ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program:	N0715A270017	Konstruování strojů a technických zařízení
Studijní zaměření:	Konstruování výrobních strojů a zařízení	

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh kalandrovacího stroje

Autor: **Bc. Tomáš Jankovec**

Vedoucí práce: **Prof. Ing. Václava Lašová Ph.D.**

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení:	**Bc. Tomáš JANKOVEC**
Osobní číslo:	**S21N0067P**
Studijní program:	**N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace:	**Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce:	**Konstrukční návrh kalandrovacího stroje**
Zadávající katedra:	**Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh kalandrovacího stroje, který bude vycházet ze základních požadavků zákazníka. Pomocí programu KISSsys navrhnout vhodná ložiska a provést únavovou kontrolu na kritických místech pracovního válce. Dále provést MKP kontrolu v kritických míst stroje rámu. Navržená konstrukce musí splňovat předpoklady kusové výroby.

Osnova diplomové práce:
1. Specifikace požadavků, analýza úlohy
2. Popis pracovního procesu
3. Konstrukční návrh
4. Výpočtové kontroly
5. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení

Konzultant: Tobias Hanauer
Zadavatel – Gear Design s.r.o.

Rozsah diplomové práce: **40-60**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
[2] RUDOLF, B., KOPECKÝ, M. Tvářecí stroje – Základy výpočtů a konstrukce. Praha: SNTL, 1982
[3] Interní materiál, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem diplomové práce.

Vedoucí diplomové práce: **Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

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

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 30. listopadu 2022

FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY
V PLZNI

Prohlášení o autorství

Akademický rok:	2022/2023
Jméno a příjmení studenta:	Bc. Tomáš Jankovec
Název diplomové práce:	Konstrukční návrh kalandrovacího stroje

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci na téma „Konstrukční návrh kalandrovacího stroje“ vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí diplomové práce.

V Plzni dne:

. . . . . .

Podpis studenta

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucí práce prof. Ing. Václavě Lašové Ph.D. za profesionální vedení diplomové práce, a také konzultantu Tobias Hanauer. za ochotné předávání odborných znalostí a zkušeností, včasných a přesných výtek a trpělivosti při objasnění konstrukčních prvků. Dále bych rád poděkoval své mamince Ivaně Jankovcové a přítelkyni Bc. Pavle Lisnerové za nepřetržitou podporu a trpělivost při studiu i psaní diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Jankovec	**Jméno** Tomáš	
STUDIJNÍ OBOR	KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ A TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ		
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení** Prof. Ing. Lašová Ph.D.	**Jméno** Václava	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	~~**BAKALÁŘSKÁ**~~	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh kalandrovacího stroje		

FAKULTA	Strojní		**KATEDRA**	KKS		**ROK ODEVZD.**	2023

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	84		**TEXTOVÁ ČÁST**	74		**GRAFICKÁ ČÁST**	0

STRUČNÝ POPIS	Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh kalandrovacího stroje, jenž má zastoupení v gumárenském průmyslu. Využívá se pro zpracování pryže a následného vmísení přísad pro získání přesně definovaného chemického složení. Dále práce obsahuje výpočtové kontroly ložisek, prac. válců, MKP výpočty rámu, konstrukční provedení, základní rešerši a dále.
KLÍČOVÁ SLOVA	Gumárenský průmysl, Výroba hnětením, Pryž kaučuk.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	**Surname** Jankovec	**Name** Tomáš	
FIELD OF STUDY	Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Prof. Ing. Lašová Ph.D.	**Name** Václava	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	~~**BACHELOR**~~	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Calendering machine design		

FACULTY	Mechanical Engineering	**DEPARTMENT**	KKS	**SUBMITTED IN**	2023

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	84	**TEXT PART**	74	**GRAPHICAL PART**	0

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	The diploma thesis contains a design of a rubber mixing machine. Study of the production of the precise chemical composition of rubber. Next the thesis contains basic calculations check of the applied design elements.
KEY WORDS	Rubber manufacturing Rubber industry Rubber products

1 Obsah

2 Úvod 12
3 Zpracovávaný materiál 12
3.1 Kaučuk 12
3.1.1 Přírodní kaučuk 12
3.1.2 Syntetický kaučuk 12
3.2 Vulkanizace 12
3.3 Realizace vulkanizačního procesu 13
3.3.1 Hnětení směsi 13
3.3.2 Vulkanizace 13
3.4 Přísady kaučukové směsi 13
3.4.1 Vulkanizační činidla 13
3.4.2 Plniva 13
3.4.3 Změkčovadla 13
3.4.4 Antidegradanty 13
3.4.5 Zvláštní přísady 13
3.5 Historie vulkanizace 13
3.6 Vlastnosti pryže 14
4 Produkty 14
5 Představení stroje 15
5.1 Hnětací kalandrovací stroje 15
5.2 Páskovací kalandrovací stroje 16
6 Specifikace zadání 17
6.1 Zadané parametry 17
6.2 Pracovní požadavky 18
6.2.1 Navíjení kaučukové směsi 18
6.2.2 Promíchávání kaučukové směsi 18
6.2.3 Ovládání 20
6.3 Bezpečnost 20
6.3.1 Riziko úrazu 21
6.3.2 Pasivní bezpečnost 21
6.3.3 Aktivní bezpečnost 21
6.4 Varianty stroje 22
6.5 Standardní verze 22
6.6 Prémiová verze 23
7 Koncepční konstrukce a výpočty 24
7.1.1 Elektromotor 24

7.1.2 Převodový mechanismus ... 24
7.1.3 Koncepční výpočty pohonu ... 25
7.2 Pracovní válce ... 26
7.2.1 Materiál pracovního válce ... 26
7.2.2 Standardní pracovní válec ... 27
7.2.3 Prémiový pracovní válec ... 28
7.2.4 Rotační spojka ... 28
7.3 Rotační uložení válců ... 29
7.4 Výpočty valivých ložisek ... 30
7.4.1 Ložisko SKF 24064 CC/W33 ... 30
7.4.2 Ložisko SKF 24060 CAC/W33 ... 30
7.4.3 2x Ložisko SKF 24064 CC/W33 ... 31
7.4.4 Koncepční výběr ložiska ... 31
7.5 Rám ... 32
7.5.1 Základní rozměry ... 32
7.5.2 Technologie výroby rámu ... 32
7.5.3 Postup modelování rámu v CAD systému ... 33
7.6 Bezpečnostní mechanismus ... 35
7.7 Řezací mechanismus ... 36
8 Vyhodnocení konceptu ... 37
9 Konstrukce rámu ... 37
9.1 Hlavní části rámu ... 37
10 Numerické výpočty rámu stroje – MKP ... 38
10.1 Obecný postup výpočtu ... 38
10.1.1 1. Krok – úprava modelu ... 38
10.1.2 2. Krok – definice kontaktů ... 39
10.1.3 3. Krok – tvorba sítě ... 39
10.1.4 4. Krok – definice okrajových podmínek ... 39
10.1.5 5. Krok – definice zatížení ... 40
11 MKP analýzy – zjednodušené zatížení ... 42
11.1 MKP analýza – původní uložení – volnoběh ... 42
11.1.1 Posunutí ve směru Y ... 43
11.1.2 Posunutí ve směru Z ... 43
11.1.3 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 44
11.1.4 Vyhodnocení zatížení ložisek ... 44
11.2 MKP analýza – první optimalizace – volnoběh ... 45
11.2.2 Posunutí ve směru Y ... 45
11.2.3 Posunutí ve směru Z ... 46

11.2.4 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 46
11.2.5 Vyhodnocení zatížení ložisek ... 46
11.3 MKP analýza – Druhá optimalizace – volnoběh ... 47
11.3.1 Druhá optimalizace ... 47
11.3.2 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 48
11.3.3 Vyhodnocení zatížení ložisek ... 49
11.3.4 Napětí – Von Mises ... 49
11.3.5 Vyhodnocení výsledků napětí ... 50
11.4 MKP analýza – maximální zatížení ... 51
11.4.1 Posunutí ve směru Y ... 51
11.4.2 Posunutí ve směru Z ... 51
11.4.3 Napětí – Deformační člen ... 52
11.4.4 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 52
11.5 MKP analýza – zatížení – vkládání pryže ... 53
11.5.1 Posunutí ve směru Y ... 53
11.5.2 Posunutí ve směru Z ... 53
11.5.3 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 54
11.6 MKP analýza – hnětení ... 54
11.6.1 Posunutí ve směru Y ... 54
11.6.2 Posunutí ve směru Z ... 55
11.6.3 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 55
11.7 MKP analýza – finální optimalizace ... 56
11.7.1 Finální optimalizace ... 56
11.7.2 Upravený výpočtový model ... 56
11.7.3 Finální optimalizace – Volnoběh ... 57
11.7.4 Finální optimalizace – Maximální zatížení ... 58
11.7.5 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 60
11.7.6 Vyhodnocení výsledků napětí ... 60
12 Finální MKP – Analýza – Kompletní zatížení ... 60
12.1.2 Napětí – Deformační člen ... 63
12.1.3 Napětí – Bronzová čočka ... 63
12.1.4 Vyhodnocení výsledků posunutí ... 64
12.1.5 Vyhodnocení výsledků napětí ... 64
12.2 Zhodnocení návrhu ... 64
13 Návrh pracovních válců a jejich uložení ... 65
13.1 Definice zatížení ... 65
13.2 Vliv veličin na tvářecí sílu ... 65
13.2.1 Tvářecí síla ... 65

13.2.2 Součinitel tření mezi nástrojem a tvářeným materiálem 65
13.2.3 Teplota tvářeného materiálu 65
13.2.4 Poměrná rychlost 66
13.2.5 Stupeň deformace 66
13.2.6 Chemické složení kaučukové směsi 66
13.3 Vyhodnocení vznikajícího zatížení 66
13.4 Rotační uložení 67
13.4.1 Výpočtový model 67
13.4.2 Popis veličin v zatěžovacím spektrum 68
13.4.3 Stavy zatěžujícího spektra 68
13.4.4 Zhodnocení výsledků valivého uložení 69
13.5 Tvar válce 69
13.5.1 Zvolené mechanické vlastnosti materiálu válce 69
13.5.2 Původní válec 70
13.5.3 Zhodnocení výsledků původního válce 72
13.5.4 Současný upravený válec 72
13.5.5 Shrnutí a porovnání výsledků 75
13.6 Uložení válců 75
13.6.1 Detail A 76
13.6.2 Detail B 77
13.6.3 Detail C 77
13.6.4 Celkový pohled 78
14 Závěr 79
15 Seznam obrázků 81
16 Seznam tabulek 83
17 Seznam použité literatury 83
18 Seznam zdrojů obrázků 84

2 Úvod

Tématem diplomové práce je konstrukční návrh kalandrovacího stroje, jehož hlavní pracovní náplní je vytvoření kaučukových polotovarů. To zahrnuje smísení surového kaučuku s přídavnými látkami tak, aby vznikl polotovar s požadovanými vlastnostmi jak rozměrovými, tak chemickými. Tento stroj disponuje dvěma či více paralelně uloženými pracovními válci a princip výroby je velice podobný válcování plechů na tvářecích válcovacích stolicích. Vytvořený gumový plát je dále zpracováván do podob, které jsou využívány takřka stále v běžném životě každého z nás. Tato skupina tvářecích strojů nezahrnuje účelově jen gumárenský průmysl, ale také se využívá při výrobě tenkých polotovarů s plochými rozměry. Jedním z dalších nejznámější a nejrozšířenějších použití je v papírenském průmyslu. Práce se bude zaměřovat pouze na využití těchto typů strojů v gumárenském průmyslu.

Z důvodu interních informací souvisejících s tímto řešením, které podléhají utajení, nejsou uváděny některé obrázky a texty.

3 Zpracovávaný materiál

Hlavní materiálová složka pro gumárenský průmysl v surovém stavu se nazývá kaučuk. Ten může být původu syntetického nebo přírodního. Řadí se mezi polymerní materiály, a také elastomery. Kaučuk disponuje typickými vlastnostmi pro gumové produkty, především velkým rozpětím pružné deformace. Pryž neboli guma vzniká zpracováním kaučuku metodou zvanou vulkanizace.

3.1 Kaučuk

3.1.1 Přírodní kaučuk

Přírodní kaučuk, neboli druhotným názvem latex, se získává nařezáním kůry tropického stromu zvaného kaučukovník brazilský. Získaná tekutina je dále podrobena úpravám, jako je například srážení kyselinou mravenčí a praní ve vodě. Následně se tento materiál suší na polotovar zvaný krepa.

3.1.2 Syntetický kaučuk

Vyrábí se polymerací nebo kopolymerací některých nenasycených uhlovodíků a kvůli tomu může mít různé složení. Mezi nejvíce se vyskytující typy patří polybutadienové kaučuky, kopolymerní butadien-styrenové kaučuky, ethylen-propylenové kaučuky a izoprenové kaučuky. Mezi syntetické kaučuky se řadí i silikonové kaučuky, což jsou zesíťované polysoloxany, ale také polychloropren a další halogenované kaučuky. Z kaučuků na bázi uhlovodíků se pryž vyrábí přídavkem plniv, antioxidantů, vulkanizačních činidel a následnou vulkanizací.

