřního obdélníkového okna, tedy prostor mezi dolní a horní příčkou. Ta je stanovena po uvážení rozměrů ložiskových těles, spodní dosedací plochy a zdvihu stavěcího šroubu pro vytvoření válcovací mezery. Šířka vnitřního okna rámu, tedy prostor mezi stojinami odpovídá šířce ložiskového tělesa opěrného válce, stejně tak je tomu u hloubky rámu.

Vnější rozměry se určují na základě zadaných podmínek tuhosti celého rámu, totéž platí i pro tvar a velikost průřezu příček a stojin. Dimenzování na finální rozměry je provedeno za pomoci kombinace analytických výpočtů a numerických simulací, které jsou popsány v následujících kapitolách. Nejprve se vycházelo ze značně předdimenzovaného rámu s plným průřezem a iteračním procesem byl finální tvar rámu určen následovně:

šířka rámu $L_1 = 1840$ mm, výška rámu $H_1 = 4290$ mm, vnitřní šířka $L_2 = 1140$ mm, vnitřní výška $H_2 = 2790$ mm, hloubka rámu $b = 755$ mm. Tvar průřezu stojin i příček odpovídá „I“ profilu. Přesné jednotlivé rozměry jsou uvedeny v kapitole analytických výpočtů, (tabulka 7 -5). Materiál zvolena uhlíková ocel na odlitky ČSN 42 2643.



Obrázek 6-5 CAD model výsledného rámu

7 Analytické výpočty jednotlivých konstrukčních uzlů

V této části je provedena kontrola tuhosti, pevnosti a bezpečnosti navržených částí válcovací stolice za pomoci analytických výpočetních metod.

7.1 Kontrola stavěcího šroubu

Mechanismus stavění je složen ze stavěcího šroubu a matice. Napjatost ve šroubu je určena tak, že šroub modelujeme pomocí prutu, který je namáhán na tah/tlak polovinou válcovací síly F a zároveň na krut od momentu pohonu stavění M_z při změně polohy. Dále je nutné zkontrolovat maximální tlak v závitech p_z .

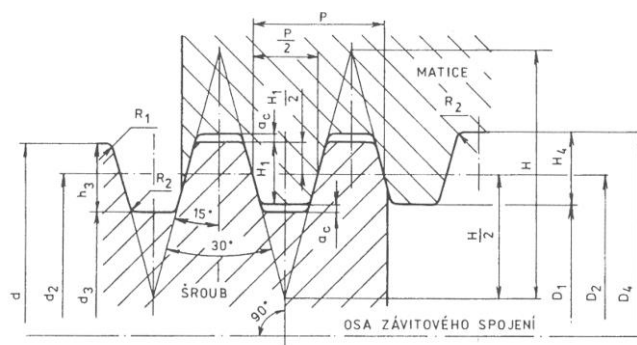
7.1.1 Parametry závitu

| | |
|----------------------------|------------|
| Značení závitu | Tr 300 x12 |
| Stoupání P | 12 mm |
| Střední průměr $d_2 = D_2$ | 293,5 mm |
| Malý průměr šroubu d_3 | 287 mm |
| Velký průměr matice D_4 | 301 mm |
| Malý průměr matice D_1 | 288 mm |
| Výška matice L | 600 mm |

Tabulka 7-1 Rozměrové parametry závitu stavěcího šroubu

| Materiál šroubu | Modul pružnosti v tahu E | Modul pružnosti ve smyku G | Mez kluzu Re | Dovolené napětí σ_D | Materiál matice | Dovolené otláčení p_D |
|-----------------|--------------------------|----------------------------|--------------|----------------------------|-----------------|-------------------------|
| ČSN 41 5241.3 | 214 GPa | 83 GPa | 560 Mpa | 180 Mpa | ČSN 42 3123 | 25 MPa |

Tabulka 7-2 Materiálové a mechanické charakteristiky stavěcího šroubu a matice



Obrázek 7-1 Rozměry lichoběžníkového závitu [23]

7.1.2 Výpočet napětí

Průřez pro výpočet tlakového napětí (viz obr. 7-1):

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (8)$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{293,5 + 287}{2} \right)^2 = 66,28 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

Krouticí moment při chodu pod zátěží s uvažováním tření v patním ložisku: [24]

$$M_Z = \frac{F + d_2}{2} \cdot \left(\frac{P \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + \pi f d_2}{\pi d_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - f P} \right) + (0,5 \cdot \mu \cdot F \cdot d_l) \quad (9)$$

Kde M_Z je krouticí moment [Nm],

F je polovina válcovací síly [N],

α je úhel profilu závitu [°],

f je součinitel tření v závitu [-],

μ je součinitel tření v patním ložisku [-],

d_l je střední průměr patního ložiska [mm].

$$M_Z = \frac{5 \cdot 10^6 + 293,5}{2} \cdot \left(\frac{12 \cdot \cos \frac{15}{2} + \pi \cdot 0,15 \cdot 293,5}{\pi \cdot 293,5 \cdot \cos \frac{15}{2} - 0,15 \cdot 12} \right) + (0,5 \cdot 0,05 \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 388)$$

$$M_Z = 172,62 \text{ Nmm}$$

Napětí v tahu:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{5 \cdot 10^6}{66,28 \cdot 10^3} = 75,44 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_Z}{W_k} = \frac{16M_Z}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 172,62 \cdot 10^6}{\pi \cdot 287^3} = 37,15 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{75,44^2 + 4 \cdot 37,15^2} = 105,89 \text{ MPa}$$

Kde W_k je modul průřezu v krutu [mm³],

σ_{RED} je redukované napětí [Pa].

$$\sigma_{RED} < \sigma_D = 180 \text{ MPa}$$

Šroub vyhovuje.

7.1.3 Tlak v závitu

Výpočet dovoleného tlaku v závitu šroubu: [24]

Zahrnutí vrubů na šroubu:

$$\bar{\sigma}_{D\check{s}} \cong \frac{1}{2} \cdot \frac{R_e}{s_k} = \frac{1}{2} \cdot \frac{560}{1,5} = 186,7 \text{ MPa}$$

Dovolené otačení v klidu za předpokladu, že zatížení nese primárně $\frac{1}{3}$ závitu:

$$\bar{p}_{D\check{s}} \cong \frac{1}{3} \cdot \bar{\sigma}_{D\check{s}} = \frac{1}{3} \cdot 186,7 = 62,2 \text{ MPa}$$

Dovolené otačení při pohybu šroubu:

$$p_{D\check{s}} \cong \frac{1}{s_{kp}} \cdot \bar{p}_{D\check{s}} = \frac{1}{2,5} \cdot 62,2 = 24,8 \text{ MPa}$$

kde $\bar{\sigma}_{D\check{s}}$ je dovolený tlak při zahrnutí vlivu vrubů,

R_e je mez kluzu materiálu šroubu,

s_k je koeficient pro vruby

$\bar{p}_{D\check{s}}$ je otačení pro $\frac{1}{3}$ délky závitu,

$p_{D\check{s}}$ dovolené otačení šroubu při pohybu,

s_{kp} koeficient pro pohyb ocelového šroubu v bronzové matici.

Vypočet tlaku v závitu

Bere se v úvahu rovnoměrné rozložení tlaku v celé výšce závitu (nerovnoměrnost je zahrnuta ve výpočtu $p_{D\check{s}}$).

$$p_z = \frac{F}{S_z}$$

$$p_z = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot \left(\frac{L}{P}\right)}$$

Kde p_z je tlak v závitu [Pa],

F je polovina válcovací síly [N],

S_z je plocha závitu [mm²],

D, d, L, P viz obr. 7-1.

$$p_z = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^6}{\pi \cdot (300^2 - 288^2) \cdot \left(\frac{600}{12}\right)} = 18 \text{ MPa}$$

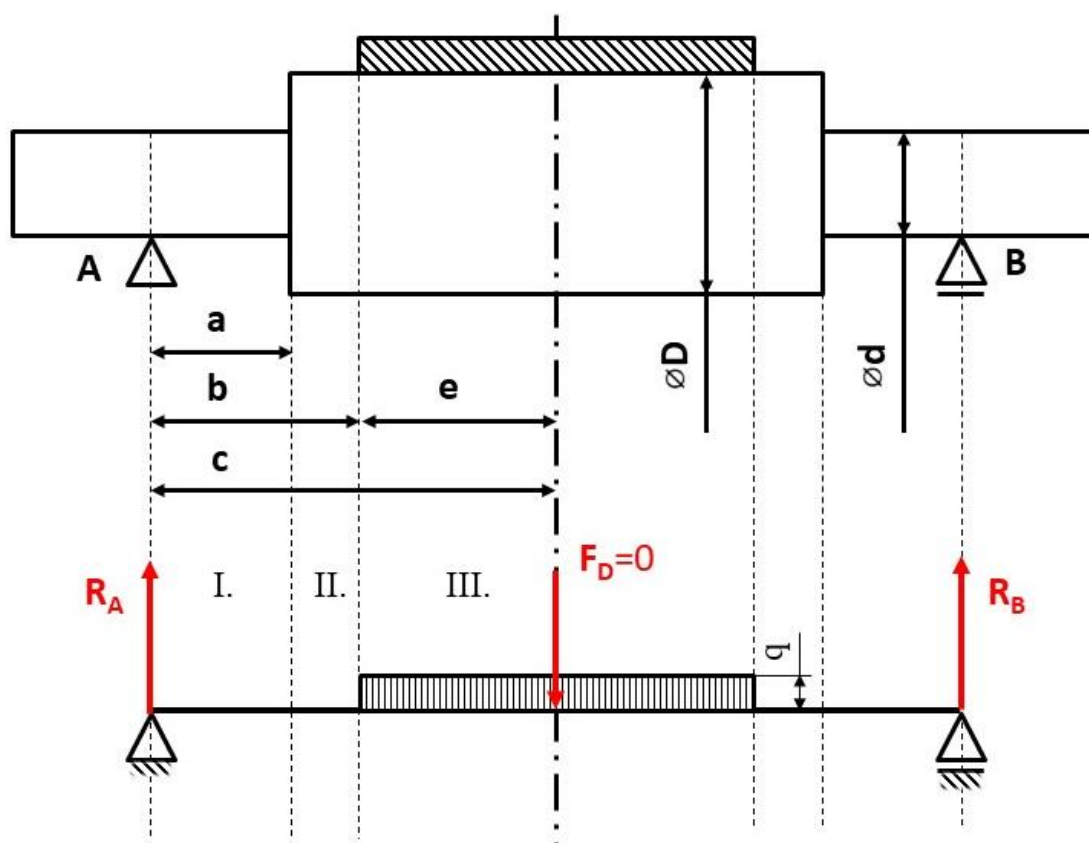
$$p_z < p_D, p_{D\check{s}} = 24,8 \text{ MPa}$$

Závit vyhovuje

7.2 Opěrné Válce

Opěrné válce jsou kritickým prvkem stavební struktury válcovací stolice z hlediska celkové tuhosti stroje, a tedy i přesnosti válcovacího procesu. Z toho důvodu je nutné znát jejich celkový průhyb pod zatížením válcovací silou od pracovních válců.