3.2 Vulkanizace

Je chemická reakce, při které dochází k zesíťovaní syntetických nebo přírodních kaučuků, čímž se zcela zásadně zlepšují vlastnosti, jako je pružnost, pevnost v tahu, otěruvzdornost apod. Vulkanizace může být uskutečněna dvěma způsoby v kombinaci s hnětením, a to buď za využití tepla, nebo katalyzátorů jinak řečeno urychlovačů, jenž podporují reakce vulkanizačního činidla. Čím déle bude kaučuk vulkanizován, tím více můstků vzniká, a proto je výsledná pryž tvrdší. Po dokončení vulkanizačního zpracování pryž nelze dále tvářet, ale jen opracovávat.

3.3 Realizace vulkanizačního procesu

3.3.1 Hnětení směsi

Proces se realizuje za pomocí dvou proti sobě se otáčejících ohřátých válců, mezi které se vsouvá směs rozdrceného kaučuku. Ten je následně navinut kolem jednoho z válců. Dalším krokem je přidání plniv, změkčovadel, antidegradantů, zvláštních přísad a také vulkanizačního činidla. Po důkladném promísení jednotlivých látek je výsledný kompaktní polotovar odebrán z pracovního válce. Polotovar putuje na páskovací válec, který vytvoří normalizované rozměry tak, aby směs mohla být použita například do vstřikovacích lisů.

3.3.2 Vulkanizace

Proces vulkanizace probíhá například v samotných vstřikolisech, kde se vyrábí různé druhy těsnění. Nejprve je směs stlačena do požadovaného tvaru a následně vulkanizována při konvenčních teplotách 130 – 160 °C, tedy samotná vulkanizace je realizována jen ohřevem na požadovanou teplotu.

3.4 Přísady kaučukové směsi

3.4.1 Vulkanizační činidla

Jsou všechny látky, které mají schopnost vytvářet chemickou reakci mezi řetězci kaučukového uhlovodíku. Dodnes se jako vulkanizační činidlo využívá mletá krystalická přírodní síra.

3.4.2 Plniva

Jejich hlavní funkcí je úprava takřka všech vlastností pryže, jako je zvýšení tvrdosti, pevnosti i odolnost vůči otěru. Plniva jsou látky tuhé konzistence, především různé druhy sazí například kanálové, retortové a termické. Složení všech sazí je na bázi čistého uhlíku s malým obsahem vodíku a kyslíku. Pro bílé a světle zabarvené výrobky se využívají anorganická plniva což můžou být speciální typy oxidu křemičitého, křemelina, mletý křemen a kaolín.

3.4.3 Změkčovadla

Využívají se pro změkčení kaučukových směsí tak, aby byla zlepšena jejich zpracovatelnost. Patří mezi ně většinou kapalné oleje.

3.4.4 Antidegradanty

Funkcí je ochrana pryžového výrobku před degradací neboli účinky kyslíku a ozonu.

3.4.5 Zvláštní přísady

Účel je dosažení specifických vlastností. Mezi ně patří různá nadouvadla, pigmenty, prostředky pro spojování pryže s kovy a vlákny, retardéry hoření, antistatické látky, brusivo a výbušniny.

3.5 Historie vulkanizace

Z historického hlediska byl vulkanizační proces objeven Američanem Charles Goodyear, který si tento postup zpracování přírodního kaučuku patentoval v roce 1844 a byl průkopníkem pro celosvětovou poptávku po latexu z kaučukovníku brazilského.

3.6 Vlastnosti pryže

Pryž disponuje velkou elasticitou, akumulací části energie při deformaci, velkou odolností vůči opakovaným deformacím, nepropustností pro plyny a vodu, značnou chemickou odolností vůči kyselinám i zásadám a elektroizolačními vlastnostmi. Je prakticky nestačitelná, pokud už dojde ke stlačení pryže, tak pouze v intervalu deformačního charakteru.

4 Produkty

Jak již bylo zmíněno v úvodu, stěžejní činnost kalandrovacích stojů je ve vytváření gumárenských polotovarů s velkými délkovými parametry a malou tloušťkou. Kalandrování je jedním z hlavních výrobních kroků například při výrobě automobilových pneumatik, obuvnických podrážek, izolace elektrického vedení, těsnění apod.

Pro konkrétní představu jsou na obrázku [1] představeny výrobky jejichž materiál byl zpracováván pomocí kaladrovacích strojů.

Obrázek 1:Pryžové produkty

5 Představení stroje

Stroj, jak je patrné z úvodu a předešlých kapitol, je využíván na hnětení kaučukové směsi pásových polotovarů. V podstatě začíná od prvotního vytváření kaučukových směsí, kde se kusový kaučuk smísí s plnivy, až po výsledný pásový polotovar určený takřka k finálnímu zpracování a tedy vulkanizaci. Podle této úvahy by mělo být prvotní rozdělení kalandrovacích strojů. Tedy stroje určené pro hnětení, kterými se zabývá tato práce, a pro válcování, takzvaně „páskovací stroje“.

5.1 Hnětací kalandrovací stroje

Účelem těchto strojů je vytvoření kaučukové směsi s přesným chemickým složením, která je dále zpracovávána do výsledných produktů. Stroj je nejčastěji rozdělen na základě délkového parametru pracovních válců. Rozlišují se malé, jejichž pracovní délka válce se pohybuje do 800 [mm], střední s délkou až 1500 [mm] a velké s pracovní délkou přes 1500 [mm]. U těchto strojů může být, jak otevřený vstup pro kaučukovou směs, tak uzavřený.

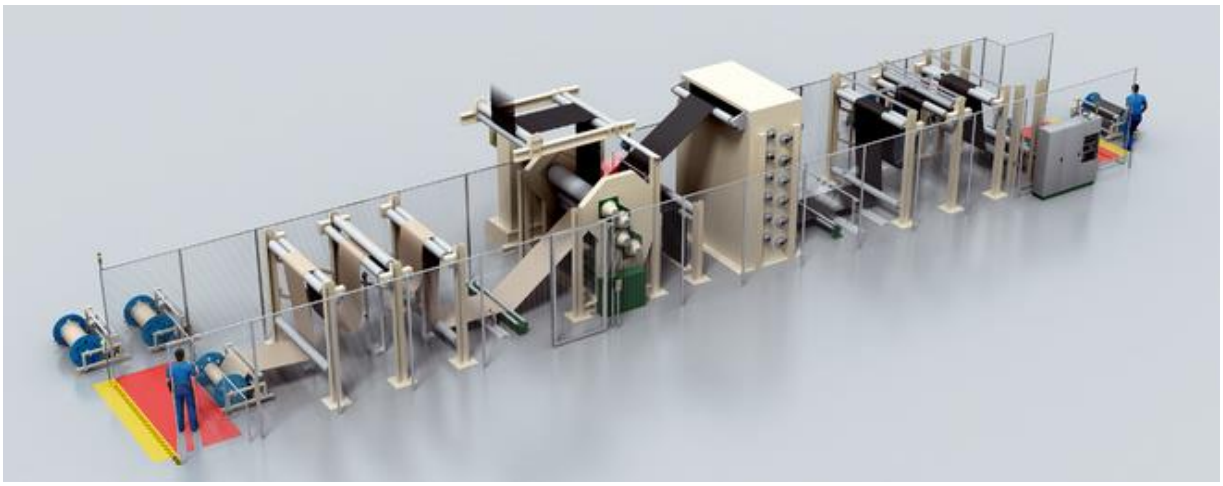
U uzavřeného provedení musí být kalandrovací stroj osazen dopravníkem, který dodává připravené směsi mezi válce. U otevřeného způsobu tento pracovní krok vykonává obsluha. Je patrné, že u uzavřeného provedení bude rychlejší produkce čili tyto stroje se uplatňují ve velkosériových či hromadných výrobách, například pneumatik. Často jsou také osazeny větším množstvím pracovních válcovacích jednotek, které následnou směs přetváří do dále potřebného polotovaru, ale nikoli do konečné podoby. Otevřené vstupy mají zastoupení v menších závodech, jako například výroba přesně definované kaučukové směsi s malým potenciálním odběrem.

Obrázek 2:Hnětací proces

Obrázek 3:Kalandrovací stroj

5.2 Páskovací kalandrovací stroje

Tyto stroje nehnětou žádná plniva s kaučukem, ale vytvářejí výsledné pásové polotovary s požadovanými geometrickými vlastnostmi. Jak je patrné na obrázkcích [2,3] z hnětacích kalandrovacích strojů nelze vyprodukovat kvalitní pásový polotovar, který by mohl být nadále ve výrobním procesu zpracováván bez následné úpravy na páskovacích strojích. Jelikož jako jediný způsob odstranění kaučukové směsi z válců hnětacích kaladrů je odříznutí. V důsledku toho má polotovar nepravidelné rozměry. Proto je nutné vytvořenou kaučukovou směs dále tvářet na plát. Tyto tvářecí linky jsou schematicky podobné válcovacím stolicím pro tváření ocelových pásových polotovarů. Jelikož se jedná o materiál s nízkým přetvárným odporem, není časté uspořádání s pracovními a podpěrnými válci, jak je tomu u válcových stolic, ale vyskytuje se zde jiný problém, a sice značná elasticita materiálu.

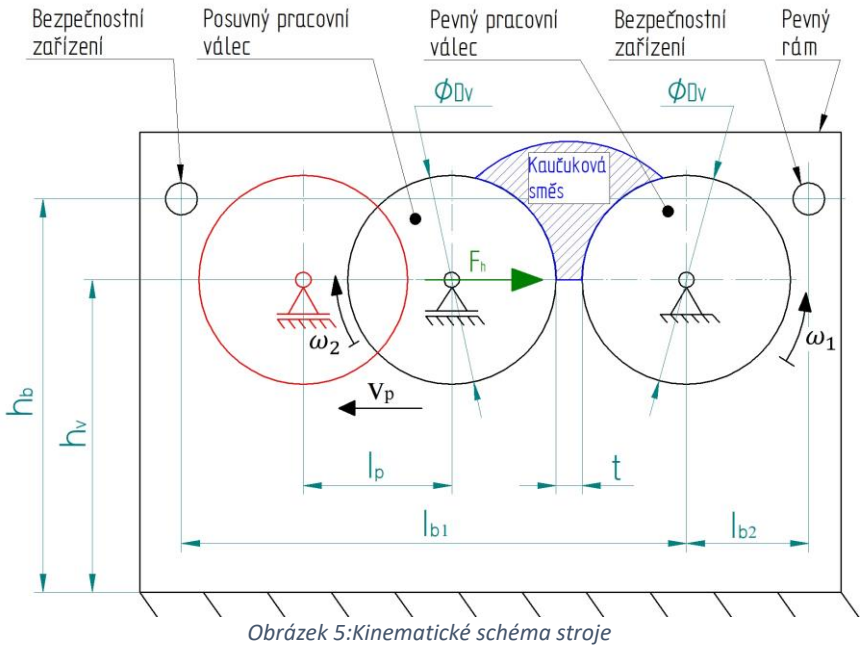


Obrázek 4:Kalandrovací linka

6 Specifikace zadání

Diplomová práce řeší konstrukční návrh kalandrovacího stroje pro hnětení kaučukové směsi s dvěma pracovními válci. Stroj musí splňovat technické požadavky zákazníka, ale také bezpečnostní kritéria. Má disponovat možností montáže pohonu z obou stran a variabilitou volitelného osazení stroje různým příslušenstvím tak, aby stroj byl náležitě zákaznicky přizpůsobitelný. Dnešní nepostradatelnou samozřejmostí je také softwarové ovládání. Zadání obsahuje i studijní podklady již vyrobeného hnětacího stroje pro studijní užití. Jedná se však o stroj s menší pracovní délkou válců, než je požadována v tomto zadání. Konstrukce stoje bude realizována bez dopravníku kaučuků a plniv.

6.1 Zadané parametry



Obrázek 5:Kinematické schéma stroje

6.2 Pracovní požadavky

Pro demonstraci prvotních požadavků bude využito předešlého již vyrobeného stroje zobrazeného na obrázku [6] s odlišnými parametry.

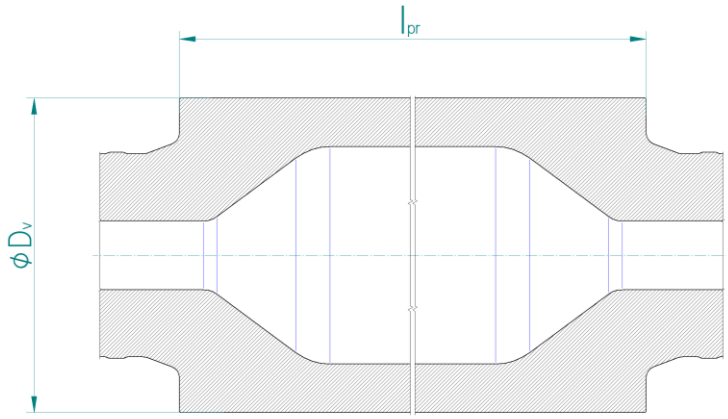
Obrázek 6:Původní typ kalandrovacího stroje

6.2.1 Navíjení kaučukové směsi

Kaučuková směs se navijí pouze na jeden pracovní válec. Tento jev bude zajištěn kinematikou stroje tak, že bude platit nerovnice mezi úhlovými rychlostmi pracovních válců, a sice: $\omega_1 < \omega_2$. Rozdíl v rychlostech je standardně 20 [%].

6.2.2 Promíchávání kaučukové směsi

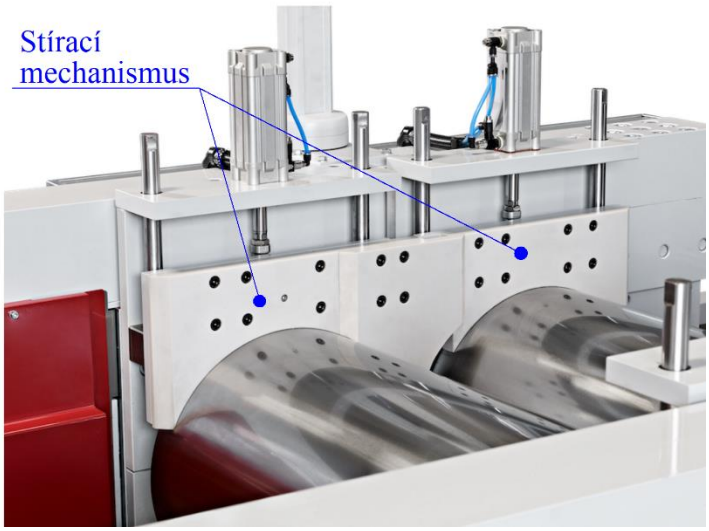
Vzhledem k množství variací chemického složení hnětené směsi, což přímo ovlivňuje vlastnosti tvářeného materiálu, jsou zde různé výrobní postupy pro jednotlivé kaučukové směsi. Obecně se dá říci, že při tvářecím procesu kaučukové směsi mezi pracovními válci vzniká vlivem vnitřního tření teplo, které přechází jak do směsi, tak i do válců. Je to jev, který do značné míry pomáhá hnětacímu procesu jako takovému, jelikož snižuje přetvárný odpor, a tudíž výsledné namáhání válců. Zároveň také značně ohrožuje kvalitu výsledného polotovaru. Teplota může dosáhnout či překročit teplotu vulkanizační, která je v rozmezí standardně 130 – 160 [°C] při které dojde k vulkanizační chemické reakci na pracovních válcích, což by znemožnilo další zpracování směsi. Z tohoto důvodu musí být válce chlazeny. Teplota chladícího média bývá standardně v rozmezí 15 – 20 [°C]. Naopak se zde také mohou vyskytnout směsi, jejichž počáteční přetvárný odpor vyžaduje ohřátí pracovních válců na teplotu v intervalu 60 – 70 [°C]. Tímto způsobem se rapidně snižuje počáteční přetvárný odpor a směs se lépe promísí. Postup výroby se liší pro každou směs.



Obrázek 7:Schéma pracovního válce

Ve válci je běžně vyrobena odlitím dutina, kde během pracovního procesu proudí chladící kapalina. Tímto způsobem jsou chlazeny oba pracovní válce na požadovanou teplotu. Pro výrobu pracovních válců se často využívá technologie odlévání, kterou je možné jednoduše vyrobit i dutinu válce. Chlazení pracovních válců vyžaduje i další příslušenství, jako je čerpadlo, chladič tekutiny a hydraulický okruh, kde bude proudit tekutina.

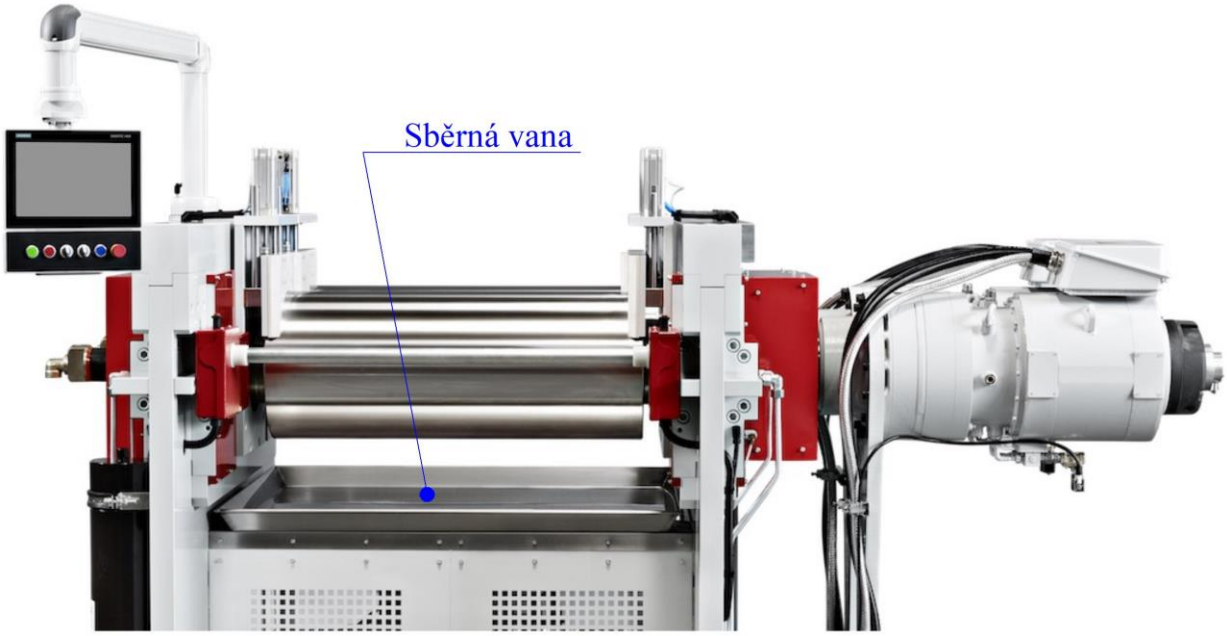
Dále může být stroj pro rychlejší promíchávání, a tedy větší produktivitu vztaženou na totožnou jednotku času, osazen stírači kaučukové směsi, které jsou zobrazeny na obrázku [8]. Tato technologie se začala používat v nynější době. U zastaralejších strojů tuto funkci zabezpečovala obsluha stroje.



Obrázek 8:Stírací mechanismus stroje

Dále pro lepší promísení a také následné odstranění gumového plátu může stroj obsahovat sadu nožů, které mají za úkol nařezávat kaučukovou vrstvu. Tyto nože jsou umístěny pod pracovními válci.

Během tvářecího procesu může docházet k nechtěnému oddělování kaučukové směsi především ze začátku, kdy není směs ještě dostatečně zahřátá. Proto musí být součástí stroje sběrná vana, která je umístěna pod pracovními válci, jak je zobrazeno na obrázku [9].



Obrázek 9:Sběrná vana stroje

6.2.3 Ovládání

Jak udává dnešní trend neboli čtvrtá průmyslová revoluce i zde se projevuje pokrok v ovládání stroje. Ten je osazen řídícím dotykovým panelem zobrazeným na obrázku [10]. Obsluha může řídit rychlost otáčení, chlazení válců a další přidružené mechanismy.

Obrázek 10:Ovládací panel stroje

6.3 Bezpečnost

Tyto typy strojů se z hlediska bezpečnostních požadavků řadí mezi válcovny a je třeba aby splňovaly normu DIN EN 1417. Obecně může být rozdělena bezpečnost na aktivní a pasivní. Není tomu jinak i v případě tohoto stroje.

6.3.1 Riziko úrazu

Jak je patrné z hodnoty pracovní síly, je zde velké riziko smrtelného úrazu obsluhy, a to v podobě nechtěného vtažení lidských končetin mezi válce, což by v nejlepší situaci znamenalo ztrátu dané končetiny a v nejhorším vtažení celého těla a tedy úmrtí.

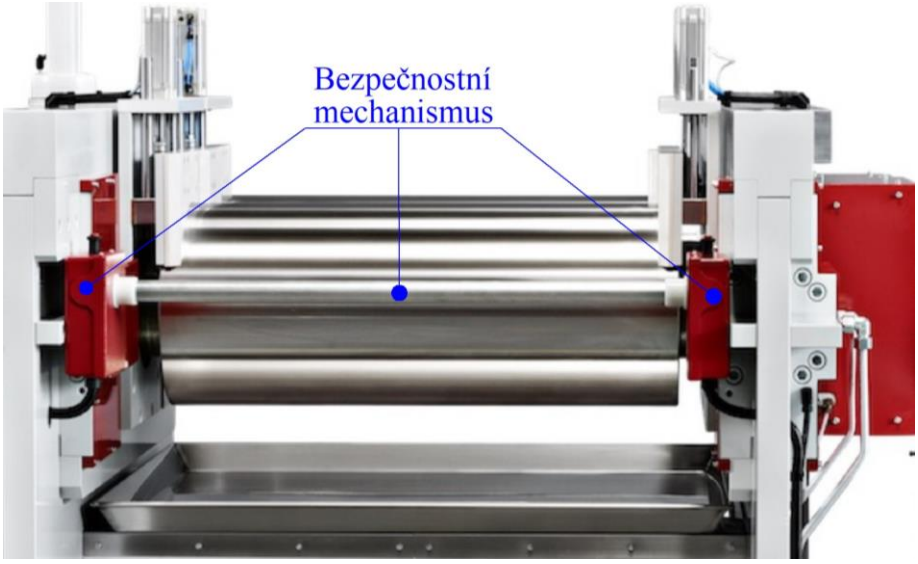
6.3.2 Pasivní bezpečnost

Riziku je potřeba předcházet v co největší míře, což definuje pasivní bezpečnost. V tomto případě je obsluha školena především ohledně vhodného oblečení a různých ozdobných doplňků. Je zakázáno mít volně nošené dlouhé rukávy tak, aby jejich část mohla být vtažena. S tím souvisí nošení ozdobných řetízků, které je též zakázáno. Dále dlouhé vlasy musejí být též schovány a zajištěny vhodnou pokrývkou hlavy. Pravidelné preventivní zkoušky bezpečnostního mechanismu jen doplňují škálu bezpečnostních opatření. Dále musí být všechny pohyblivé součásti pečlivě zakrytované či ohrazené tak, aby nehrozilo nebezpečí nechtěného dotyku.

6.3.3 Aktivní bezpečnost

Aktivní bezpečnost je definována jako bezpečnostní prvek, který má znemožnit zranění, když už dojde k nehodě. V tomto případě je to prvotní vniknutí nejčastěji prstů mezi válce. Pří této nechtěné situaci musí zareagovat bezpečnostní systém. Pokud by stroj neobsahoval toto zařízení, nemohl by minimálně v západních zemích být provozován, jelikož by nesplňoval požadované bezpečnostní standardy.

Aktivace je zde prostá, stačí se jen opřít o bezpečnostní tyče a tímto impulsem zahájí hydraulické válce zpětný tah. Tím zvětší mezeru mezi pracovními válci, a tak dojde k uvolnění končetiny. Spolu s aktivací zpětného pohybu hydraulických válců dojde také k zastavení rotačního pohybu pracovních válců v rámci 60 [°] jejich rotace. Samotný mechanismus je zobrazen na obrázku [11]. Další bezpečností prvek je tlačítko nouzového zastavení stroje, které po stisknutí zastaví stroj a přesune pracovní válce do bezpečností polohy, jako by tomu bylo při dotknutí se bezpečností tyče.



Obrázek 11:Bezpečnostní mechanismus stroje

6.4 Varianty stroje

Dle marketingových průzkumů zadavatele je výhodné vytvořit dvě hlavní verze stroje, které se budou lišit typem pracovních válců a jejich pohonem. Jedná se o takzvaně prémiové a standardní provedení. Obě varianty musí splňovat předepsané vlastnosti z předešlých kapitol. Jedna z variant by měla mít základní vlastnosti především v zástavbovém prostoru, údržbě a manipulaci což umožní příznivější cenu. Naopak prémiová verze by měla mít vyšší užitné vlastnosti jak ohledně zástavby, tak ovládání stroje a doplňkových funkcí.

6.5 Standardní verze

Největší rozdíl mezi verzemi je v pohonu pracovních válců. U této standardní varianty je pohyb pracovních válců realizován jedním elektromotorem, hlavní a rozdělovací převodovkou. Hlavní převodovka propojuje elektromotor s jedním pracovním válcem, ten za pomocí rozdělovací převodovky pohání druhý plovoucí pracovní válec. Soukolí rozdělovací převodovky musí být uzpůsobeno tak, aby bylo schopné přenášet zatížení i při změnách osových vzdáleností. Ta se bude měnit v závislosti na požadované tloušťce kaučukové směsi. Je tedy třeba navrhnout soukolí s velkým modulem a uzpůsobit výšku zubů tak, aby kompenzovala změny osové vzdálenosti. Po aktivaci bezpečnostního mechanismu, kdy jsou válce vraceny do pracovní polohy, je třeba zajistit správnou polohu ozubení tak, aby do sebe zuby správně zapadly. To je realizováno sadou čidel, která tuto funkci zabezpečují. Největším omezením je zde nemožnost nastavování rozdílných rotačních rychlostí pracovních válců, jelikož rozdíl mezi nimi je přesně dán převodovým poměrem rozdělovací převodovky. Další nevýhodou je použití základního typu pracovních válců, jejichž omezení bude představeno v následujících kapitolách. Vzhledem k tomu, že hlavní prioritou je konstrukce prémiové verze, bude se tato práce nadále zabývat jen tou.