Průhyb válce je řešen jako průhyb nosníku na dvou podporách zatížený konstantním spojitým obtížením reprezentujícím šířku válcovaného plechu se zanedbáním pasivních odporů v uložení čepů válce. Pro zjištění maximálního průhybu v kritickém místě uprostřed válce je využita Castiglianova metoda, je tedy nutné sem umístit osamocenou doplňkovou fiktivní sílu F_D . [25] [1]



Obrázek 7-2 Schéma pro výpočet průhybu válce

A; B – uložení válce, **a** – vzdálenost středu ložiska od těla válce, **b** – vzdálenost středu ložiska od počátku spojitého zatížení, **c** – vzdálenost středu válce od středu ložiska, **e** – polovina šířky spojitého zatížení, **2e** – šířka válcovaného plechu, **øD** – průměr těla válce, **ød** – průměr čepu válce, **q** – hodnota spojitého zatížení, **RA** – reakce v podpoře (ložisku) A, **RB** – reakce v podpoře (ložisku) B, **FD** – doplňková fiktivní síla

7.2.1 Řešení pro určené hodnoty

| | | | |
|---|----------------------|--------|----|
| Stavěcí síla | F_J | 10 000 | kN |
| Průměr těla válce | D | 1 000 | mm |
| Průměr čepu válce | d | 600 | mm |
| Vzdálenost středu ložiska od těla válce | a | 390 | mm |
| Vzdálenost středu ložiska od počátku spojitěho zatížení | b | 540 | mm |
| Vzdálenost středu válce od středu ložiska | c | 1 140 | mm |
| Polovina šířky spojitěho zatížení | e | 600 | mm |
| Tvarový součinitel | β | 1,185 | - |
| Doplňková fiktivní síla | F_D | 0 | N |

Tabulka 7-3 Geometrické a zátěžové charakteristiky pro výpočet průhybu opěrného válce

| Materiál | Modul pružnosti v tahu E | Modul pružnosti ve smyku G | Mez kluzu Re | Dovolené napětí σ_D |
|---------------|-----------------------------|-------------------------------|--------------|-------------------------------|
| ČSN 41 2140.9 | 208 GPa | 80 GPa | 284 Mpa | 200 Mpa |

Tabulka 7-4 Materiálové a mechanické charakteristiky válců

Výpočet hodnoty spojitěho zatížení (viz obr. 7-2):

$$q = \frac{F_j}{2e} = \frac{10^7}{2 \cdot 600} = 8\,333,3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

Podmínky rovnováhy:

$$\begin{aligned} \sum F_i &= 0 \\ R_A + R_B - F_D - 2eq &= 0 \\ \sum M_{iA} &= 0 \\ R_B \cdot 2c - F_D \cdot c - 2eqc &= 0 \end{aligned} \tag{10}$$

Z nich určeny reakce v podporách:

$$\begin{aligned} R_A + R_B - 0 - 2 \cdot 600 \cdot 1140 &= 0 \\ R_B \cdot 2 \cdot 1140 - 0 - 2 \cdot 600 \cdot 8333,3 \cdot 1140 &= 0 \\ R_A = R_B &= 5 \text{ MN} \end{aligned}$$

Castiglianova věta:

Pro výpočet průhybu válce pomocí Castiglianovi metody využijeme definiční vztah

$$y = \frac{\partial U}{\partial F} [m] \quad (11)$$

Zde:

y – průhyb v určeném místě [m], U – deformační energie [J], F – síla působící v určeném místě [N]

Z definičního vztahu je odvozený vztah pro průhyb od ohybového momentu:

$$y_o = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \int_l M \cdot \frac{\partial M}{\partial F} dx \quad (12)$$

Rovněž od posouvající síly:

$$y_T = \frac{\beta}{G \cdot S} \cdot \int_l T \cdot \frac{\partial T}{\partial F} dx \quad (13)$$

Zde:

J – kvadratický modul průřezu [mm^4],

S – plocha průřezu [mm^2],

E, G, β – viz tab. 7-2.

7.2.1.1 Průhyb od ohybového momentu

S využitím symetrie zatížení i tvaru válce je řešena pouze jeho polovina a výsledek poté zdvojnásoben.

Výpočet průřezových charakteristik válce (kvadratický modul průřezu):

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 600^4}{64} = 6\,361\,725\,124 \text{ mm}^4$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot D^4}{64} = \frac{\pi \cdot 1000^4}{64} = 49\,087\,385\,121 \text{ mm}^4$$

Nejprve je potřeba zjistit průběh ohybového momentu v jednotlivých segmentech válce: (viz obr. 7-2)

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

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

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

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

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

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

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

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

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

S využitím symetrie úlohy a po dosazení do vzorce 10 odvodíme vztah pro průhyb od ohybového momentu:

$$y_o = \frac{2}{E} \cdot \left\{ \frac{1}{J_1} \cdot \int_0^a M_I \cdot \frac{\partial M_I}{\partial F} dx + \frac{1}{J_2} \cdot \int_a^b M_{II} \cdot \frac{\partial M_{II}}{\partial F} dx + \frac{1}{J_2} \cdot \int_b^c M_{III} \cdot \frac{\partial M_{III}}{\partial F} dx \right\} \quad (14)$$

Po integraci a úpravě:

$$y_o = \frac{q}{E \cdot J_2} \cdot \left\{ \frac{e \cdot a^3}{3} \cdot \left(\frac{J_2}{J_1} - 1 \right) + \frac{5 \cdot c^4}{24} + \frac{b^4}{24} - \frac{b^2 \cdot c^2}{4} \right\} \quad (15)$$

Po dosazení:

$$y_o = \frac{8333,3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,9 \cdot 10^{10}} \cdot \left\{ \frac{600 \cdot 390^3}{3} \cdot \left(\frac{4,9 \cdot 10^{10}}{6,3 \cdot 10^9} - 1 \right) + \frac{5 \cdot 1140^4}{24} + \frac{540^4}{24} - \frac{540^2 \cdot 1140^2}{4} \right\}$$

$$y_o = \mathbf{0,2751 \text{ mm}}$$

7.2.1.2 Průhyb od posouvajících sil

Postup je analogický jako v případě ohybového momentu.

Výpočet průřezových charakteristik (plocha průřezu):

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 600^2}{4} = 2,83 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1000^2}{4} = 7,85 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

Výpočet průběhu posouvajících sil:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

S využitím symetrie úlohy a po dosazení do vzorce 11 dostaneme vztah pro průhyb od posouvajících sil:

$$y_T = \frac{2\beta}{G} \cdot \left\{ \frac{1}{S_1} \cdot \int_0^a T_I \cdot \frac{\partial T_I}{\partial F} dx + \frac{1}{S_2} \cdot \int_a^b T_{II} \cdot \frac{\partial T_{II}}{\partial F} dx + \frac{1}{S_2} \cdot \int_b^c T_{III} \cdot \frac{\partial T_{III}}{\partial F} dx \right\} \quad (16)$$

Po úpravě a integraci:

$$y_T = \frac{q \cdot \beta}{G} \cdot \left\{ \frac{e \cdot a}{S_1} + \frac{(b - a) \cdot e}{S_2} + \frac{1}{S_2} \cdot \left[e \cdot (c - b) - \frac{c^2 - b^2}{2} + b \cdot (c - b) \right] \right\} \quad (17)$$

Po dosazení:

$$y_T = \frac{8333,3 \cdot 1,19}{8,1 \cdot 10^5} \cdot \left\{ \frac{600 \cdot 390}{2,83 \cdot 10^5} + \frac{(540 - 390) \cdot e}{7,85 \cdot 10^5} + \frac{1}{7,85 \cdot 10^5} \cdot \left[600 \cdot (1140 - 540) - \frac{1140^2 - 540^2}{2} + 540 \cdot (1140 - 540) \right] \right\}$$

$$y_T = \mathbf{0,1428 \text{ mm}}$$

7.2.1.3 Celkový průhyb válce

Výsledný průhyb uprostřed válce získáme součtem dílčích vypočtených průhybů:

$$y_c = y_o + y_T \quad (18)$$

$$y_c = 0,2751 + 0,1428$$

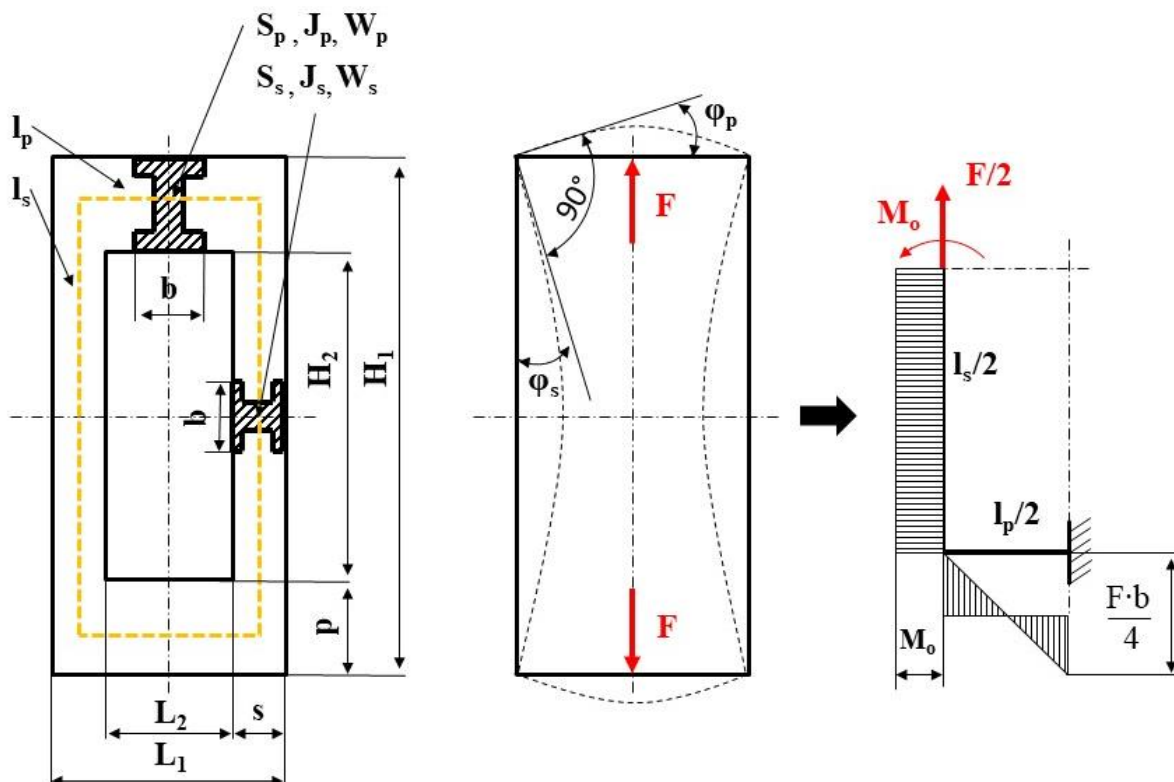
$$y_c = \mathbf{0,418 \text{ mm}}$$

7.2.2 Zhodnocení

Byla provedena kontrola průhybu opěrných válců pomocí Castiglianovy metody při působení spojitěho zatížení od válcovaného materiálu při síle $F_I = 10^7$ N. Velikost deformace válce v místě maximálního průhybu dosahuje velikost $y_c = 0,418$ mm. Tato hodnota přesnosti byla vyhodnocena jako dostačující pro válcování plechů větší tloušťky. Pro zvýšení přesnosti v širším rozmezí válcovacích sil je vhodné přebrousit pracovní válce do tvaru tzv. „S“ válců a korigovat deformační nepřesnosti axiálním posuvem (metoda CVC).

7.3 Rám válcovací stolice

Rám válcovací stolice je tvořen dvěma samostatnými „O“ rámy, tvořených příčkami a stojinami s definovaným průřezem. Takto tvořený uzavřený rám je centricky zatížen osamocenou silou, jež má velikost poloviny stavěcí síly. K výpočtům deformací a napjatosti rámu je využito střední čáry profilu. Jedná se o myšlenou uzavřenou křivku, která vznikne spojením těžišť průřezů v celém objemu rámu.



Obrázek 7-3 Výpočetní schéma rámu válcovací stolice se žlutě vyznačenou střední čarou profilu

l_p – délka střední čáry příčky, l_s – délka střední čáry stojiny, b – hloubka rámu, $S_{p/s}$ – plocha řezu příčky/stojiny, $J_{p/s}$ – kvadratický moment průřezu příčky/stojiny, $W_{p/s}$ – modul průřezu v ohybu příčky/stojiny, $\varphi_{p/s}$ – úhel natočení příčky/stojiny, F – osamocená zatěžující síla, M_o – vnitřní staticky neurčitý ohybový moment

Díky symetrii tvaru rámu ve dvou na sebe kolmých osách i způsobu zatížení je možné výpočtový model zjednodušit. Rámem je veden myšlený řez, který vytkne jeden kvadrant rámu. Aby byla zachována rovnováha, je do řezu připojena posouvající síla $F/2$ a vnitřní staticky neurčitý ohybový moment M_o . Pro zjištění průběhu vnitřního ohybového momentu je využito metody momentových ploch. Tato úloha je jedenkrát staticky neurčitá, její řešení získáme za předpokladu, že úhel natočení příčky je totožný s úhlem natočení stojiny, tedy $\varphi_p = \varphi_s$ a zároveň spolu příčka a stojina svírají pravý úhel. [25]

7.3.1 Řešení pro určené hodnoty

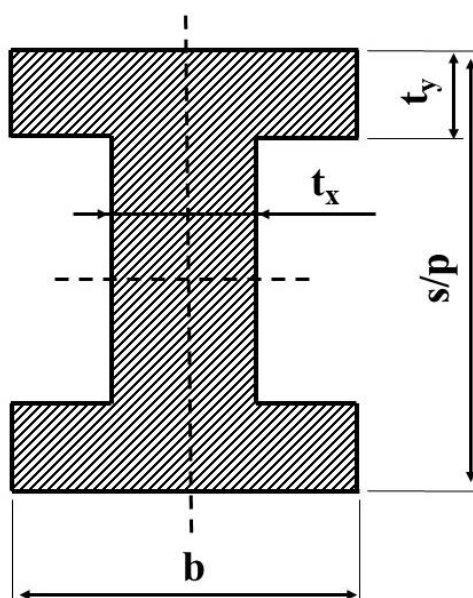
| | | | |
|-----------------------------|-------|-------|----|
| Vnější výška rámu | H_1 | 4 290 | mm |
| Vnější šířka rámu | L_1 | 1 840 | mm |
| Vnitřní výška rámu | H_2 | 2 870 | mm |
| Vnitřní šířka rámu | L_2 | 1 140 | mm |
| Výška horní a spodní příčky | p | 710 | mm |
| Šířka stojiny | s | 350 | mm |
| Hloubka rámu | b | 755 | mm |
| Výška střední čáry profilu | l_s | 3 580 | mm |
| Šířka střední čáry profilu | l_p | 1 490 | mm |
| Tloušťka středové části | t_x | 335 | mm |
| Tloušťka okrajů | t_y | 70 | mm |
| Polovina válcovací síly | F | 5 000 | kN |