Obrázek 12:Princip pohonu standardní verze stroje

6.6 Prémiová verze

Pohon je zde koncipován tak, aby mohla být plynule nastavován rozdíl rychlosti mezi válci operátory během výrobního procesu neboli takzvaná frikce. To vyžaduje jeden samostatný pohon pro každý pracovní válec, viz obrázek [13]. Jedna pohonná jednotka obsahuje elektromotor a dvoustupňovou planetovou převodovku. Motor tak i převodovka jsou nakupované díly. Obě komponenty byly specifikovány zadavatelem na firmy Oswald Elektromotoren GmbH pro výběr elektrického motoru a PULSGETRIEBE GmbH & Co. KG jakožto dodavatel převodovky. Motory a převodovky od těchto firem byly vyzkoušeny na dřívějších strojích a jsou s nimi dobré zkušenosti. Na počátku byly provedeny kontrolní koncepční výpočty viz níže. Další výhodou prémiové verze je vylepšený typ pracovního válce, o jehož přednosti se bude pojednávat v kapitole níže.

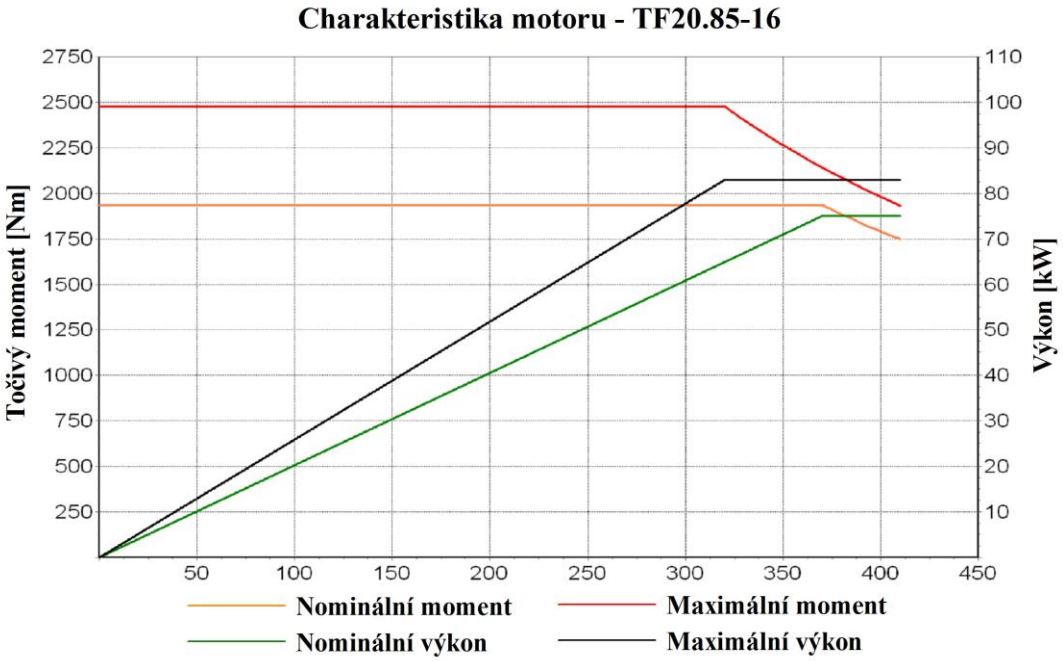
Obrázek 13:Princip pohonu prémiové verze stroje

7 Koncepční konstrukce a výpočty

Pro prvotní návrh bylo třeba vytvořit přibližnou podobu rámu, ložiskových domečků, způsob uložení pracovních válců, výběr ložisek, realizaci posuvu jednoho z pracovních válců, jednoduše řečeno vše, co bylo potřeba prodiskutovat se zadavatelem a následně odsouhlasit. Poté může být přistoupeno k finální konstrukci se všemi detaily.

7.1.1 Elektromotor

Typ vybraného elektromotoru je s permanentními magnety, jehož vlastnosti jsou porovnatelné se synchronními motory, produktové označení je TF20.85-16. Průběh točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách zobrazuje graf viz níže.



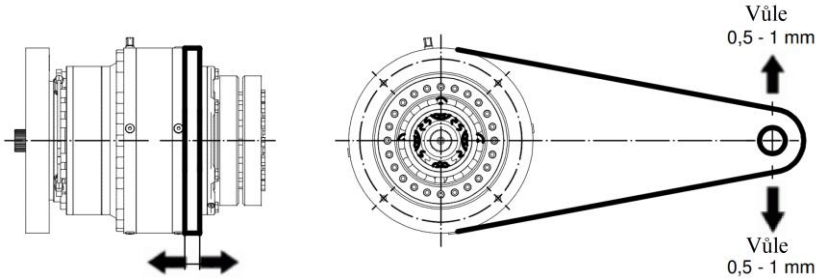
Obrázek 14:Charakterisická křivka motoru prémiové verze stroje

7.1.2 Převodový mechanismus

Ta je výrobcem označena P5000/2 HSS HyM K B5 Vi s parametry:

převodový poměr ..... i_p = 18,6 [-]

účinnost ..... η_p = 95 [%]



Obrázek 15:Převodový mechanismus prémiové verze stroje

7.1.3 Koncepční výpočty pohonu

Pro výpočet potřebného točivého momentu se bude vycházet z maximální požadované rotační rychlosti pro pracovní válce, z které se za pomocí převodového poměru planetové převodovky určí hodnota rychlosti pro motory. Následně se odečte hodnota točivého momentu z křivek motoru, viz obrázek [16]. Pro správnost výpočtů musí dojít k dodefinování výrobního procesu vzhledem k pohonu viz níže.

Maximální točivý moment pracovního válce.....M_{pmax} = 43 [KNm]

Nominální točivý moment pracovního válce .....M_p = 33 [KNm]

Maximální točivý moment bude zde přítomen jen ojediněle, například při aktivaci bezpečnostního mechanismu, nebo vložení nadměrného či nevhodného množství směsi mezi pracovní válce. V ideálním procesu zde bude přítomen jen nominální točivý moment. Navíc maximálního momentu by nikdy nemělo být dosaženo při maximálních otáčkách pracovního válce.

7.1.3.1 Kontrola rozsahu procesního točivého momentu

$\omega_{max_válce}$ = 20 [ot/min]

$\omega_{max_motor} = i_p * \omega_{max_válce}$ = 372 [ot/min]

M_{nom_motor} = 1910 [Nm]

$M_{nom_valec} = M_{nom_motor} * i_p * \eta_p$ = 33,75 [kNm] => $M_{nom_valec} > M_p$ => V pořádku

7.1.3.2 Interval dosahování maximálního točivého momentu

$\omega_{Mmax} \in \{0;17\}$ [ot/min]

M_{max_motor} = 2500 [Nm]

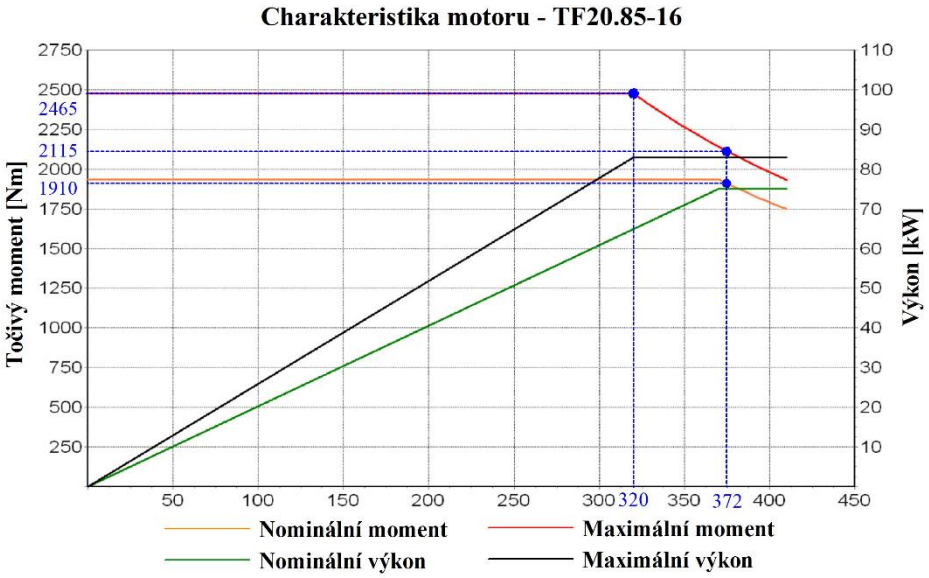
$M_{max_valec} = M_{max_motor} * i_p * \eta_p$ =44,18 [kNm] => $M_{max_valec} > M_{pmax}$ => V pořádku

7.1.3.3 Maximální moment při maximálních otáčkách

$\omega_{max_válce}$ = 20 [ot/min]

$M_{\omega max_valec} = M_{\omega max_motor} * i_p * \eta_p$ =37,37 [kNm] => $M_{max_valec} > M_{pmax}$ => V pořádku

Vypočtené hodnoty splňují požadovaná kritéria, a tedy lze říci, že jsou pohonné jednotky vybrané správně a může se přikročit k dalšímu kroku. Navíc byly hodnoty pro kontrolu prodiskutovány a následně odsouhlaseny zadavatelem.



Obrázek 16:Charakteristická křivka motoru prémiové verze stroje – výkonové omezení motorů

7.2 Pracovní válce

Pro zvýšení konkurenceschopnosti nabízí firma dva druhy pracovních válců, které se liší svým vnitřním uspořádáním a principem rozvodu hydraulického média. Vnější obrys mají obě varianty stejný a taktéž materiál. Hlavní rozdíl je v technologii výroby vnitřního rozvodu. Válce se nazývají standardní a prémiový.

7.2.1 Materiál pracovního válce

Pro výrobu pracovních válců byl použit materiál zvaný zmrazovaná litina. Je to v podstatě bílá litina, která je vytvořena velmi rychlým ochlazováním taveniny, jejíž obsah uhlíku musí být obecně pro litiny 2,14 – 6,69 [%]. V tomto konkrétním případě je uhlík přítomen v rozmezí 3,70 – 3,95 [%]. Rychlost ochlazování na povrchu musí být velká tak, aby vznikla bílá litina, zatímco pomalejší ochlazování v hlubších vrstvách vytvoří šedou litinu. Tímto je dosažena odolnost proti opotřebení na povrchu. Ten bude disponovat větší tvrdostí a tažností a vnitřek naopak. Tloušťka vrstvy bílé litiny dle výrobce bývá v rozmezí 12 – 20 [mm].

7.2.1.1 Chemické složení materiálu

Prvek		**Koncentrace v [%]**
Název	**Označení**	
Uhlík	C	3,70 – 3,95
Křemík	Si	0,40 – 0,70
Mangan	Mn	0,30 – 0,50
Fosfor	P	0,40 – 0,60
Síra	S	0,10 – 0,15
Chrom	Cr	Podíl těchto prvků závisí na konečné požadované tvrdosti
Molybden	Mo	
Nikl	Ni	

Tabulka 1:Chemické složení materiálu pracovních válců

7.2.1.2 Mechanické vlastnosti materiálu

Mechanická vlastnost			**Hodnota**	**Jednotky**
Název		**Označení**		
Pevnost v tahu		R_m	180 – 230	[MPa]
Pevnost v ohybu		R_{mO}	350 – 400	[MPa]
Únavová pevnost v ohybu		R_{OU}	(0,35 -0,5) * R_m	[MPa]
Young. modul pružnosti	Šedá zóna	$E_Š$	100 – 120	[GPa]
	bílá zóna	E_B	180 – 210	[GPa]
Tvrdost		R_T	530 – 650	[HV]
Hustota		ρ	7300	[Kg/m^3]

Tabulka 2:Mechanické vlastnosti materiálu pracovních válců

7.2.2 Standardní pracovní válec

U standardního typu je dutina vyrobena počátečním odlitím pomocí jádra, do které je zasunutá trubka, jenž přivádí kapalinu. Kapalina se následně vrací zpět po povrchu dutiny. Tímto způsoben chlazení či ohřívání není dosaženo dokonale rovnoměrného působení teploty na pracovní plochy válců během procesu. Naopak výhodou jsou nižší výrobní náklady pracovních válců. S tímto typem je možné se setkat i u starších strojů.

Obrázek 17:Standardní pracovní válec

7.2.3 Prémiový pracovní válec

Prémiový válec díky svému cirkulačnímu systému vrtaných děr disponuje lepší schopností udržovat konstantní teplotu pracovních válců. Médium je nuceno obíhat systémem podpovrchových kanálů rovnoměrně rozmístěných pod celým povrchem pracovní plochy. Výhodou je udržení konstantní teploty a zvýšení tuhosti. Nevýhodou jsou větší výrobní náklady v porovnání se standardním válcem, které jsou způsobené především náročným vnitřním obráběním.