Tabulka 7-5 Rozměrové hodnoty pro výpočet deformací a napětí rámu

| Materiál | Modul pružnosti v tahu E | Modul pružnosti ve smyku G | Mez kluzu Re | Dovolené napětí σ_D |
|-------------|--------------------------|----------------------------|--------------|----------------------------|
| ČSN 42 2643 | 210,4 GPa | 82,2 GPa | 230 Mpa | 70 Mpa |

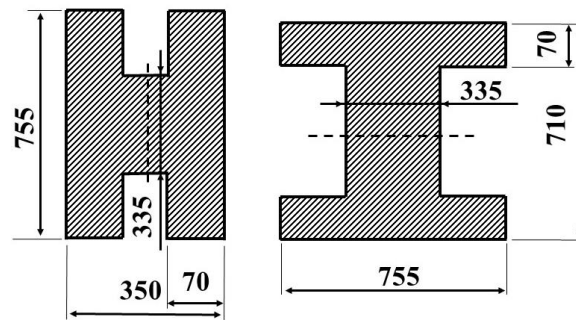
Tabulka 7-6 Materiálové a mechanické charakteristiky rámu

Průřez stojin a příček



Obrázek 7-4 Schéma průřezu rámu

Výpočet průřezových charakteristik



Obrázek 7-5 Rozměry průřezu s vyznačenými osami ohybu, vlevo stojina, vpravo příčka

Příčka:

$$S_p = p \cdot b - (b - t_x) \cdot (p - 2t_y) = 2,97 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$J_p = \frac{b \cdot p^3}{12} - \frac{(b - t_x) \cdot (p - 2t_y)^3}{12} = 1,61 \cdot 10^{10} \text{ mm}^4$$

$$W_{op} = \frac{J_p}{\frac{p}{2}} = \frac{2 \cdot J_p}{p} = 4,52 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

Stojina:

$$S_s = s \cdot b - (b - t_x) \cdot (s - 2t_y) = 1,76 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$J_s = \frac{b \cdot p^3}{12} - \frac{(b - t_x) \cdot (s - 2t_y)^3}{12} = 2,37 \cdot 10^9 \text{ mm}^4$$

$$W_{os} = \frac{J_s}{\frac{s}{2}} = \frac{2 \cdot J_s}{s} = 1,36 \cdot 10^7 \text{ mm}^3$$

Zde:

S – plocha průřezu [mm^2]

J – kvadratický modul průřezu [mm^4]

W_o – modul průřezu v ohybu [mm^3]

t_x, t_y, p, b, s – viz obr. 7-4.

7.3.1.1 Výpočet napětí v rámu

Úhel natočení příčky φ_p (viz obr. 7-3):

$$\varphi_p = \frac{1}{E \cdot J_p} \cdot \left(\frac{F \cdot l_p}{4} \cdot \frac{l_p}{2} \cdot \frac{1}{2} - M_o \cdot \frac{l_p}{2} \right) \quad (19)$$

Úhel natočení stojiny φ_s :

$$\varphi_s = \frac{1}{E \cdot J_s} \cdot \left(M_o \cdot \frac{l_s}{2} \right) \quad (20)$$

Kde M_o je vnitřní staticky neurčitý ohybový moment [Nm].

Při uvažování podmínky $\varphi_p = \varphi_s$ je možné vyjádřit neurčitý ohybový moment M_o :

$$M_o = \frac{F \cdot l_p}{8} \cdot \frac{1}{\frac{J_p \cdot l_s}{J_s \cdot l_p} + 1} \quad (21)$$

$$M_o = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 1\,490}{8 \cdot \left(\frac{1,61 \cdot 10^{10}}{2,37 \cdot 10^9} \cdot \frac{3\,580}{1\,490} + 1 \right)}$$

$$M_o = 5,41 \cdot 10^7 \text{ Nm}$$

Maximální napětí σ_{sMAX} ve stojině:

$$\sigma_{sMAX} = \frac{F}{2} + \frac{M_o}{W_{os}} \quad (22)$$

$$\sigma_{sMAX} = \frac{5 \cdot 10^6}{1,76 \cdot 10^5} + \frac{5,41 \cdot 10^7}{1,36 \cdot 10^7}$$

$$\sigma_{sMAX} = 18,2 \text{ MPa}$$

Maximální napětí σ_{pMAX} v příčce:

$$\sigma_{pMAX} = \frac{\frac{F \cdot l_p}{4} - M_o}{W_{op}} \quad (23)$$

$$\sigma_{pMAX} = \frac{\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 1\,490}{4} - 5,41 \cdot 10^7}{4,52 \cdot 10^7}$$

$$\sigma_{pMAX} = 40,03 \text{ MPa}$$

Stupeň využití materiálu:

$$V_s = \frac{\sigma_{sMAX}}{\sigma_D} \cdot 100 = \frac{18,2 \cdot 10^6}{70 \cdot 10^6} = 26 \% \quad (24)$$

$$V_p = \frac{\sigma_{pMAX}}{\sigma_D} \cdot 100 = \frac{40,03 \cdot 10^6}{70 \cdot 10^6} = 57,2 \% \quad (25)$$

kde V_s je stupeň využití materiálu stojiny,

V_p je stupeň využití materiálu příčky,

σ_D je dovolené napětí.

7.3.1.2 Kontrola kritických míst

Analytický výpočet uvažuje s konstantním průřezem po celé délce stojin i příček, proto je nutné kritická místa vyhodnotit zvlášť.

Otvor pro stavěcí matici

Je kontrolován na maximální napětí $\sigma_{M_{MAX}}$ za využití vztahu (23)

$$\sigma_{M_{MAX}} = \frac{\frac{F \cdot l_p}{4} - M_o}{W_{oMat}}$$

kde W_{oMat} je modul průřezu v ohybu pro dané místo s otvorem pro matici.

$$\sigma_{M_{MAX}} = \frac{\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 1490}{4} - 5,41 \cdot 10^7}{3,67 \cdot 10^7}$$

$$\sigma_{M_{MAX}} = 49,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{p_{MAX}}, \sigma_{s_{MAX}}, \sigma_{M_{MAX}} < \sigma_D = 70 \text{ MPa}$$

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$s = \frac{R_e}{\sigma_{M_{MAX}}}$$

kde R_e je mez kluzu [MPa],

s je bezpečnost [-],

$$s = \frac{230}{49,3} = 4,7$$

7.3.1.3 Výpočet deformace rámu

Deformace stojin (viz obr. 7-3):

$$y_s = \frac{F \cdot l_s}{2 \cdot E \cdot S_s} \quad (26)$$

$$y_s = \frac{5 \cdot 10^6 \cdot 3580}{2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,76 \cdot 10^5}$$

$$y_s = 0,2416 \text{ mm}$$

Deformace příčky od ohybového momentu:

$$y_{pM} = \frac{l_p^2}{8 \cdot E \cdot J_p} \cdot \left(\frac{F \cdot l_p}{6} - M_o \right) \quad (27)$$

$$y_{pM} = \frac{1490^2}{8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,61 \cdot 10^{10}} \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^6 \cdot 1490}{6} - 5,41 \cdot 10^7 \right)$$

$$y_{pM} = 0,0977 \text{ mm}$$

Deformace příčky od posouvající síly:

$$y_{pT} = \frac{\beta \cdot l_p \cdot F}{8 \cdot G \cdot S_p} \quad (28)$$

Kde β je průřezový součinitel; ($\beta \approx 1,2$),

$$y_{pT} = \frac{1,2 \cdot 1490 \cdot 5 \cdot 10^6}{8 \cdot 8,2 \cdot 10^4 \cdot 2,97 \cdot 10^5}$$

$$y_{pT} = 0,0917 \text{ mm}$$

Celková deformace rámu:

$$y_{celk} = y_s + 2 \cdot (y_{pM} + y_{pT}) \quad (29)$$

$$y_{celk} = 0,2416 + 2 \cdot (0,0977 + 0,0917)$$

$$y_{celk} = 0,62 \text{ mm}$$

7.3.2 Celková tuhost rámu

Tuhost jednoho „O“ rámu je podílem poloviny válcovací síly a výsledné deformace

$$k_o = \frac{F}{y_{celk}} = \frac{5 \cdot 10^6}{0,62} = 8,06 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$

7.3.3 Zhodnocení

Byla provedena kontrola napětí a deformace rámu analytickými výpočty – konkrétně metodou řezu a momentových ploch – při zatížení polovinou válcovací síly $F = 5 \cdot 10^6 \text{ N}$.

Vypočet napětí v rámu ukazuje stupeň využití materiálu 26% v případě stojin a 57,2% v případě příček. Požadovaná hodnota přes 50% byla splněna jen u příček, u stojin nikoliv. Důvodem je podmínka tuhosti, které musí být v případě jednoho „O“ rámu větší než $8 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$, což bylo splněno. Tuhost samotného „O“ rámu dosáhla hodnoty $8,06 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$. Pokud by stojiny měly splnit podmínku využití materiálu, byla by výsledná deformace rámu příliš vysoká a tuhost nedostačující.

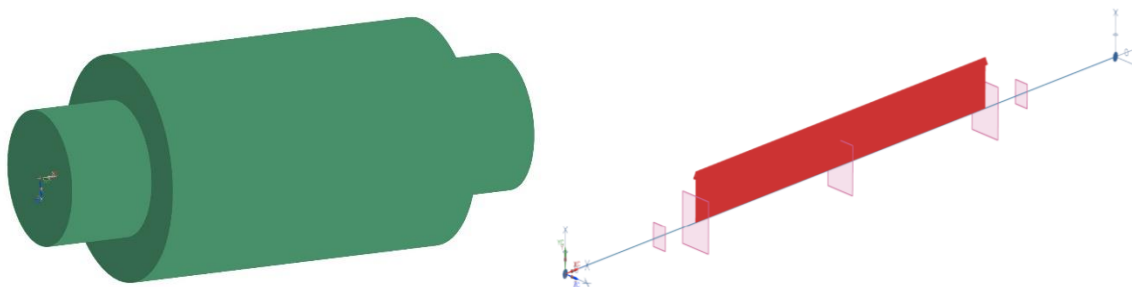
Výsledná deformace rámu bude při maximálním zatížení rovna $y_{celk} = 0,62 \text{ mm}$. Kontrola kritických míst rámu potvrdila, že bezpečnost vůči mezi kluzu je dostatečná – $s > 4,7$.

8 Kontrola pomocí MKP

V této kapitole je popsán postup a výsledky kontroly napětí i deformace válců a rámu pomocí metody konečných prvků (MKP). Úlohy jsou řešeny v programu Siemens NX – řešič Simcenter Nastran. Ve všech případech je řešeno jako statická lineární analýza. [26]

8.1 Válec

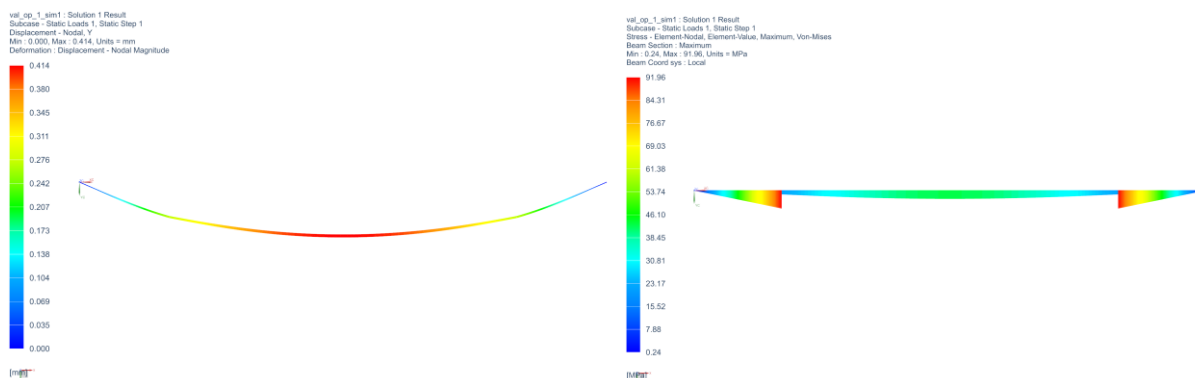
Pro řešení průhybu a napětí ve válci jsou využity 1D prvky typu CBEAM s kruhovým průřezem rozměrově odpovídajícím tělu válce a čepům. Velikost elementu určena na 1mm. Na obrázku 8-1 jsou zdefinovány okrajové podmínky znázorňující uložení válce v ložiskách. Dále je definováno silové zatížení odpovídající spojitému obtížení na maximální válcovací sílu $F=10\,000\text{ kN}$.