Obrázek 18:Prémiový pracovní válec

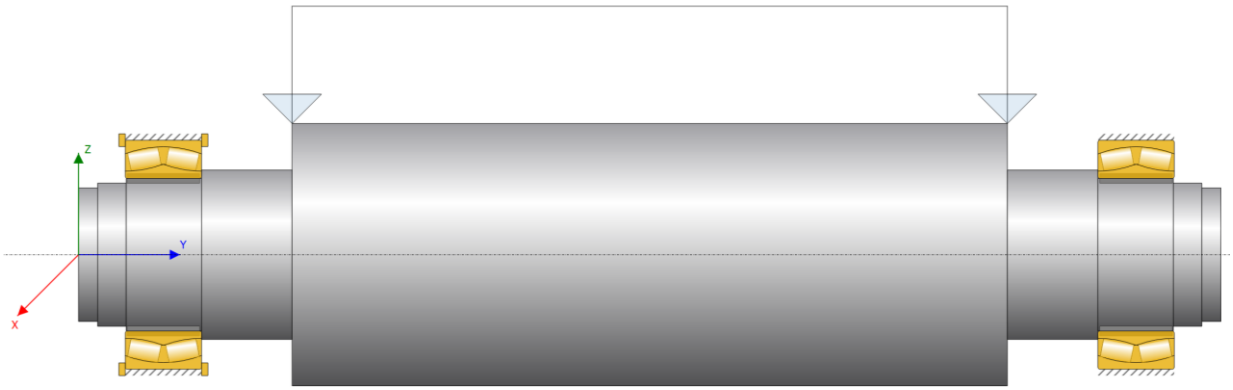
7.2.4 Rotační spojka

Vzhledem k rotačního pohybu pracovních válců musí být zvoleno rotační hydraulické šroubení, tak, aby se přívodní a odvodní trubky netočily spolu s pracovními válci. Produkt byl vybrán u firmy ROTOFLUX DEUTSCHLAND GMBH.

7.3 Rotační uložení válců

Jak již bylo zmíněno, válce vykonávají rotační pohyb, a proto musí být uloženy v rotačních ložiskách, což jsou nejkritičtější prveky z celé konstrukce především z hlediska životnosti. Možnosti uložení těchto válců můžou být jak hydrostatické, tak kluzné. Z průzkumu bylo zcela jistě zvoleno valivé ložisko pro svoji jednoduchost uložení, kvůli jeho vlastnostem a v neposlední řadě také z ekonomické stránky.

Pro návrh ložisek bylo využito programu KISSsoft, kde byl vytvořený model jednoho pracovního válce, který disponuje přibližným tvarem, maximálním zatížením a otáčkami. Zatížení je zadáno od zákazníka a jedná se o takzvaně největší přípustnou přetvárnou sílu kaučukové směsi.



Obrázek 19:Uložení pracovního válce – koncepční výpočet dvou ložisek

Omezení návrhu ložisek spočívá především ve vnějším průměru, kde je třeba brát v úvahu, že se válce skoro dotýkají a ložisko musí být uloženo v domečku. To znamená, že ložisko musí mít menší průměr nežli pracovní válec tak, aby zbyl zástavbový prostor i pro domeček. Prvotní představa zadavatelů ohledně životnosti ložisek se pohybovala okolo 80 000 provozních hodin. Nicméně podle předběžného koncepčním výpočtu bylo zřejmé, že se při úvaze stálého maximálního zatížení a otáček nemohou k této hodnotě příliš přiblížit. Jejich životnost je v tomto případě takřka čtvrtinová. Výpočet životnosti ložisek byl realizován dle norem ISO 76, ISO 281, tak i ISO/TS 16281, kde výpočet zahrnuje i vnitřní geometrii a tuhost ložiska. Bylo zde navrženo několik možností, viz níže.

Označení výsledků životnosti dle norem v programu KISSsoft: S_0 = ISO 78
L_{10} = ISO 281
L_{nrh} = ISO/TS 16281

7.4 Výpočty valivých ložisek

7.4.1 Ložisko SKF 24064 CC/W33

Vnější průměr:.....ØD = 480 [mm]
Vnitřní průměr:.....Ød = 320 [mm]
Šířka: .....B = 160 [mm]

Results	
maximum deflection	672.61 µm
maximum equivalent stress	65.76 N/mm²
minimum bearing rating life	31075.45 h
minimum static bearing safety	5.10

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

Results	S0	L10h	Lnrh	pmax_i
Rolling bearing 2 (SKF 24064 CC/W33)	5.10	41776 h	31075 h	2307 N/mm²
Rolling bearing 1 (SKF 24064 CC/W33)	5.10	41776 h	31075 h	2307 N/mm²

Obrázek 20:Koncepční výsledky životnosti – ložisko SKF 24064 CC/W33

7.4.2 Ložisko SKF 24060 CAC/W33

Vnější průměr:.....ØD = 460 [mm]
Vnitřní průměr:.....Ød = 300 [mm]
Šířka: .....B = 160 [mm]

Results	
maximum deflection	695.15 µm
maximum equivalent stress	81.16 N/mm²
minimum bearing rating life	24433.94 h
minimum static bearing safety	4.50

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

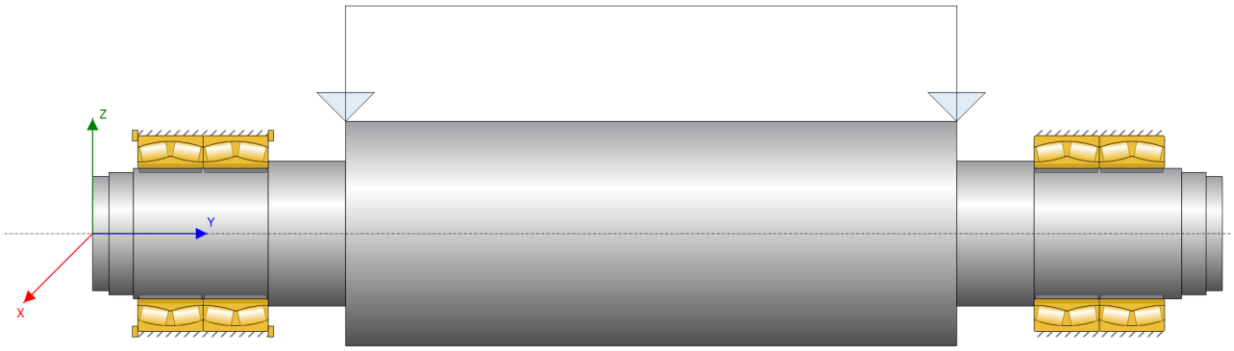
Results	S0	L10h	Lnrh	pmax_i
Rolling bearing 2 (SKF 24060 CAC/W33)	4.50	31775 h	24434 h	2411 N/mm²
Rolling bearing 1 (SKF 24060 CAC/W33)	4.50	31775 h	24434 h	2411 N/mm²

Obrázek 21:Koncepční výsledky životnosti – ložisko SKF 24060 CAC/W33

7.4.3 2x Ložisko SKF 24064 CC/W33

Vnější průměr:.....ØD = 480 [mm]
Vnitřní průměr:.....Ød = 320 [mm]
Šířka: .....B = 160 [mm]

Pro další průzkum bylo vyzkoušeno osazení válce na obou koncích dvěma dvouřadými soudečkovými ložisky, ale dle očekávání to nemělo příliš velký efekt, viz níže.



Obrázek 22:Uložení pracovního válce – koncepční výpočet čtyřech ložisek

Results

maximum deflection	674.60 µm
maximum equivalent stress	67.46 N/mm²
minimum bearing rating life	35972.29 h
minimum static bearing safety	5.37

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

Results	S0	L10h	Lnrh	pmax_i
Rolling bearing 1 (SKF 24064 CC/W33)	102.05	> 1000000 h	> 1000000 h	962 N/mm²
Rolling bearing 2 (SKF 24064 CC/W33)	5.37	49557 h	35973 h	2270 N/mm²
Rolling bearing 3 (SKF 24064 CC/W33)	5.37	49556 h	35972 h	2270 N/mm²
Rolling bearing 4 (SKF 24064 CC/W33)	102.05	> 1000000 h	> 1000000 h	962 N/mm²

Obrázek 23:Koncepční výsledky životnosti – 2x ložisko SKF 24064 CC/W33

Rozdíl v životnosti ložisek při stejné rozteči je pouhých 4000 [hod] a dle výsledků je patrné, že výměna ložisek by se musela provést v podobném časovém horizontu čili efekt by byl spíše neekonomický.

7.4.4 Koncepční výběr ložiska

V koncepčním návrhu bylo vybráno ložisko od firmy SKF a. s. s označením SKF 24064 CC/W33 s minimální životností podle normy ISO/TS 16281 L_{nrh} = 31 075 [hod].

7.5 Rám

7.5.1 Základní rozměry

Základní rozměry rámu vychází z konstrukčních prvků stroje (pracovní šířka, průměr pracovních válců apod.). Rozměry ovlivňující ergonomii práce jako jsou výška stroje, uložení bezpečnostního mechanismu apod. jsou dány zadavatelem podle standardů. Rám se bude skládat ze dvou hlavních stojanů, které jsou spojeny mezi sebou obdélníkovými dutými příčníky. Stojany jsou svařence skříňového typu s vnitřním žebrováním. Rám je navržen podélně symetrický, montovat pohon stroje na obě strany podle požadavků koncového zákazníka. Je třeba také pamatovat na možnost manipulace s rámem při výrobě, přepravě a montáži.

7.5.2 Technologie výroby rámu

Svařování se hodní jednak z hlediska předpokládané sériovosti, a i vzhledem k hmotnosti. Celková objemová hmotnost rámu by v případě odlitku vycházela citelně vyšší, jelikož pro dané rozměry by bylo nutné zvolit silnější stěny a kompletně změnit konstrukci. U starších typů vyráběných v minulém století je možné se setkat takřka vždy s odlévaným rámem.

Při samotném modelování je třeba vzít v úvahu proces výroby a podle něj směřovat i celkový návrh v CAD systému. Důvodem je vygenerování výrobní dokumentace ze samotného 3D modelu.

Postup výroby začíná u svařování nařezaný a vypálených dílů rámu dohromady. Dále musí být rám žíhán pro snížení vnitřního pnutí, které v rámu vzniklo během postupu svařovaní. Rám je při svařování navíc vyztužen vzpěrami zamezujícími výraznější deformaci v průběhu svařování a žíhání. Ty jsou před obráběním odstraněny. Po této operaci je rám převezen do firmy zaměřující se na obrábění, kde budou obrobeny všechny funkční plochy s požadovanou drsností a také všemi tolerancemi jak rozměrovými, tak geometrickými. Proto je nutné navrhnout přídavky pro obrábění, které musí kompenzovat vzniklé deformace z předešlých výrobních operací. Velikost přídavků je nutné určit z empirických vztahů, ale nejlepší možnost jsou dlouholeté zkušenosti technologů s podobnými typy svařenců.

7.5.3 Postup modelování rámu v CAD systému

CAD model musí v podstatě kopírovat samotnou výrobu. Nejprve je třeba vytvořit všechny dílčí části rámu s uvažováním přídavků pro obrábění.

Obrázek 24_Rám stroje – rozstřel

Dalším krokem je vytvoření sestavy svařence, kde budou součásti zavazbeny mezi sebou a poté se vytvoří svary. 3D modeláře při generování výrobních výkresů zobrazují čáry hranic svarů a to je jednak v rozporu se zásady technického kreslení a jednak zpřehledňují výkres svařence. Z tohoto důvodu byly v sestavě vytvořeny zejména tupé svary a koutové byly vynechány. To by mělo zajistit dostatečnou přehlednost. Výsledný model je zobrazen na obrázku [25]

Obrázek 25:Rám stroje – svařenec

Po vytvoření návrhu hrubého svařence jsou do modelu přidány prvky obrobených ploch. Tímto způsobem je možné vytvořit výkresy výpalků a řezaných dílů a zároveň konečný výkres obrobení svařence. Mezi obráběné prvky patří obrobení dosedových ploch ložiskových domečků, drážky vodících a zajišťovacích per, díry pro šrouby, řezání závitů apod. Výsledný model je zobrazený na obrázku [26].