Obrázek 8-1 1D síť opěrného válce a způsob zdefinování okrajových podmínek i zatížení

8.1.1 Výsledky

Z výsledků deformace válce je patrné, že maximální průhyb ve středu těla válce činil 0,414 mm. V tomto se výsledek MKP liší od analytického výpočtu v absolutní hodnotě jen o 0,004 mm, tedy poměrem méně než o 1%. Takový výsledek lze považovat za platný. Simulace napětí očekávatelně ukázala napjatostní špičky v místech, kde čep přisedá k tělu válce. Avšak získaná hodnota 91,9 MPa je pouze informativní, jelikož simulace postihuje jen napjatost ze zatížení statickým ohybem.

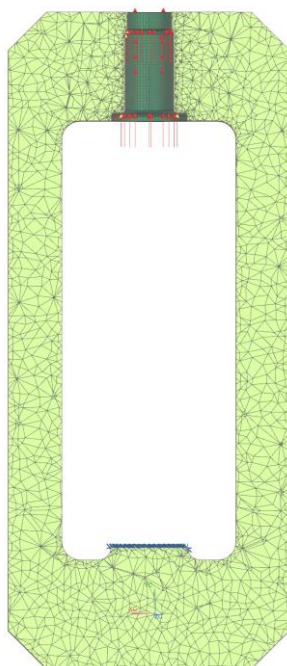


Obrázek 8-2 Výsledek MKP analýzy pro opěrný válec, vlevo průhyb, vpravo napětí

Takto získané výsledky ověřují správnost a platnost analytického výpočtu

8.2 Rám

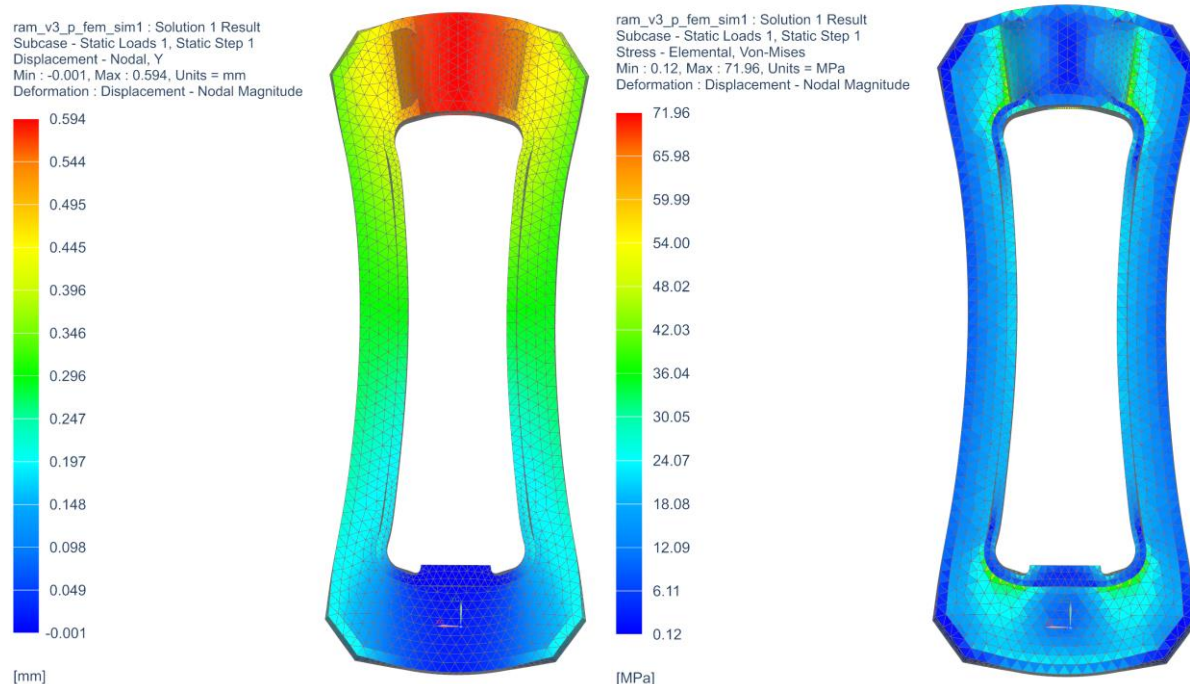
Pro numerické řešení deformace a napětí v rámu je nejprve potřeba vytvořit jeho zjednodušený model z CAD souboru, ten je následně nasítován pomocí 3D elementů typu CTETRA(10) s průměrnou velikostí 100 mm. Následně je nutné provést kontrolu kvality sítě a definovat okrajové podmínky a silové zatížení odpovídající polovině válcovací síly, tedy $F = 5\,000$ kN. Působíště síly je zvoleno v dosedací ploše pro stavěcí matici. Upevnění je pro potřeby simulace zvoleno na vrchu spodní příčky.



Obrázek 8-3 Řez sítě rámu s okrajovými podmínkami a silovým zatížením

8.2.1 Výsledky

Výsledky simulace ukazují, že relativní deformace pracovního prostoru samotného „O“ rámu ve směru vertikálním dosáhne hodnoty 0,594 mm. Takto získaná hodnota se v rámci zaokrouhlení shoduje s analytickým výpočtem v řádu jednotek procent – rozdíl je menší než 5%. Ačkoliv se hodnota deformace získaná MKP neshoduje v případě rámu tak přesně jako u válců, je možné i tento výsledek považovat za potvrzení správnosti analytických výpočtů deformace rámu. Numerická metoda zahrnuje do výpočtů, na rozdíl od analytické metody, kompletní geometrii rámu (dosedací plocha pro ložisková tělesa, zvětšená tloušťka kolem otvoru stavěcího šroubu apod.), proto lze takovéto hodnoty považovat za přesnější.



Obrázek 8-4 Výsledky simulace MKP rámu, (vlevo deformace, vpravo napětí)

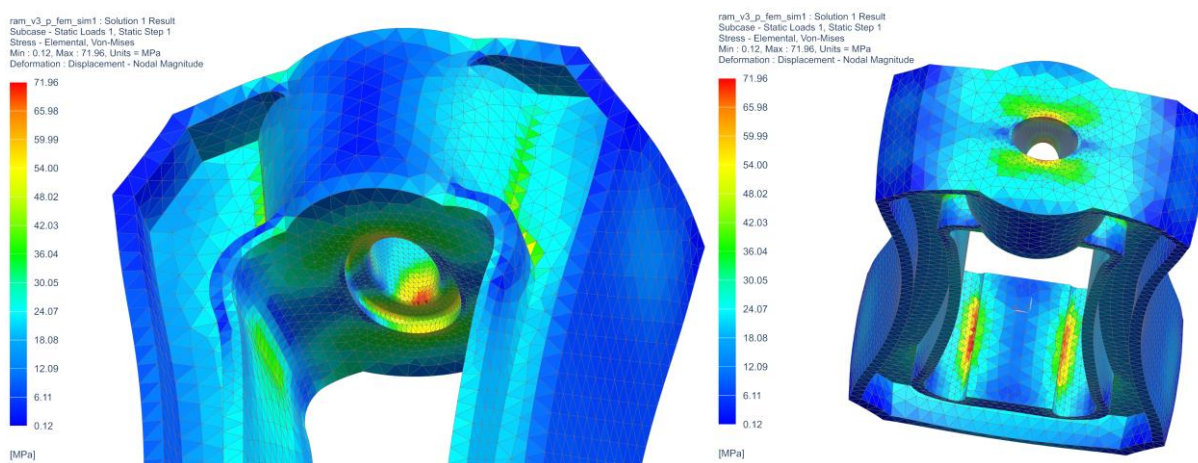
Dále byla zjištěna orientační velikost smrštění stojin ve středu rámu. Bez uvažování vlivu opory ložiskových těles je tato hodnota zhruba 0,55 mm. Přílišné přiblížení stojin by mohlo mít za následek zadírání kluzných desek ložiskových těles, a tedy nesprávnou funkci celého zařízení. Zjištěná hodnota byla vyhodnocena jako vyhovující.

Získané výsledky napětí ukazují kritická místa na rámu. Mimo oblast díry pro stavěcí šroub, kde špičky napětí dosahují hodnoty mírně přes 70 Mpa, ukázala také, že dalším kritickým místem je spodní strana rámu vedle opěrné plochy pro ložiskové těleso. Zde se hodnoty napětí pohybují kolem 65 MPa. V ostatních místech rámu se velikost vypočteného napětí dobře shoduje s analytickým vyjádřením. Například ve středu stojiny je odchylka menší než 5 %.

8.3 Zhodnocení

Podařilo se za pomoci numerických metod MKP ověřit platnost analytických výpočtů deformací a napětí v rámu i válcích. Maximální průhyb válce činí 0,41 mm a deformace rámu ve svislém směru dosáhla hodnoty 0,59 m. Dále byla zjištěna a zkontrolována kritická místa na rámu z hlediska napětí. Nejvyšších hodnot dosahuje oblast díry pro stavěcí šroub, kde mírně přesahuje hodnotu 70 MPa, avšak všechny hodnoty napětí rámu se pohybují v rámci vyšší bezpečnosti, než je $s = 3$ vůči mezi kluzu.

Nutno zdůraznit, že tyto výsledky simulací jsou už finální z řady dílčích analýz, které postupně umožnily optimalizaci rozměrů a tvaru rámu na prezentované hodnoty. Na základě předešlých simulací byly například změněny rozměry rádiusů v místech zalisování matice stavění. Také bylo například přidáno kruhové zesílení kolem díry v horní příčce.



Obrázek 8-5 Kritická místa na rámu dle MKP

9 Návrh a kontrola uložení

Pro správný přenos zatížení mezi jednotlivými pohyblivými částmi válcovací stolice a zajištění spolehlivého chodu je třeba určit jejich uložení. Vzhledem ke značné velikosti přenášených sil se téměř výhradně používají valivá ložiska, tak tomu je i v tomto případě. Obecný požadavek na trvanlivost uložení činí minimálně 1000 hodin provozu.

9.1 Ložiska válců

U výpočtu ložisek válců stolice kvarto se předpokládá, že veškeré radiální zatížení od válcovací síly je přenášeno do uložení opěrného válce. Ložiska pracovního válce jsou namáhána především třecím zatížením F_T ve směru válcování materiálu, vzniklého pasivním odporem v uložení, dále tíhou samotných válců a axiálními silami způsobených nepřesnostmi ve válcovacím procesu. Při návrhu uložení válců je třeba uvažovat možné zbroušení válců, v případě opěrného až o 5% z původního průměru. V případě pracovního válce se uvažuje zbroušení průměru těla až o 10% – speciálně v tomto případě se může jednat o nezanedbatelnou komplikaci (viz další kapitoly). [15]

9.1.1 Opěrný válec

Nejčastějším řešením uložení opěrných válců jsou víceřadá ložiska s čárovým stykem, především kuželíková, která zachytí radiální i axiální zatížení. Avšak u nich je ta nevýhoda, že mají zpravidla větší vnější rozměr a představují tak komplikaci z hlediska jejich prostorové náročnosti. Další možností je kombinace víceřadého válečkového ložiska pro axiální zátěž a kuličkového jednořadého s radiálním odlehčením, které zachycuje zbytkové axiální síly. V případě navrhovaného uložení je zvolena právě druhá varianta.

S přihlédnutím k možnému zbroušení opěrného válce je výpočet otáček proveden pro minimální průměr $D=950$ mm.

Výpočet otáček válce pro válcovací rychlost $v=30$ m/s:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{30}{\pi \cdot 0,95} = 10,05 \text{ s}^{-1} = 603,1 \text{ ot/min}$$

Kde v je válcovací rychlost [m/s],

n jsou otáčky válce [min^{-1}],

D je průměr opěrného válce. [m]

Výpočet radiálního zatížení

Předpokládá se pro výpočet životnosti zatížení z 80 % válcovací síly.

$$F_R = 0,8 \cdot \frac{F}{2} = 0,8 \cdot \frac{10^7}{2} = 4 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Kde F_R je radiální zatížení [N]

F je válcovací síla. [N]

Výpočet axiálního zatížení

Předpokladem je, že axiální zatížení je rovno dvěma procentům zatížení z válcovací síly.

$$F_{AX} = 0,02 \cdot \frac{F}{2} = 0,02 \cdot \frac{10^7}{2} = 10^5 \text{ N}$$

Kde F_{AX} je axiální zatížení [N].

Radiální ložisko je zvoleno čtyřřadé válečkové od výrobce **SKF – 315175 C**.

Axiální ložisko zvoleno jednořadé kuličkové **SKF – 619/560 MA**.

9.1.1.1 Kontrola trvanlivosti ložisek

Radiální:

$$L_{ot} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{14 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}\right)^{\frac{10}{3}} = 65,1 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_h = \frac{L_{ot}}{n} = \frac{65,1 \cdot 10^6}{572,96 \cdot 60} = 1\,799,1 \text{ hod}$$

Axiální:

$$L_{ot} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{4,94 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^5}\right)^3 = 120,6 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_h = \frac{L_{ot}}{n} = \frac{120,6 \cdot 10^6}{603,1 \cdot 60} = 3\,332,8 \text{ hod}$$

Zde:

L_{ot} je trvanlivost ložiska [milion otáček],

C je koeficient dynamické únosnosti ložiska [N],

P je ekvivalentní zatížení ložiska [N],

L_h je trvanlivost ložiska [hod],

n jsou otáčky ložiska [min^{-1}].

Pozn.: ekvivalentní zatížení P se počítá na základě koeficientů radiálního a axiálního zatížení každého z ložisek.

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_{AX}$$

kde F_R je radiální zatížení [N],

F_{AX} je axiální zatížení [N],

X, Y - koeficienty pro dané zatížení ložiska [-]

9.1.2 Pracovní válec

Vzhledem ke způsobu zatížení pracovních válců bývá nejčastější volbou víceřadé kuželíkové nebo soudečkové ložisko. Problémem při volbě vhodného ložiska bývá limitace jeho vnějšího rozměru kvůli velikosti ložiskového tělesa pracovního válce, kdy musí být vnější rozměr ložiska z důvodů funkčnosti o několik desítek milimetrů menší než průměr těla válce, což v našem případě představuje značnou limitaci ve výběru ložisek. S přihlédnutím k tomuto je vybráno dvouřadé kuželíkové ložisko **SKF – 32021 X/DF** ve zdvojeném tandemovém uspořádání. Výsledné zatížení tak ponese 4 ložiska zároveň, aby mohla být zajištěna požadovaná trvanlivost $L_h > 1000$ hod.

S přihlédnutím k požadavku na maximální zbroušení 10% z průměru pracovního válce je výpočet otáček proveden pro minimální průměr $d=180$ mm.

Výpočet otáček pro válcovací rychlost $v=30$ m/s:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{30}{\pi \cdot 0,18} = 53,05 \text{ s}^{-1} = 3\,183,1 \text{ ot/min}$$

Kde d je průměr pracovního válce [m].

Výpočet radiálního zatížení:

Radiální zatížení je tvořeno třecí silou F_T vyvolanou krouticím momentem z odporu v uložení opěrného válce. Ta je rovnoměrně rozložena mezi všechna 4 ložiska. Pro výpočet životnosti se uvažuje zatížení na 60 %.

$$F_T = F \cdot D \cdot f = 10^7 \cdot 1 \cdot 0,06 = 6 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$$F_R = 0,6 \cdot \frac{F_T}{4} = 0,6 \cdot \frac{6 \cdot 10^5}{4} = 9 \cdot 10^4 \text{ N}$$

kde F je válcovací síla [N],

D je průměr těla opěrného válce [m],

f je součinitel tření mezi válci [-].

Výpočet axiálního zatížení:

Předpokladem je, že axiální zatížení je rovno dvěma procentům zatížení od tečné třecí síly.

$$F_{AX} = 0,02 \cdot F_T = 0,02 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot \frac{1}{4} = 3 \cdot 10^3 \text{ N}$$

9.1.2.1 Kontrola trvanlivosti ložiska

Výpočet ekvivalentního zatížení ložiska:

Pro daný poměr axiálního a radiálního zatížení dle katalogu výrobce.

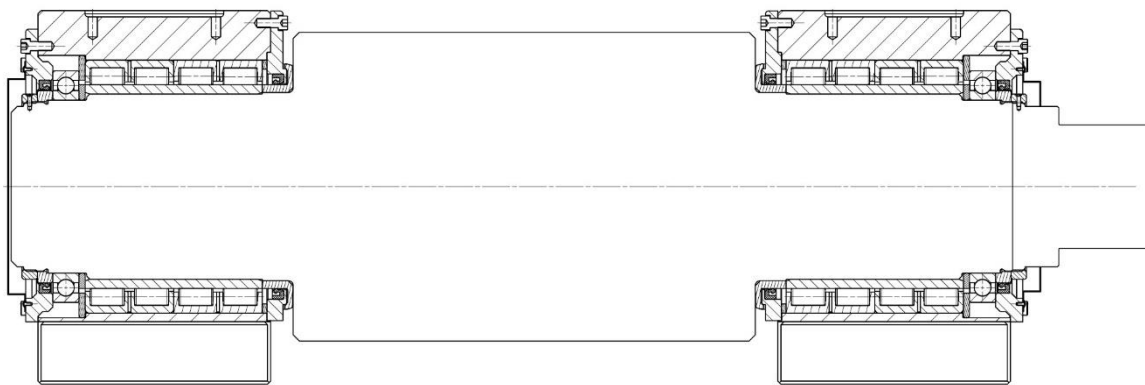
$$P = 1 \cdot F_R + 1,4 \cdot F_{AX} = 1 \cdot 9 \cdot 10^4 + 1,4 \cdot 3 \cdot 10^3 = 94,2 \text{ kN}$$

$$L_{ot} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{4,68 \cdot 10^5}{94,2 \cdot 10^3}\right)^{\frac{10}{3}} = 209,2 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_h = \frac{L_{ot}}{n} = \frac{209,2 \cdot 10^6}{3183,1 \cdot 60} = 1\,095,4 \text{ hod}$$

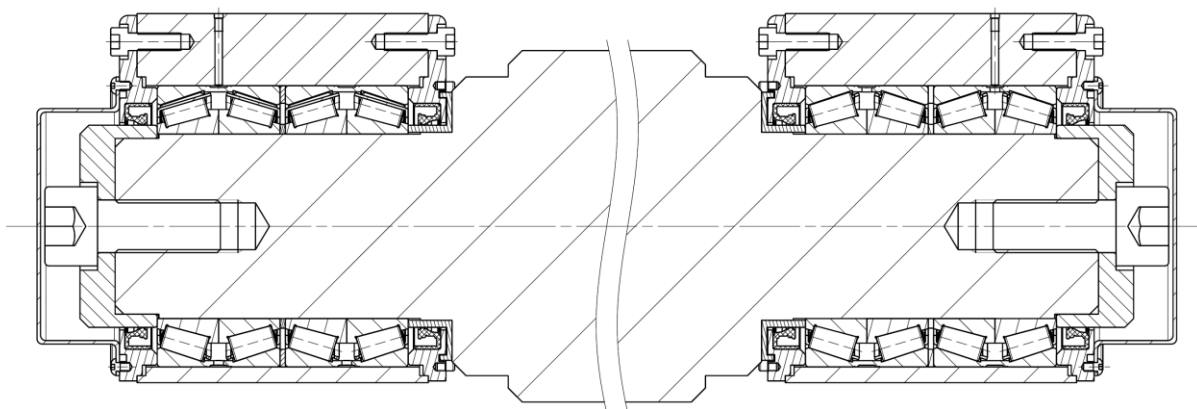
9.1.3 Zhodnocení

Byl proveden návrh a kontrola uložení pracovního i opěrného válce. Ve všech případech byla dodržena předpokládaná provozní trvanlivost ložisek vyšší než 1000 hodin. V případě opěrného válce zajišťuje uložení kombinace dvou radiálních čtyřřadých válečkových ložisek SKF – 315175 C, spolu s dvojicí jednořadých kuličkových ložisek SKF – 619/560 MA zachycujících axiální zatížení. Zároveň s uložením byly finalizovány rozměry a provedení ložiskového tělesa opěrného válce.



Obrázek 9-1 Zvolené uložení opěrného válce

Uložení pracovního válce zajišťuje čtveřice dvouřadých kuželíkových ložisek SKF – 32021 X/DF v tandemovém provedení. Takové řešení bylo nezbytné z důvodu omezeného prostoru pracovního válce. Zároveň byly upřesněny rozměry ložiskového tělesa pracovního válce, kdy bylo nutné zajistit, aby i při maximálním přípustném zbroušení válců nedošlo k dosednutí ložiskových těles pracovních válců a zároveň byl zajištěn dostatek prostoru pro vytvoření válcovací mezery. Finální provedení je znázorněno na obrázcích 9-1 a 9-2.

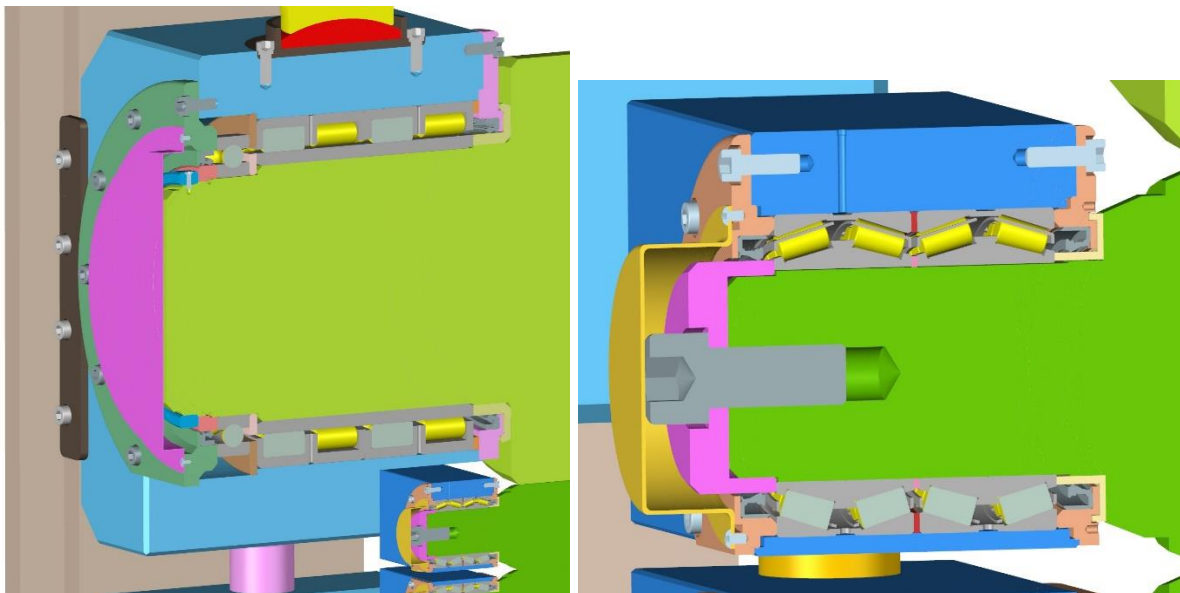


Obrázek 9-2 Zvolené uložení pracovního válce

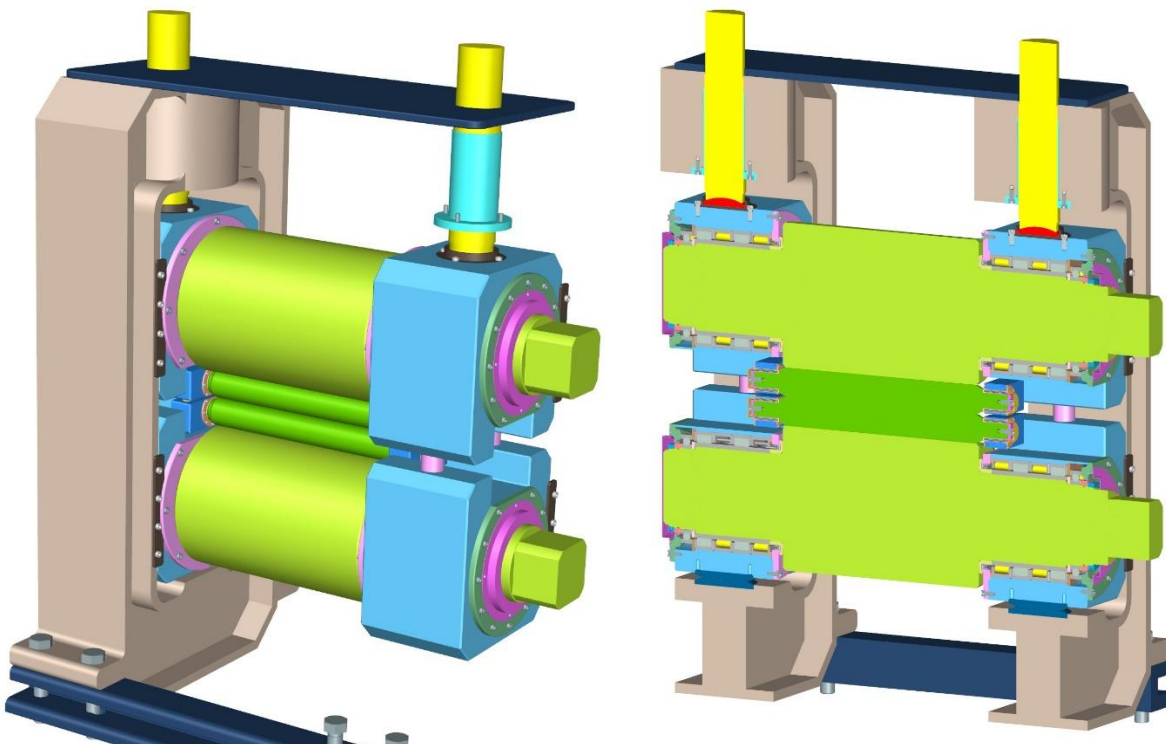
10 Výsledná válcovací stolice

Na základě výpočtů a určení finálních rozměrů dílčích konstrukčních uzlů byl vytvořen CAD model uložení válců v ložiskových tělesech i celé zjednodušené sestavy válcovací stolice kvarto.