Obrázek 26:Rám stroje – obrobek

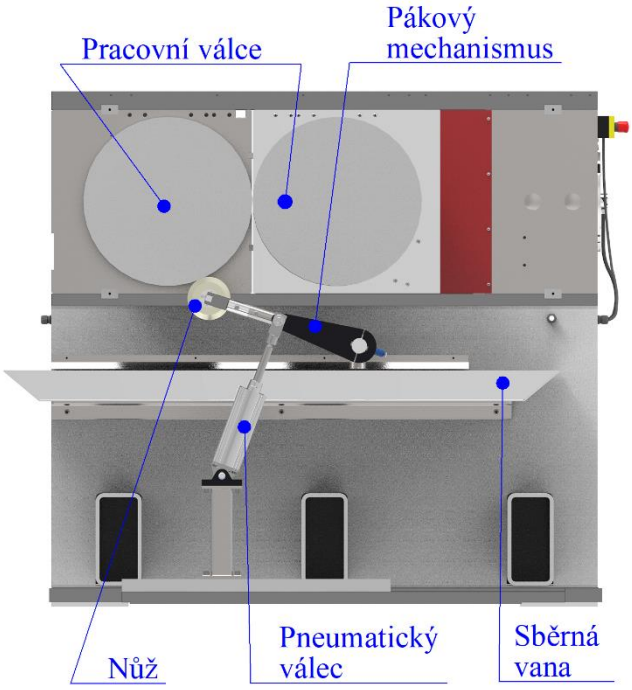
7.6 Bezpečnostní mechanismus

Pro splnění bezpečnostní normy DIN EN 1417, je třeba stroj osadit bezpečnostním zařízením. To v případě impulzu v podobě zapření operátora o tyč ihned zreverzuje chod pracovních válců a vytvoří mezeru mezi nimi tak, aby nedošlo ke vtažení končetiny mezi ně. Tento fakt v podstatě vyžaduje dvě přídavné funkce. U mechanismu zajišťujícím regulaci vzdálenosti mezi pracovními válci byl zvětšen pracovní zdvih tak, aby pracovních válce mohly od sebe vzdálit a vytvořit mezeru 50 [mm]. Aktuátory jsou zde v podobě hydraulických válců. Ty zajistí lineární pohyb a přítlačnou sílu tak, aby nedocházelo v průběhu pracovní činnosti k odtlačování zmíněného plovoucího válce a v případě nehody byla vytvořena meziválcová mezera. Maximální přetvárná síla byla stanovena zadavatelem, který ji zjistil experimentálními pokusy a zkušenostmi. Ložiskové domečky pohyblivého válce jsou podélně vedeny pomocí bronzových per.

Obrázek 27:Funkční části bezpečnostního mechanismu stroje

7.7 Řezací mechanismus

Při promíchávání kaučukové směsi je nutné pás směsi na pracovním válci nařezávat a překládat pro lepší promísení. Nařínutí může být prováděno buď ručně operátorem nebo může být stroj vybaven řezacími noži, které musí být vyrobeny z plastu, aby nedocházelo k poškození pracovních ploch válců. Ten nařeže jednotlivé pláty směsi na válci, které jsou následně stíracím mechanismem promíchány či obsluhou odebrány. Mechanismus je umístěn mezi pracovními válci a sběrnou vanou. Mechanismus musí umožňovat nastavení podélné polohy tak, aby mohla být řízena šířka plátů. Možnosti realizace kývajícího pohybu mohou být uvažovány mechanismy, jako jsou klikové, pákové apod. Pro jednoduchost a fakt běžné přítomnosti pneumatických jednotek byl zde zvolen pákový mechanismus, který je poháněn pneumatickým válcem. Bude složený z nože, hlavní kyvné osy, pneumatického válce a pák.



Obrázek 28:Řezací mechanismus stroje

Obrázek 29:Řezací mechanismu stroje – prostorový pohled

8 Vyhodnocení konceptu

V koncepčním návrhu byly shrnuty požadavky na konstrukci, které nebyly zřejmé na první pohled. Bylo dodefinováno zadání, co se týče hlavních částí stroje, jako jsou motory, převodovky apod. Po důkladném probrání se zadavatelem a následném odsouhlasení koncepčního řešení muže být přistoupeno k samotné konstrukci stroje, kde budou provedeny přesné výpočty s využitím například metody konečných prvků. Návrh bude také obsahovat veškeré konstrukční detaily tak, aby bylo možné vytvořit konečnou výrobní a montážní dokumentaci.

9 Konstrukce rámu

Obecně se dá říci, že rám musí přenést veškeré zatížení v intervalu dovolených deformací jednotlivých částí a bez jejich porušení. To v podstatě definuje dva možné přístupy dimenzování rámu pevnostní a tuhostní. U pevnostního přístupu se dimenzuje rám z hlediska maximálního dovoleného napětí. Dovolené napětí musí být větší nebo rovné maximálnímu napětí a velikost deformace je zde zcela zanedbána. Naopak u tuhostní varianty je v případě běžných konstrukčních materiálů vždy splněna pevnostní podmínka a rám se dimenzuje na maximální povolenou deformaci, jak je tomu i v tomto případě.

9.1 Hlavní části rámu

Hlavní částí rámu je bezesporu svařenec, který byl představen již v předešlých kapitolách. Další části, které zde musí být zkontrolovány jsou domečky jak pro valivá ložiska, tak pro hydraulický válec, které spolu s dolním svařencem utváří kompletní rám.

Obrázek 30:Hlavní části rámu stroje

10 Numerické výpočty rámu stroje – MKP

Numerické výpočty, kam také spadá metoda konečných prvků – MKP, jsou v dnešní době běžně používaným prostředkem pro kontrolní výpočty průběhu napětí i posunutí ve složitějších součástech či strojních sestavách, které by analytickou metodou byly jen ztěžka spočítatelné. Za rozšíření této metody výpočtu je zodpovědný pokrok ve výpočetní technice, který byl dosažen v minulém století. V této diplomové práci bude rám stroje podroben této kontrole za pomocí programu Femap, jenž používá jako řešič NX Nastran. Ačkoli je tato metoda jedna z nejpřesnějších, nemusí být však vždy získané hodnoty správné. Nejdůležitější částí v řetězci je výpočtář, který by si měl ještě před výpočtem představit zatížení a odhadnout výsledné průběhy napětí a posunutí. Bez této zpětné vazby nemá smysl výpočet provádět, jelikož není možná zpětná kontrola.

V této diplomové práci bude provedeno několik výpočtů dle zatěžovacích stavů, které mohou vznikat v průběhu hnětacího procesu. Následně se přikročí k vyhodnocení výsledků a na jejichž základě se provede optimalizace. Všechny výsledky jsou prezentovány v porovnatelných měřítkách hodnot.

10.1 Obecný postup výpočtu

Vzhledem k tomu, že bude představeno několik postupně optimalizovaných variant, budou zde nejprve představeny obecné kroky při vytváření těchto výpočtů, které jsou stejné pro každý tento jeden výpočet (analýzu).

10.1.1 1. Krok – úprava modelu

Metoda konečných prvků je schopna počítat takřka s jakýmkoliv tvarem, ale čím složitější tvar součásti, tím vyšší nároky na výpočetní kapacitu použitého hardwaru. Proto je snahou každého výpočtáře tvar modelu co nejvíce zjednodušit jen do takové fáze, aby ovlivnění výsledků bylo minimální. To například zahrnuje odstranění všech sražení, děr pro jiné potřeby než spojení mezi hlavními částmi rámu, rádiusy apod., viz obrázek [31]. Rám je navržený symetricky podle roviny ZY čili výpočtový model může být díky podmínce symetrie v místě řezu touto rovinou zjednodušen na řešení jen poloviny rámu. Ta je definována ve výpočtovém modelu zákazem kolmého posuvu na tuto rovinu symetrie. Pro vytvoření okrajových podmínek je na určitých místech nutné vytvořit na celistvých plochách dělící čáry, které umožní definici okrajové podmínky v požadované oblasti.

Obrázek 31:Upravený model rámu stroje pro MKP výpočet

10.1.2 2. Krok – definice kontaktů

Řešič NX Nastran podporuje definici kontaktu ve dvou variantách: slepení dílů, které se do značné míry chová jako by díly byly spojeny do jednoho kusu a kontakt s definicí tření, jenž simuluje posuny mezi díly v kontaktních plochách. Výsledné posunutí a napěťové stavy se v obou případech značně odlišují, proto byl výpočtový model nadefinován v kombinaci těchto dvou typů.

Přilepeny jsou k sobě všechny svařené části spodního svařovaného rámu a také jednotlivé části domečku hydraulického válce. Pera vymezující polohu byla také přilepena k horní a spodní hlavní desce rámu a není tomu jinak u bronzových vodicích kamenů, které byly slepeny jen se spodní hlavní deskou rámu. Pera zajišťující pracovní polohu posuvného ložiskového domečku jsou přilepena k pevnému ložiskovému domečku.

Díly spojené šroubovým spojem a díly, které se vzájemně posouvají, byly spojeny kontaktem dvou na sebe dosedajících ploch. V případě kontaktu mezi dvěma ocelovými díly, v obrázku [32] označený zkratkou O – O, byl součinitel tření definován o velikosti 0,2 [-] a v případě kontaktu ocelových a bronzových částí, v obrázku [32] označen jako O – B, byl stanoven součinitel tření 0,1 [-].

10.1.3 3. Krok – tvorba sítě

Rám byl síťován dvěma různými typy elementů, a sice hexahedry a tetrahedry. Použitá verze Femapu neumožňuje síťovat tvarově složitější části hexahedry, a proto byly využity jen pro spodní svařované části, viz obrázek [32]. Benefit tohoto druhu elementu je menší výpočtová náročnost v porovnání s tetrahedry, a tedy snížení potřebného času pro výpočet. U zbývajících částí byly využity tetrahedry o přiměřené velikosti elementu. Vzhledem k tomu, že zde bude využito spojení s předepjatými šrouby, bylo třeba síť pro tyto díry dostatečně zjemnit a připravit tak síť pro definici těchto šroubů. Po vytvoření sítě je vhodné využít funkci její kontroly, aby byla včas odhalena všechna chybová místa ve vzniklé síti a mohlo tak dojít k včasné opravě. Po provedení této kontroly může být přikročeno k dalšímu kroku.

10.1.4 4. Krok – definice okrajových podmínek

Jak již bylo zmíněno, rám je navržený symetricky podle roviny ZY, čili bude definována okrajová podmínka ve smyslu zákazu posuvu ve směru kolmém na tuto rovinu. Stroj je u drtivé většiny zákazníků jen položen na podlahu haly bez ukotvení, nicméně tato situace se nedá zcela přesně definovat u tohoto druhu výpočtů, jelikož by nebyly odebrány dostatečný počet stupňů volnosti. Proto byla jedna ze stojin v místě kontaktu s podlahou zafixována a u druhé byl odebrán stupeň volnosti ve směru Z.

Obrázek 32:MKP síť rámu stroje

10.1.5 5. Krok – definice zatížení

V této diplomové práci budou provedeny celkem dvě hlavní MKP analýzy, které se budou lišit jen jedním druhem zatížení. U prvního typu budou zanedbány pracovní válce a model bude zjednodušen do formy, viz obrázek [32]. Po provedených optimalizacích prvotní varianty budou přidány do sestavy pracovní válce. Obě varianty budou obsahovat zatížení hydraulickým válcem a předepnutými šrouby, lišit se budou v definici zatížení od hnětení kaučukové směsi.

10.1.5.1 Hydraulický válec

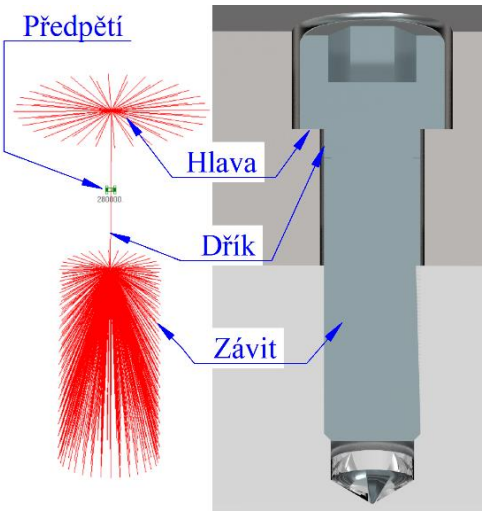
Jak již bylo zmíněno v předešlých kapitolách, polohu posuvného ložiskového domečku zajišťuje hydraulický válec, který také plní bezpečnostní funkci stroje. V běžném provozu stroje je pracuje tento válec s provozním tlakem vyvozující maximální ustavovací sílu 1000 [KN]. Hydraulický válec bude ve výpočtu nahrazen výpočtovým předepnutým šroubem, kde bude definován opačný směr předpětí ve velikosti právě 1000 [KN], čímž se dosáhne stejného účinku jako v případě hydraulického válce, jak je vidět na obrázku [33].

Obrázek 33:MKP definice upnutí posuvného domečku stroje

10.1.5.2 Předepnuté šrouby

Domeček pro ložisko nepohyblivého pracovního válce a domeček pro hydraulický válec jsou spojeny s rámem sadou předepjatých šroubů. Ty mohou být nadefinovány různými způsoby od reálného modelu až po zjednodušení pomocí 1D prvků. Pro tento výpočet byl zvolen nejjednodušší způsob, viz obrázek [34]. Model šroubu tvoří tuhé elementy zakotvené do sítě modelu, které představují hlavu šroubu a závitovou část. Tyto elementy propojuje jednorozměrná tyč s definovaným průřezem představující dřík šroubu.

Pevné domečky jsou k hlavní desce rámu spojeny šrouby M24 třída pevnosti 10.9 a následný deformační člen bude připevněn šrouby M16 s třídou pevnosti 10.9. Hodnoty předepnutí jsou uvedeny v tabulce [3].



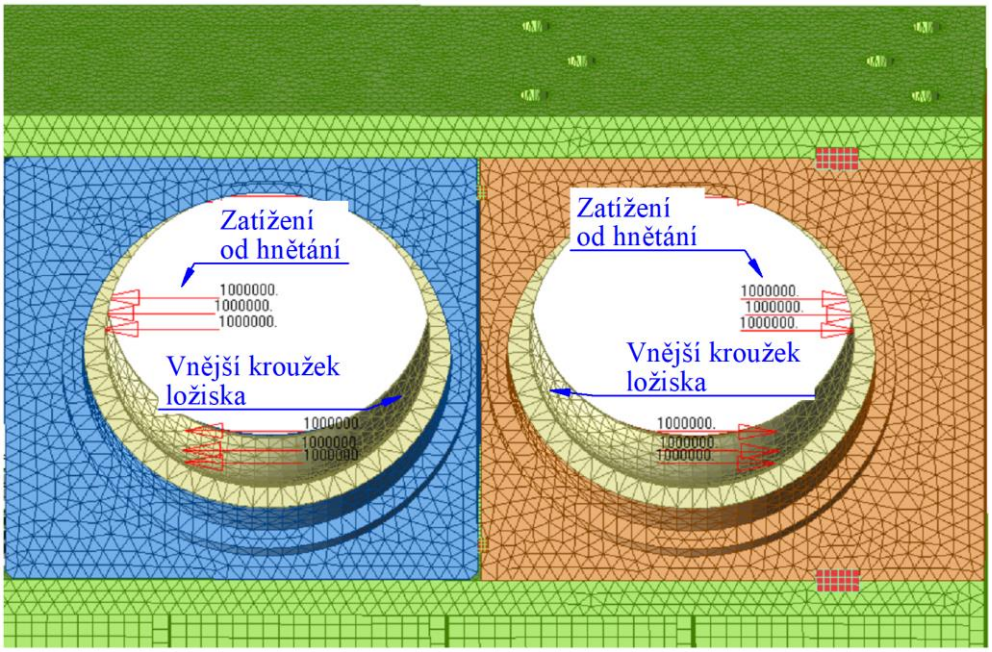
Obrázek 34:MKP předepnutý šroub

Šroub	Doporučené hodnoty				Zvolená hodnota předpětí
	Koeficient tření	Třída pevnosti ISO 898/1	Max. předpětí	Max. utah. moment	
			[KN]	[Nm]	[KN]
M16	0,12	10.9	118,8	264	100
M24			267	1017	210

Tabulka 3:Hodnota předepnutí pro šrouby

10.1.5.3 Zjednodušená definice zatížení od hnětení

Pro první analýzy byla využita zjednodušená varianta zatížení od hnětací síly tak, že nebyl uvažován ohybový moment způsobený průhybem pracovních válců, který zde ve skutečnosti samozřejmě vzniká. To bylo nahrazeno pouze silou působící na vnitřní ploše vnějšího ložiskového kroužku či ploše samotného ložiskového domečku, viz obrázek [35].



Obrázek 35:MKP zatížení od hnětacího procesu

10.1.5.4 Kompletní zatížení

U tohoto zatížení musí být do sestavy přidáno ložisko, které bude nahrazeno ocelovým kotoučem, a pracovní válce. Na tyto válce působí hnětací síla přenášená valivými ložisky. Dále pro zpřesnění bude také zahrnuta gravitační síla zejména zohledňující hmotnost pracovních válců. Výpočet za těchto podmínek bude vyhotoven jen jeden, a sice pro maximální zatížení.

11 MKP analýzy – zjednodušené zatížení

Konstrukce rámu stroje a jeho částí je dalším vývojovým stupněm současných kaladrovacích strojů dodávaných zadavatelem. Původní konstrukce tedy definuje uložení ložisek a polohování jejich posuvných domečků pomocí hydraulických válců.

11.1 MKP analýza – původní uložení – volnoběh

Tento stav byl výchozím bodem pro následnou optimalizaci pomocí metody konečných prvků. První uvažovaný zátěžný stav je takzvaný volnoběh stroje, kdy nepůsobí na valivá ložiska žádné přetvárné síly od hnětení kaučukové směsi, ale hydraulické válce stále vyvozují svěrnou sílu v hodnotě 1000 [KN].

11.1.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 36:MKP původní uložení – volnoběh – posunutí ve směru Y

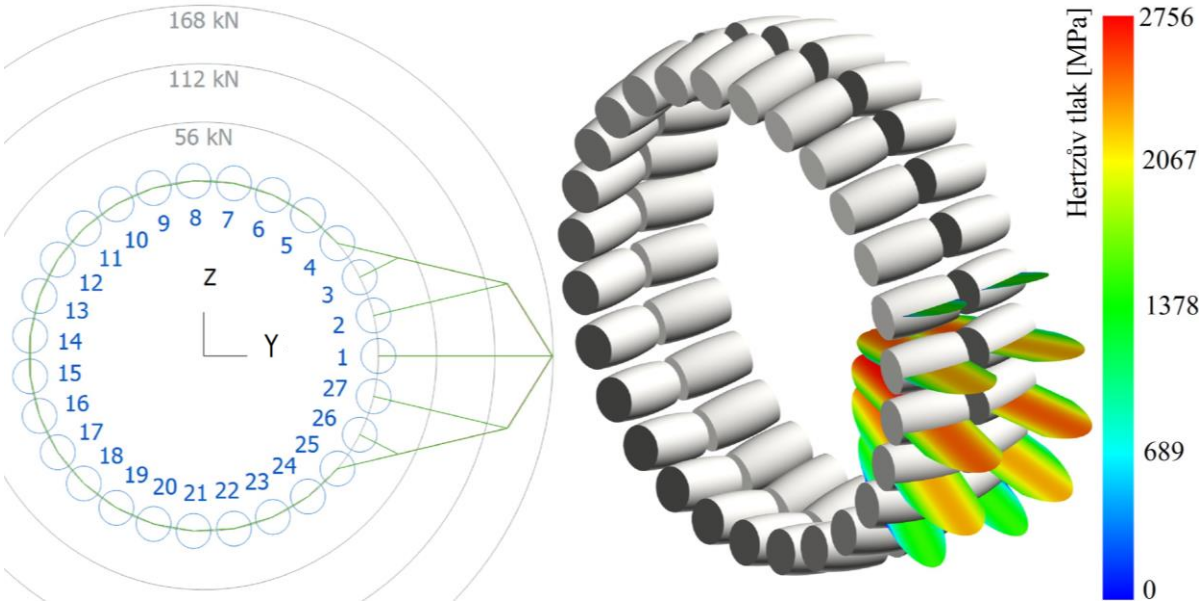
11.1.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 37:MKP původní uložení – volnoběh – posunutí ve směru Z

11.1.3 Vyhodnocení výsledků posunutí

Z výsledků posunutí ve směru Y a Z je patrné, k čemu dochází při volnoběhu. Vlivem působení hydraulického válce na posuvný domeček, který je opřen o pevný domeček pomocí dvou per dochází k velké ovalitě vývrtu ložiska a to má za důsledek výrazné zhoršení rozložení zatížení na jednotlivé valivé elementy ložiska, z čehož plyne výrazné snížení jejich životnosti, především u ložiska posuvného domečku. V tomto stavu ani nelze valivá ložiska počítat standardními metodami, jako je například norma ISO 281 nebo ISO/TS 16281, jelikož tyto normy pracují s předpokladem dokonalého kruhovitého ložiskového otvoru, což znamená dokonalý tvar vnějšího ložiskového kroužku, a tedy ideálním zatěžováním jednotlivých valivých elementů. Je nutné provést optimalizaci, jejímž cílem je snížit co nejvíce relativní posunutí ložiskového prostoru nejlépe na akademickou hodnotu 0 [mm]. Relativní hodnota posunutí je počítána jako rozdíl dvou hodnot posunutí na okrajích ložiskového prostorou v příslušném zkoumaném směru.

11.1.4 Vyhodnocení zatížení ložisek



Obrázek 38:Hertzův tlak – volnoběh – původní uložení

Program KISSsoft umožňuje zohlednění vůle v ložisku v závislosti rozložení tlaku na jednotlivé valivé elementy. Pracuje tedy s efektivním poloměrem křivosti oběžných drah. Toho bylo využitu pro simulaci vlivu ovality na rozložení tlaku v ložisku. Tvar deformovaného ložiskového vývrtu byl proložen kruhovými oblouky a na základě takto zjištěného poloměru křivosti byla ručně nastavena vůle výpočtu podle normy ISO 16281. Výsledkem výpočtu jsou pravděpodobné tlaky vzniklé v důsledku zdeformování ložiskového domečku. Hertzovy tlaky na valivých elementech 1, 2, 3, 4, 25, 26, 27 se blíží hodnotě 3000 [MPa], viz obrázek [38]. Takto vysoké tlaky neumožní ložisku této velikosti dosáhnout požadované životnosti. O jak velké snížení se může jednat demonstruje tabulka [4], kde se nachází porovnání ideálních a současných vypočtených zhoršených podmínek.

Zatížení ložisek			Relativní posunutí ložiskového prostoru				Podmínky uložení posuvného ložiska	
Typ	Hyd. válec	Prac. válce	Posuvný domeček		Pevný domeček		Ideální	Reálné
			Y	Z	Y	Z	Životnost ISO/TS 16281	
	[KN]		[mm]		[mm]		[hod]	
Volnoběh	1000	0	-0,643	0,555	-0.190	0.120	31073	11081

Tabulka 4:Zatížení ložisek – volnoběh – původní uložení

11.2 MKP analýza – první optimalizace – volnoběh

11.2.1.1 První optimalizace

11.2.2 Posunutí ve směru Y

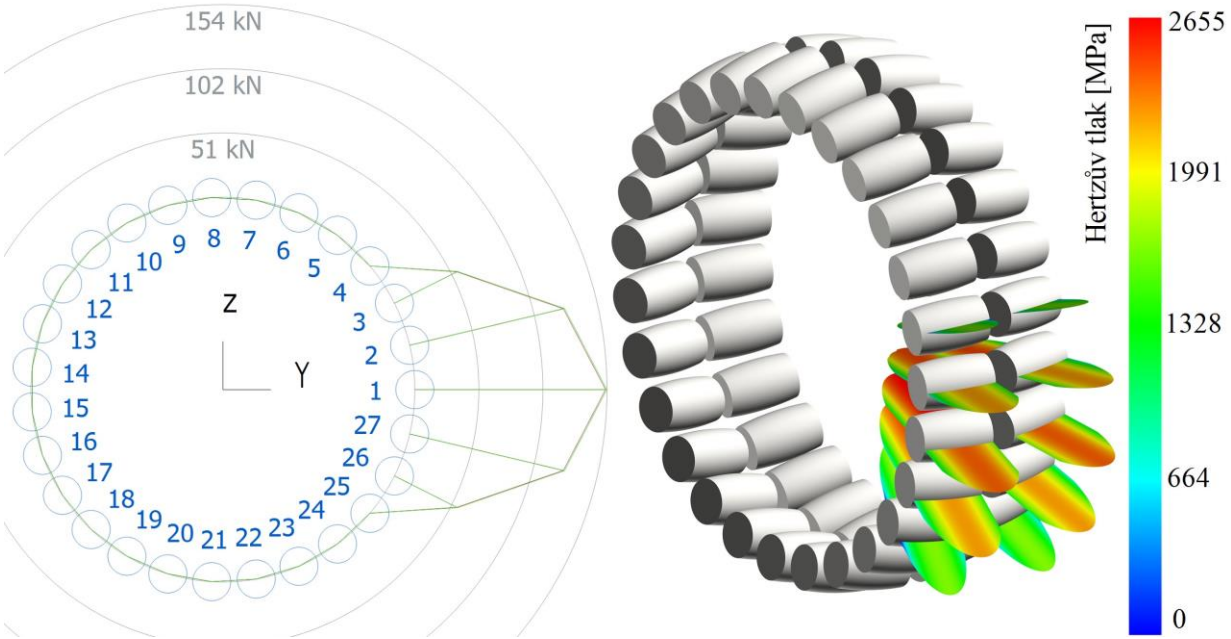
Obrázek 39:MKP 1. optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Y

11.2.3 Posunutí ve směru Z

Obrázek 40:MKP 1. optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Z

11.2.4 Vyhodnocení výsledků posunutí

11.2.5 Vyhodnocení zatížení ložisek



Obrázek 41:Hertzův tlak – volnoběh – 1. optimalizace

Po zavedení první optimalizace se snížilo maximální zatížení na valivý element 1 o 14 [KN]. Nicméně životnost ložiska se sice zvýšila, ale nikoli na uspokojivou hodnotu.