Jednotlivé díly jsou od sebe barevně rozlišeny kvůli přehlednosti.



Obrázek 10-1 Uložení válců ve 3D CAD sestavě, vlevo opěrný válec, vpravo pracovní



Obrázek 10-2 Sestava navrhnuté válcovací stolice kvarto, vlevo se skrytým jedním "O" rámem, vpravo v řezu

11 Závěr

V textu teoretické části bakalářské práce byla stručně popsána historie vývoje a uplatnění válcovacích stolic a provedena rešerše současného stavu na trhu s válcovacími stolicemi kvarto. Dále byly uvedeny možné způsoby dělení válcovacích stolic dle vlastností a parametrů do specifických skupin. V textu jsou rovněž uvedeny požadavky pro stolice kvarto pro splnění potřebných vlastností. Přidán je též popis a charakteristika válcovací technologie, včetně základních výpočtových vztahů.

Od prvních návrhů jednoduchých válcovacích strojů se postupným vývojem v oblasti techniky a procesů řízení dospělo k sofistikovaným moderním zařízením, která jsou zpravidla zapojena do komplexních provozních celků – válcovacích tratí. Jednotlivé stroje jsou dnes navrhovány tak, aby splnily požadavky z hlediska ekologie, energetických úspor, bezpečnosti i nákladů. Nedílnou součástí každého válcovacího provozu je proto množství monitorovacích prvků na každém stroji, které umožní plynulé korigování válcovacího procesu a zajištění spolehlivosti provozu pro dnešní vysoké výrobní objemy.

Praktická část této práce popisuje proces návrhu a kontroly důležitých konstrukčních celků válcovací stolice kvarto. Pro zadané parametry byly navrženy rozměry dílčích uzlů – to jsou válce, uložení, stavění a rám. Tyto byly posléze zkontrolovány výpočty z hlediska pevnosti i deformací a výsledky porovnány se simulacemi MKP.

Pro dané zatížení byly vypočteny a stanoveny rozměry čepů opěrných a pracovních válců. Pro válce bylo zvoleno vhodné uložení pomocí valivých ložisek umístěných v ložiskových tělesech. Metodou dle Castigliana byl vypočten průhyb opěrných válců, které slouží jako opora válcům pracovním pro zajištění dostatečné tuhosti válcovací stolice. Ložiska byla zkontrolována pomocí vztahů pro určení trvanlivosti, kde byl splněn požadavek na 1000 hodin provozu. Dále byl navržen a zkontrolován šroub i matice stavění válců a ověřena dostatečná únosnost závitu.

Rozměry ložiskových těles byly upraveny tak, aby nedošlo k jejich vzájemnému dosednutí ani při požadovaném maximálním zbrošení válců. Rám byl navržen dle potřeb prostorového uspořádání dílčích prvků na vyhovující rozměr. Byl zvolen průřez typu „I“ s vyztužením kolem díry pro nalisování stavěcí matice v horní příčce. Rám byl pomocí metody momentových ploch a řezu zkontrolován na maximální napětí a výslednou deformaci pod zatížením. Bylo dosaženo požadované tuhosti rámu, avšak za cenu nevyhovujícího využití materiálu ve stojinách rámu. Kontrola kritických míst na rámu ukázala, že je dodržen požadavek na bezpečnost vůči mezi kluzu.

Ke zjištění průhybu válců i deformací rámu, včetně výsledných napětí v materiálu bylo využito rovněž simulací MKP, která potvrdila a upřesnila analytické výpočty. Součástí této bakalářské práce je také CAD model a výkres celé sestavy navržené válcovací stolice kvarto, včetně výrobního výkresu opěrného válce.

12 Použité zdroje

- [1] J. Staněk, *Základy stavby výrobních strojů - Tvářecí stroje*, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2001.
- [2] V. Dvořák, „BAKALÁŘSKÁ PRÁCE - Konstrukční řešení válcovací stolice kvarto,“ Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, 2016.
- [3] L. W. Roberts, *Cold Rolling of Steel*, New York, 1978.
- [4] L. W. Roberts, *Hot Rolling of Steel*, New York: CRC Press, 1983.
- [5] C. F. F. S. a. A. P. P Bobig, "Crown and shape control technologies for hot rolling mills," Buttrio, 2015.
- [6] S. UCHIDA, „Progress and Prospect of Rolling Technology,“ *NIPPON STEEL TECHNICAL REPORT No. 101 NOVEMBER 2012*, p. 10, 2012.
- [7] SMS group GmbH, „sms-group.com,“ [Online]. Available: <https://www.sms-group.com/plants/all-plants/reversing-cold-mills-steel>.
- [8] ŽĎAS, a.s., 18 leden 2020. [Online]. Available: <https://www.zdas.com/cs/produkce/kusove-dodavky-valcovny/>.
- [9] SMS-group, "CSP® – THE LEADING THIN SLAB TECHNOLOGY," 2019. [Online]. Available: www.sms-group.com/plants/all-plants/csp-technology. [Accessed 6 březen 2020].
- [10] Alibaba, „Alibaba.com,“ 26 leden 2020. [Online]. Available: https://www.alibaba.com/product-detail/Manual-iron-plate-3-rollers-slip_62255990472.html?spm=a2700.7724857.main07.11.2be37e76jAX53O.
- [11] Achenbach, 22 leden 2020. [Online]. Available: <https://www.achenbach.de/en/products/optimill-walzwerkanlagen/achenbach-optimillr-aluminium-strip-rolling-mills/>.
- [12] Primetals technologies, "THE IMPACT OF INDUSTRY 4.0 ON LONG ROLLING," London, 2020.
- [13] alibaba.com, 23 leden 2020. [Online]. Available: https://www.alibaba.com/product-detail/Best-selling-finishing-rolling-mill-4hi_62263723403.html?spm=a2700.7724857.normalList.76.2af855dewZWDlp.
- [14] keramicka-pec, „Válcovací stolice RM2,“ 6 únor 2020. [Online]. Available: <https://www.keramicka-pec.cz/-/eshop/22-1-Valcovaci-stolice/0/5/89-Valcovaci-stolice-RM2>.
- [15] J. Staněk, „Základní dělení válcovacích stolic,“ Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, 2016.
- [16] yolasite, „figures.yolasite.com,“ 26 únor 2020. [Online]. Available: <http://figures.yolasite.com/resources/image084.jpg>.

- [17] HuLing, „Corrugated Roller,“ 12 leden 2020. [Online]. Available: http://www.heavysteelforgings.com/photo/pl393932-industrial_corrugated_roller_core_for_rolling_aluminum_diameter_450_800mm_high_hardness.jpg.
- [18] Karl Buch, „Roll service,“ [Online]. Available: <https://www.karlbuch.de/wp-content/uploads/2016/11/Profilwalzen.jpg>.
- [19] Metalforming-inc, „Handbook 13,“ 2 duben 2013. [Online]. Available: <http://www.metalforming-inc.com/Publications/Books/Handbook/13.2.4.pdf>.
- [20] J. Vikuk, DIPLOMOVÁ PRÁCE - Univerzální válcovací stolice duo/kvarto pro válcování nízko-legovaných a středně-legovaných vysokopevnostních ocelí, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
- [21] A. Steinböck, „Process: Iron and Steel,“ 20 leden 2015. [Online]. Available: <http://www.truevaluemetrics.org/DBadmin/DBtxt001.php?vv1=tst00013122>.
- [22] E. Trifonova, „Covering The Design Of The Four High Temper Mill,“ Miami.
- [23] Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, ČSN 01 4050 - LICHOBĚŽNÍKOVÝ ZÁVIT ROVNORAMENNÝ, Praha: ÚNMZ, 1993.
- [24] S. Hosnedl, Obecné strojí části 1, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012.
- [25] B. Rudlof a M. Kopecký, Tvářecí stroje - Základy výpočtů a konstrukce, Praha: SNTL, 1982.
- [26] V. Lašová, Metoda konečných prvků ve výpočtech obráběcích strojů, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011.
- [27] S. Hosnedl, Příručka strojího inženýra, Praha: Computer Press, 1999.

Seznam obrázků

| | |
|--|----|
| OBRÁZEK 2-1 NÁČRT VÁLCOVACÍ STOLICE OD LEONARDA DA VINCI (VLEVO), PRVNÍ SESTROJENÁ VÁLCOVACÍ STOLICE (VPRAVO) [3] | 11 |
| OBRÁZEK 2-2 VÁLCOVACÍ STOLICE Z ROKU 1755 PRO VÁLCOVÁNÍ ŽELEZNÝCH PLECHŮ [3] | 11 |
| OBRÁZEK 2-3 RYTINA VÁLCOVACÍ STOLICE Z ROKU 1850 (VLEVO), STOLICE TYPU TRIO VYTVOŘENÉ JOHNEM FRITZEM (VPRAVO) [3] | 12 |
| OBRÁZEK 2-4 SCHÉMA ŘÍZENÍ PRŮHYBU VÁLCE TEPELNÝM OVLIVNĚNÍM (RTC) [5] | 12 |
| OBRÁZEK 2-5 VÁLCOVACÍ TRAŤ CSP® VÝROBCE SMS GROUP [7] | 13 |
| OBRÁZEK 2-6 SCHÉMA VÁLCOVACÍ STOLICE PRO VÁLCOVÁNÍ ZA STUDENA, VÝROBCE SMS [9] | 14 |
| OBRÁZEK 2-7 MENŠÍ VÁLCOVACÍ STOLICE TYP Ø180/420×850, VÁLCOVÁNÍ ZA STUDENA, VÝROBCE GONGYI HENGXU MACHINERY MANUFACTURE [10] | 15 |
| OBRÁZEK 2-8 VÁLCOVACÍ STOLICE PRO VÁLCOVÁNÍ HLINÍKU ZA TEPLA, VÝROBCE ACHENBACH BUSCHHÜTTEN [11] | 15 |
| OBRÁZEK 3-1 MANUÁLNÍ VÁLCOVACÍ STOLICE S ELEKTROPONEM - W11-1.2X1500 (VLEVO), VÁLCOVACÍ STOLICE RM2 NA KERAMIKU (VPRAVO) | 17 |
| OBRÁZEK 3-2 UNIVERZÁLNÍ DVOJITÉ DUO [16] | 18 |
| OBRÁZEK 3-3 JEDNOSMĚRNÁ A REVERZNÍ VÁLCOVACÍ STOLICE [1] | 18 |
| OBRÁZEK 3-4 HLADKÉ, RÝHOVANÉ A KALIBROVANÉ VÁLCE [17] [18] | 19 |
| OBRÁZEK 3-5 TRIO A LAUTHOVO TRIO [15] | 20 |
| OBRÁZEK 3-6 TYPY VÁLCOVACÍCH STOLIC S OPĚRNÝMI VÁLCI [19] | 20 |
| OBRÁZEK 4-1 SCHÉMA KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ STOLICE KVARTO [21] | 22 |
| OBRÁZEK 4-2 PŘIPOJENÍ Pohonu k pracovním válcům pomocí Kardanové hřídele [22] | 22 |
| OBRÁZEK 5-1 SCHÉMA TECHNOLOGICKÉ OPERACE VÁLCOVÁNÍ | 24 |

| | |
|--|----|
| OBRÁZEK 5-2 SCHÉMA SILOVÉHO ROZKLADU PŮSOBÍCÍHO NA POLOTOVAR VE VÁLCOVACÍ MEZEŘE | 26 |
| OBRÁZEK 6-1 PRACOVNÍ KINEMATICKÉ SCHÉMA VÁLCOVACÍ STOLICE KVARTO | 27 |
| OBRÁZEK 6-2 CAD MODEL OPĚRNÉHO VÁLCE..... | 28 |
| OBRÁZEK 6-3 CAD MODEL PRACOVNÍHO VÁLCE (NENÍ V MĚŘÍTKU)..... | 28 |
| OBRÁZEK 6-4 CAD MODEL Y ZJEDNODUŠENÝCH LOŽISKOVÝCH TĚLES, VLEVO OPĚRNÝ, VPRAVO PRACOVNÍ (NENÍ V MĚŘÍTKU)..... | 29 |
| OBRÁZEK 6-5 CAD MODEL VÝSLEDNÉHO RÁMU | 30 |
| OBRÁZEK 7-1 ROZMĚRY LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZÁVITU [23] | 31 |
| OBRÁZEK 7-2 SCHÉMA PRO VÝPOČET PRŮHYBU VÁLCE | 34 |
| OBRÁZEK 7-3 VÝPOČETNÍ SCHÉMA RÁMU VÁLCOVACÍ STOLICE SE ŽLUTĚ VYZNAČENOU STŘEDNÍ ČAROU PROFILU | 40 |
| OBRÁZEK 7-4 SCHÉMA PRŮŘEZU RÁMU..... | 41 |
| OBRÁZEK 7-5 ROZMĚRY PRŮŘEZU S VYZNAČENÝMI OSAMI OHYBU, VLEVO STOJINA, VPRAVO PŘÍČKA..... | 42 |
| OBRÁZEK 8-1 1D SÍŤ OPĚRNÉHO VÁLCE A ZPŮSOB ZADFINOVÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK I ZATÍŽENÍ | 46 |
| OBRÁZEK 8-2 VÝSLEDEK MKP ANALÝZY PRO OPĚRNÝ VÁLEC, VLEVO PRŮHYB, VPRAVO NAPĚTÍ | 46 |
| OBRÁZEK 8-3 ŘEZ SÍŤ RÁMU S OKRAJOVÝMI PODMÍNKAMI A SILOVÝM ZATÍŽENÍM | 47 |
| OBRÁZEK 8-4 VÝSLEDKY SIMULACE MKP RÁMU, (VLEVO DEFORMACE, VPRAVO NAPĚTÍ)..... | 48 |
| OBRÁZEK 8-5 KRITICKÁ MÍSTA NA RÁMU DLE MKP | 49 |
| OBRÁZEK 9-1 ZVOLENÉ ULOŽENÍ OPĚRNÉHO VÁLCE | 53 |
| OBRÁZEK 9-2 ZVOLENÉ ULOŽENÍ PRACOVNÍHO VÁLCE | 54 |
| OBRÁZEK 10-1 ULOŽENÍ VÁLČŮ VE 3D CAD SESTAVĚ, VLEVO OPĚRNÝ VÁLEC, VPRAVO PRACOVNÍ..... | 55 |
| OBRÁZEK 10-2 SESTAVA NAVRHNUTÉ VÁLCOVACÍ STOLICE KVARTO, VLEVO SE SKRYTÝM JEDNÍM "O" RÁMEM, VPRAVO V ŘEZU..... | 55 |

Seznam tabulek

| | |
|---|----|
| TABULKA 2-1 PARAMETRY VÁLCOVACÍ STOLICE SMS | 14 |
| TABULKA 2-2 PARAMETRY VÁLCOVACÍ STOLICE GHM [10]..... | 15 |
| TABULKA 2-3 PARAMETRY VÁLCOVACÍ STOLICE VÝROBCE AB [11]..... | 15 |
| TABULKA 3-1 TABULKA PARAMETRŮ VÁLCOVACÍ STOLICE S ELEKTROPOHONEM [13] | 17 |
| TABULKA 3-2 TABULKA PARAMETRŮ VÁLCOVACÍ STOLICE NA KERAMIKU [14] | 17 |
| TABULKA 6-1 ZADÁNÍ PARAMETRŮ VÁLCOVACÍ STOLICE KVARTO | 28 |
| TABULKA 7-1 ROZMĚROVÉ PARAMETRY ZÁVITU STAVĚCÍHO ŠROUBU | 31 |
| TABULKA 7-2 MATERIÁLOVÉ A MECHANICKÉ CHARAKTERISTIKY STAVĚCÍHO ŠROUBU A MATICE | 31 |
| TABULKA 7-3 GEOMETRICKÉ A ZÁTĚŽOVÉ CHARAKTERISTIKY PRO VÝPOČET PRŮHYBU OPĚRNÉHO VÁLCE | 35 |
| TABULKA 7-4 MATERIÁLOVÉ A MECHANICKÉ CHARAKTERISTIKY VÁLČŮ..... | 35 |
| TABULKA 7-5 ROZMĚROVÉ HODNOTY PRO VÝPOČET DEFORMACÍ A NAPĚTÍ RÁMU | 41 |
| TABULKA 7-6 MATERIÁLOVÉ A MECHANICKÉ CHARAKTERISTIKY RÁMU | 41 |

Seznam příloh

- Příloha č.1 Výkresová dokumentace
- Příloha č.2 CAD modely válcovací stolice kvarto
- Příloha č.3 MKP simulace válce a rámu

PŘÍLOHA č. 1

Výkresová dokumentace

Obsah:

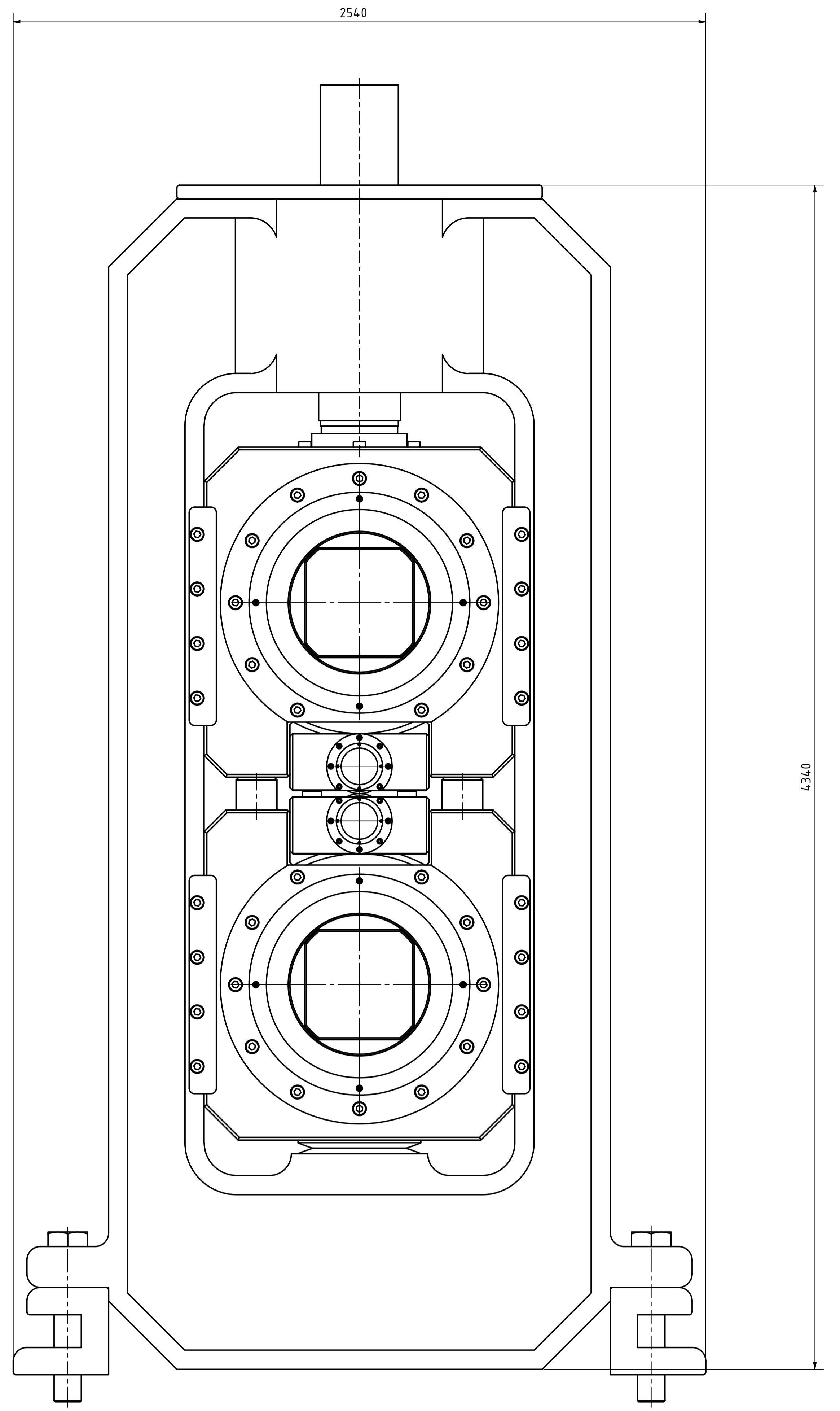
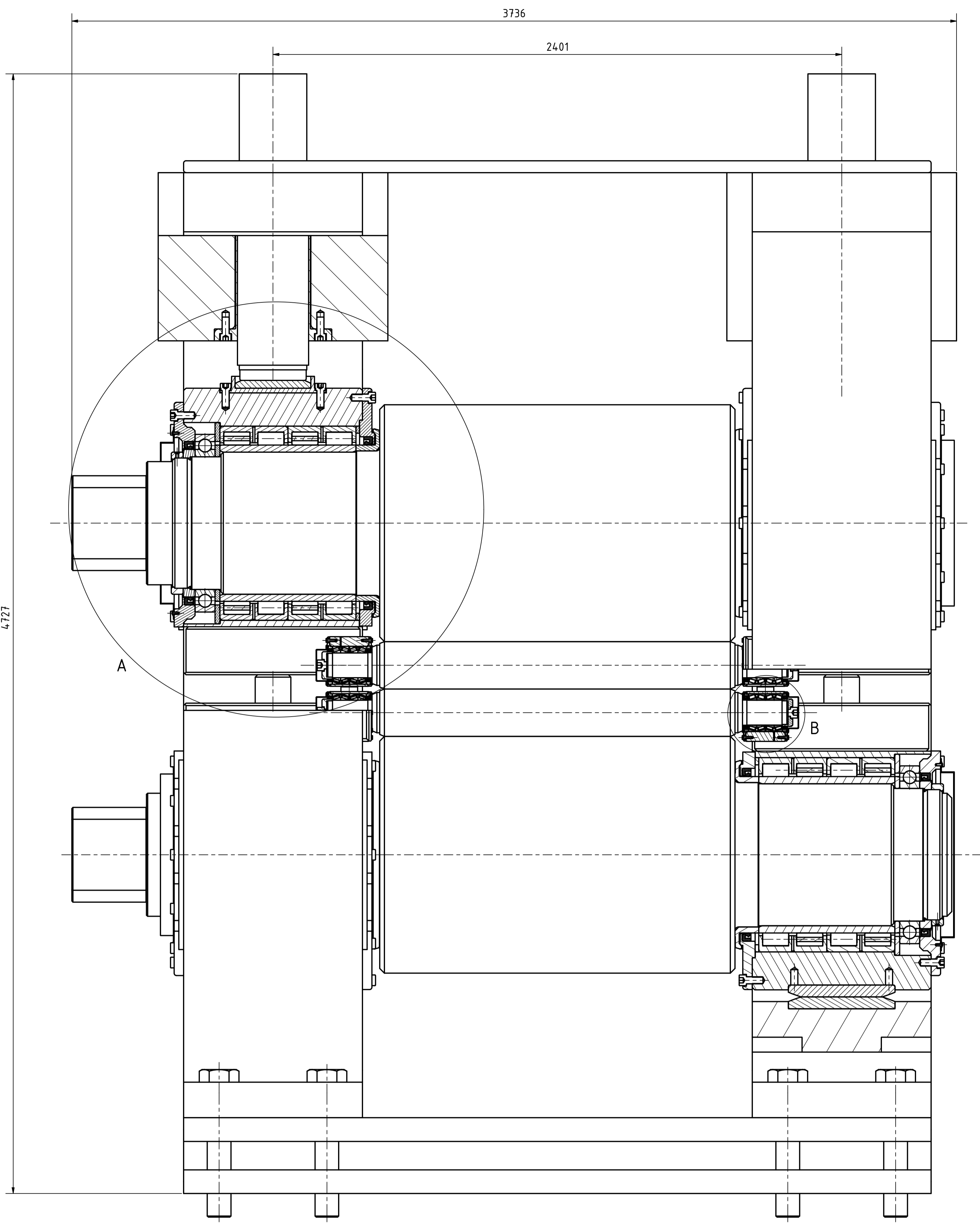
| | Číslo výkresu | Popis | Formát |
|---|---------------|----------------------------------|--------|
| 1 | 001 | Sestava válcovací stolice kvarto | A1 |
| 2 | 002 | Výrobní výkres opěrného válce | A1 |

PŘÍLOHA č. 2

CAD modely navržené válcovací stolice kvarto v elektronické podobě

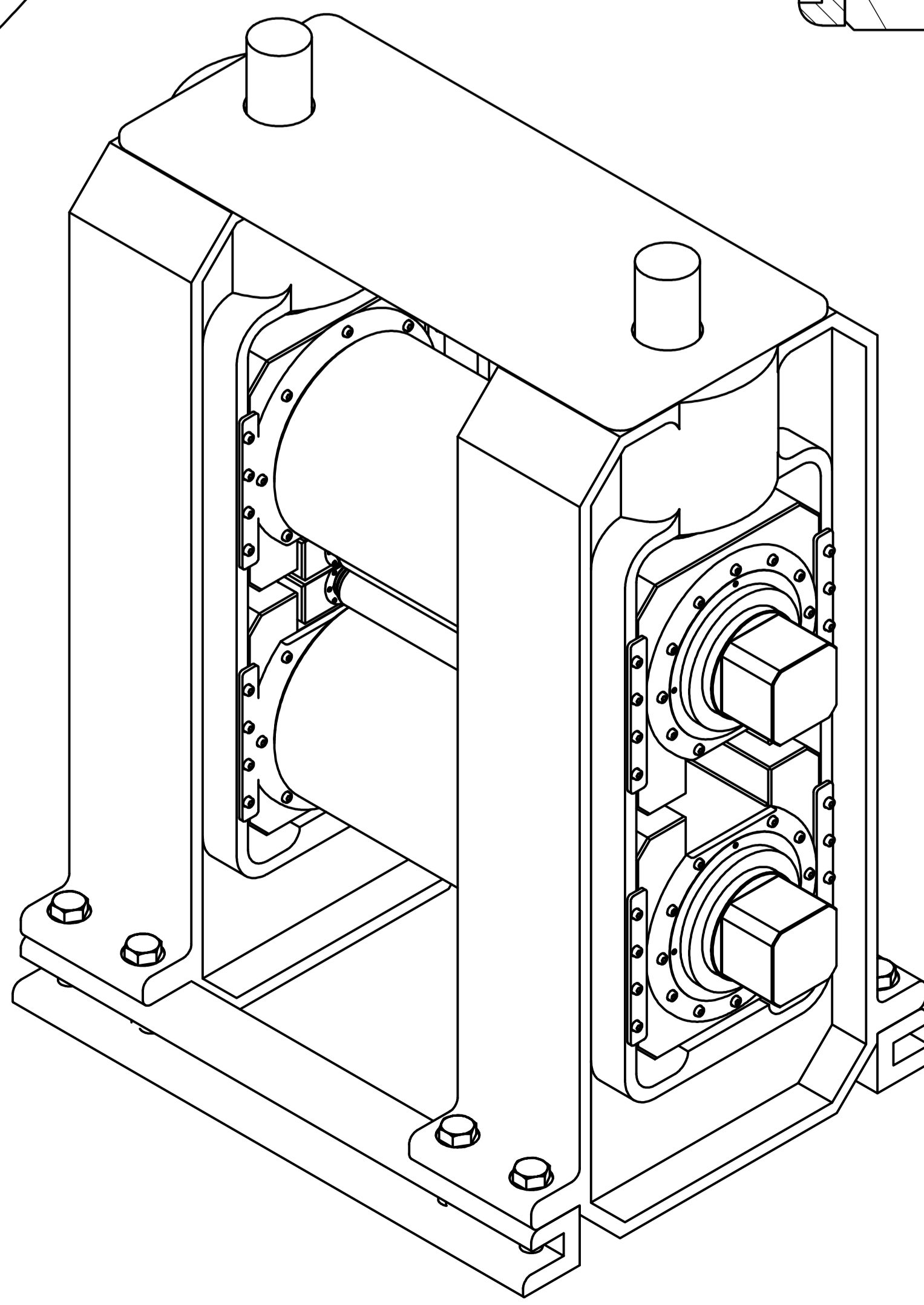
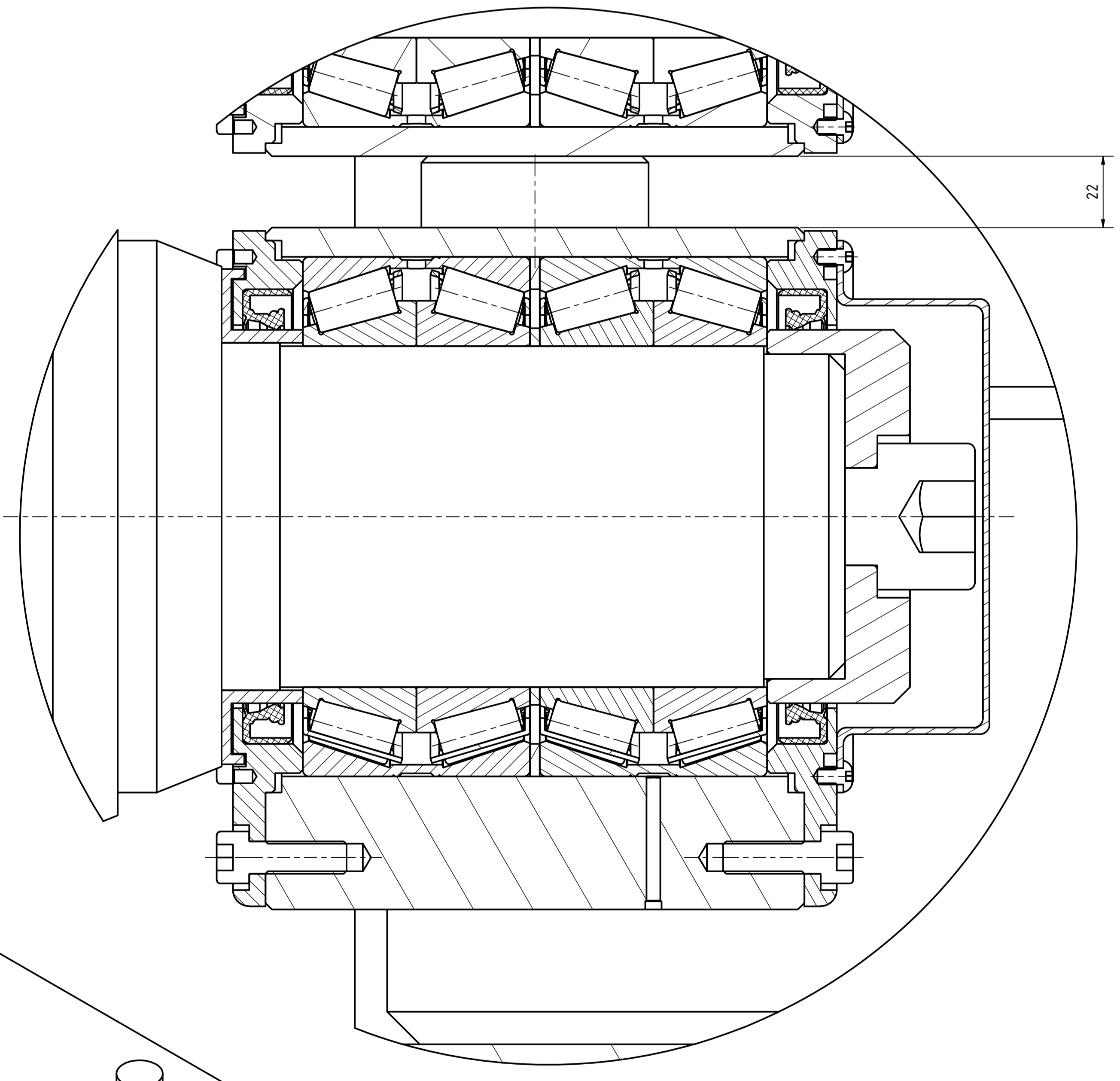
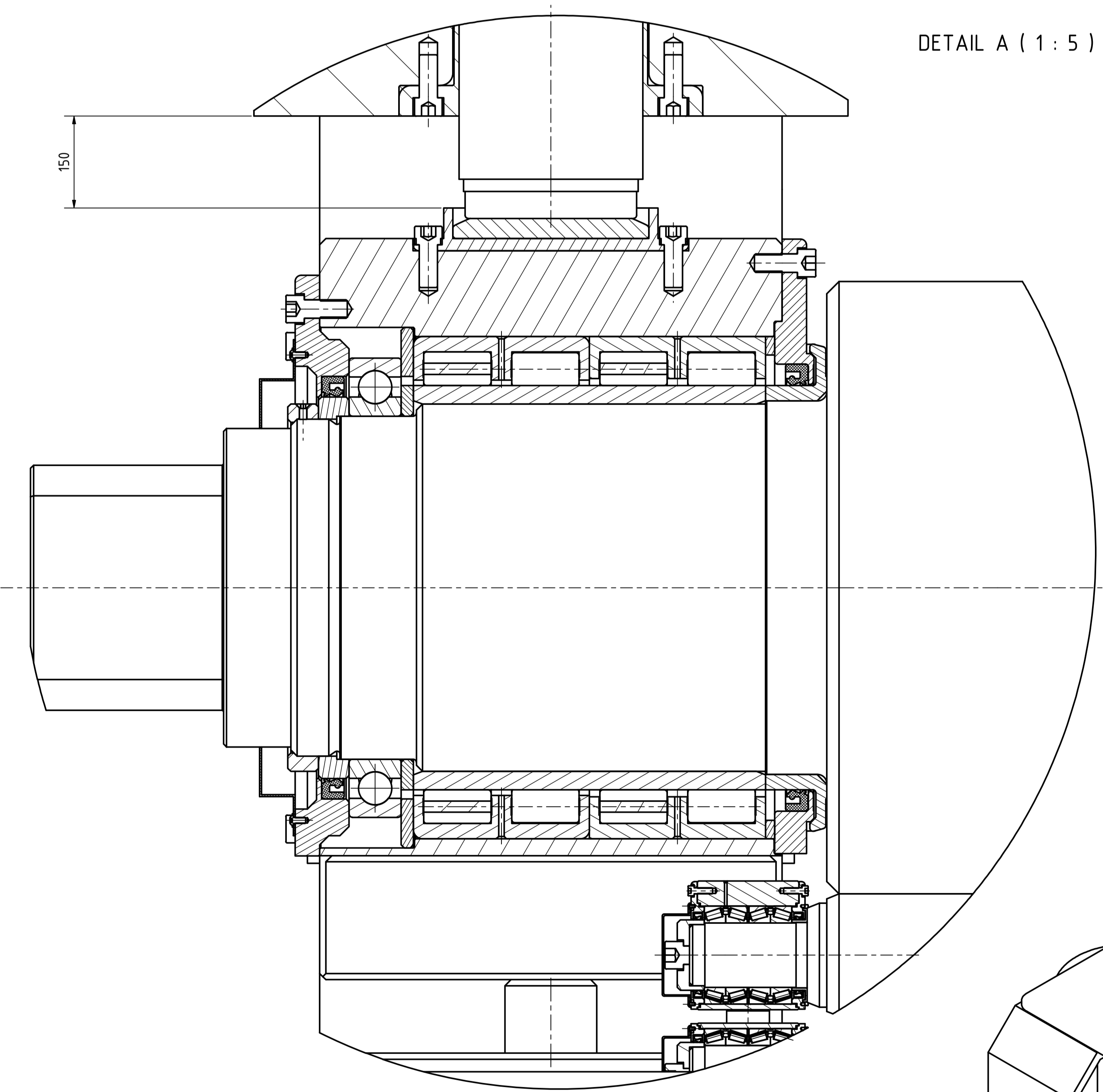
PŘÍLOHA č. 3

MKP simulace válce a rámu v elektronické podobě



DETAIL A (1 : 5)

DETAIL B (1 : 1)



| | | | | | |
|--|------------------|--|------------------|-----------------------------|------------------|
| Škála 1:10 | Průběh 95 834 | Průběh 95 834 | Průběh 95 834 | Průběh 95 834 | Průběh 95 834 |
| Autor Jaroslav Váňa Datum 23.7.2020 | | Název Válcovací stolice KVARTO | | Formát A0 | |
| Katedra KATEDRA KONSTRUKČNÍ STROJŮ | | Číslo dokumentu 002 | | List 1 / 1 | |
| VÝKRES SESTAVY | | | | | |