Tabulka 5:Zatížení ložisek – volnoběh – 1. optimalizace

11.3 MKP analýza – Druhá optimalizace – volnoběh

11.3.1 Druhá optimalizace

11.3.1.1 Posunutí ve směru Y

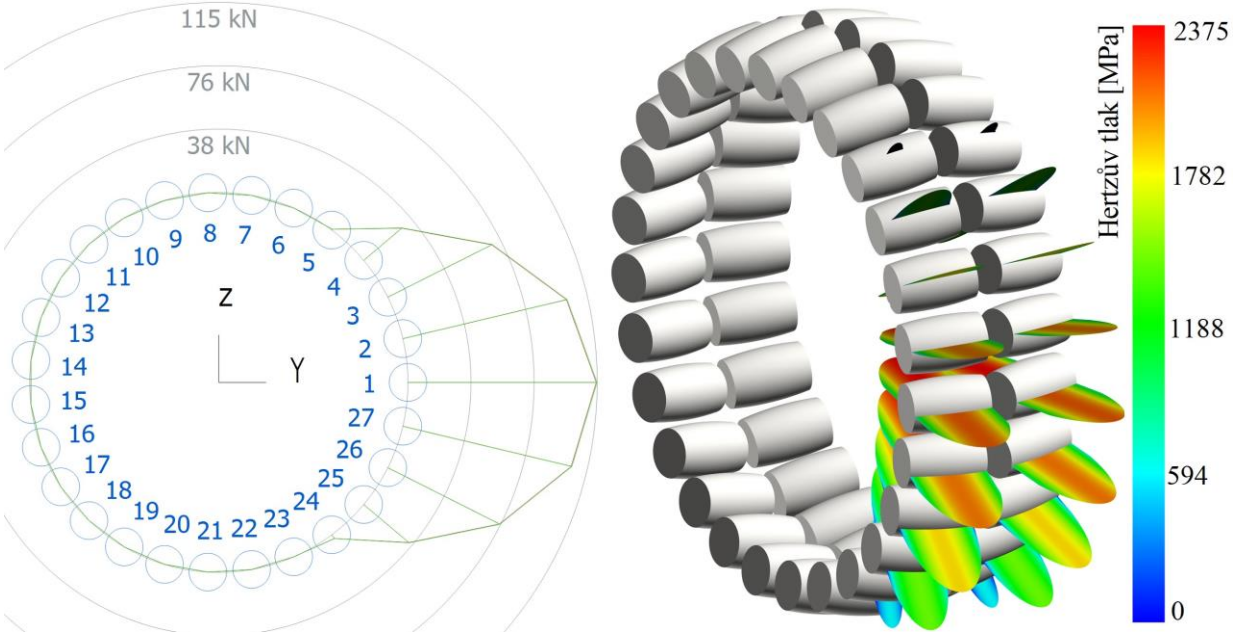
Obrázek 42:MKP 2. optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Y

11.3.1.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 43:MKP 2. optimalizace – volnoběh– posunutí ve směru Z

11.3.2 Vyhodnocení výsledků posunutí

11.3.3 Vyhodnocení zatížení ložisek



Obrázek 44:Hertzův tlak – volnoběh – 2. optimalizace

Po provedené optimalizaci jsou maximální hodnoty zatížení na valivý element 1 sníženy přibližně o 39 [KN] oproti původní variantě. Toto snížení se také projevilo v předpokládané životnosti jejím významným zvýšením. Výsledná odhadovaná životnost není zcela ideální, ale v současné situaci jsou tyto optimalizace dostatečné minimálně ke stavbě prototypu a ověření výsledků. Vzhledem k vyhovujícím současným hodnotám relativního posunutí obou ložiskových domečků nebudou dále zkoumány vlivy relativních posunutí na životnost ložisek, maximální poměr snížení životnosti činí 0,85 [-].

Zatížení ložisek			**Relativní posunutí ložiskového prostoru**				**Podmínky uložení posuvného ložiska**	
Typ	Hyd. válec	Prac. válce	Posuvný domeček		Pevný domeček		Ideální	Reálné
			Y	Z	Y	Z	Životnost ISO/TS 16281	
	[KN]		[mm]		[mm]		[hod]	
Volnoběh	1000	0	-0,115	0,09	-0.012	-0.003	31073	26287

Tabulka 6:Zatížení ložisek – volnoběh – 2. optimalizace

11.3.4 Napětí – Von Mises

11.3.4.1 Celkové napětí v rámu stroje

Obrázek 45:MKP – 2. optimalizace – volnoběh – napětí rámu stroje

11.3.4.2 Napětí – Deformační člen

11.3.5 Vyhodnocení výsledků napětí

Obrázek 46:MKP – 2. optimalizace – volnoběh – napětí deformačního členu

.

11.4 MKP analýza – maximální zatížení

11.4.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 47:MKP 2. optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Y

11.4.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 48MKP 2. optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Z

11.4.3 Napětí – Deformační člen

Obrázek 49:MKP – 2. optimalizace – maximální zatížení – napětí deformačního členu

Maximální napětí, které může být bráno jako napěťová špička, je 320 [MPa]. Nicméně zprůměrovaná hodnota napětí se pohybuje okolo 280 [MPa]. Je tedy patrné, že při plném zatížení bude i deformační člen nejvíce namáhán, a proto musí být naddimenzován na tento případ. Vzhledem k této skutečnosti nedává smysl zkoumat napětí v dalších stavech zatížení. Podrobnější analýze se bude diplomová práce zabývat později, po provedení kontroly posunutí v jednotlivých stavech zatížení.

11.4.4 Vyhodnocení výsledků posunutí

Zatížení			**Relativní posunutí ložiskového prostoru**			
Typ	Hyd. vál.	Prac. válce	Posuvný domeček		Pevný domeček	
			Směr Y	Směr Z	Směr Y	Směr Z
	[KN]		[mm]		[mm]	
Max. zat.	1000	1000	0.022	-0,013	0,102	-0,11

Tabulka 7:Relativní posunutí ložiskového prostoru – maximální zatížení – 2. optimalizace

11.5 MKP analýza – zatížení – vkládání pryže

Hodnota tohoto zatížení byla jen odhadnuta. Cílem této a nacházející analýzy je zkoumání velikosti posunutí ložiskových domečků v závislosti na snižujícím se přetvárném zatížení. Přetvárná síla o velikosti 900 [KN] byla odhadnuta.

11.5.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 50:MKP 2. optimalizace – vkládání pryže – posunutí ve směru Y

11.5.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 51::MKP 2. optimalizace – vkládání pryže – posunutí ve směru Z

11.5.3 Vyhodnocení výsledků posunutí

Zatížení			Relativní posunutí ložiskového prostoru			
Typ	Hyd. vál.	Prac. válce	Posuvný domeček		Pevný domeček	
			Směr Y	Směr Z	Směr Y	Směr Z
	[KN]		[mm]		[mm]	
Vklad. pry.	1000	900	0,008	-0,013	0.092	-0,11

Tabulka 8:Relativní posunutí ložiskového prostoru – vkládání pryže– 2. optimalizace

11.6 MKP analýza – hnětení

Při tomto procesu byla také zcela odhadnuta přetvárná síla a sice na hodnotu 400 [KN].

11.6.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 52:MKP 2. optimalizace – hnětení – posunutí ve směru Y

11.6.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 53:MKP 2. optimalizace – hnětení – posunutí ve směru Z

11.6.3 Vyhodnocení výsledků posunutí

Zatížení			**Relativní posunutí ložiskového prostoru**			
Typ	Hyd. vál.	Prac. válce	Posuvný domeček		Pevný domeček	
			Směr Y	Směr Z	Směr Y	Směr Z
	[KN]		[mm]		[mm]	
Hnětení	1000	400	-0,062	0,053	0.033	-0,044

Tabulka 9:Relativní posunutí ložiskového prostoru – hnětení – 2. optimalizace

11.7 MKP analýza – finální optimalizace

11.7.1 Finální optimalizace

11.7.2 Upravený výpočtový model

Obrázek 54:MKP úprava definice upnutí posuvného domečku stroje

11.7.3 Finální optimalizace – Volnoběh

11.7.3.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 55:MKP finální optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Y

11.7.3.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 56:MKP finální optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Z

11.7.3.3 Napětí – Deformační člen

Obrázek 57:MKP finální optimalizace – volnoběh – napětí deformačního členu

11.7.4 Finální optimalizace – Maximální zatížení

11.7.4.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 58:MKP finální optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Y

11.7.4.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 59:MKP finální optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Z

11.7.4.3 Napětí – Deformační člen

Obrázek 60:MKP finální optimalizace – maximální zatížení – napětí deformačního

11.7.5 Vyhodnocení výsledků posunutí

Zatížení			Relativní posunutí ložiskového prostoru			
Typ	Hyd. vál.	Prac. válce	Posuvný domeček		Pevný domeček	
			Směr Y	Směr Z	Směr Y	Směr Z
	[KN]		[mm]		[mm]	
Volnoběh	1000	0	-0,115	0,099	-0,006	-0,009
Max. zat.	1000	1000	0,02	-0,017	0,094	-0,095

Tabulka 10:MKP finální optimalizace – relativní posunutí ložiskového prostoru

11.7.6 Vyhodnocení výsledků napětí

.

12 Finální MKP – Analýza – Kompletní zatížení

12.1.1.1 Posunutí ve směru Y

Obrázek 61:MKP kompletní zatížení – posunutí ve směru Y

12.1.1.2 Posunutí ve směru Z

Obrázek 62:MKP kompletní zatížení – posunutí ve směru Z

12.1.1.3 Celkové posunutí

Obrázek 63:MKP kompletní zatížení – celkové posunutí

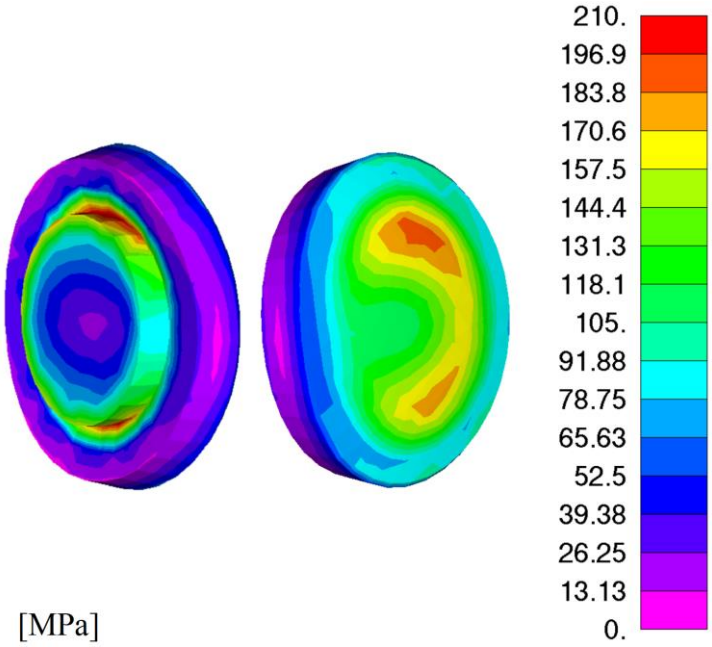
12.1.1.4 Napětí – Celkové

Obrázek 64:MKP kompletní zatížení – celkové napětí

12.1.2 Napětí – Deformační člen

Obrázek 65:MKP kompletní zatížení – napětí deformačního členu

12.1.3 Napětí – Bronzová čočka



Obrázek 66:MKP kompletní zatížení – napětí bronzové čočky

12.1.4 Vyhodnocení výsledků posunutí

12.1.5 Vyhodnocení výsledků napětí

12.2 Zhodnocení návrhu

Po provedených optimalizacích byla zvýšena životnost valivého uložení pracovních válců, konkrétně o 237 [%] oproti původnímu uložení, což dává zákazníkovi poměrně veliký benefit především ve zvýšení konkurenceschopnosti. Čili lze tyto optimalizace považovat za užitečné.

13 Návrh pracovních válců a jejich uložení

13.1 Definice zatížení

Hlavní pracovní válce jsou namáhány tvářecí silou, jež vzniká při samotném výrobním procesu, z čehož vychází hlavní zatěžující složka pro valivá ložiska. Od zadavatele byla stanovena maximální hodnota zatížení s již obsaženým koeficientem bezpečnosti, která by mohla v průběhu výrobních procesů vzniknout. Proto bezpečnostní koeficient není nadále třeba ve výpočtech uvažovat. Nicméně je třeba si uvědomit, že se tvářecí síla bude v závislosti na časovém průběhu pracovního procesu značně měnit.

Změna tvářecí síly může vycházet z teorie pro tváření kovů, kde se pracuje s veličinami jako jsou:

Tvářecí síla ..... F_t [N]

Přetvárná pevnost ..... σ_p [Pa]

Přetvárný odpor ..... K_d [Pa]

Tvářecí teplota materiálu ..... t [°C]

Poměrná rychlost tváření ..... φ' [s^{-1}]

Tření mezi nástrojem a tvářeným materiálem ..... f [-]

Stav napjatosti materiálu ..... σ_v [Pa]

Stupeň deformace ..... i [-]

Chemické složení ..... - [-]

13.2 Vliv veličin na tvářecí sílu

13.2.1 Tvářecí síla

$$F_t = K_d * S \dots\dots\dots [N]$$

Kolmý průmět dotykové plochy nástroje s tvářeným kusem ..... S [m^2]

13.2.2 Součinitel tření mezi nástrojem a tvářeným materiálem

Zmíněný součinitel tření zvyšuje přetvárný odpor, s čímž také souvisí samotný průřez tvářeného polotovaru.

13.2.3 Teplota tvářeného materiálu

Ta snižuje obecně přetvárný odpor u kovů, kde by se dalo pozorovat, že čím vyšší teplota, tím menší je přetvárný odpor. Nicméně to obecně neplatí u tváření kaučukové směsi, kde po překročení jisté teplotní meze se zvýší koeficient tření a také může dojít k vulkanizační chemické reakci. Ta vede k vytvoření gumy z kaučukové směsi, a tudíž ke zpevnění materiálu. Pro prozkoumání chování pryže a zjištění přesného vlivu teploty by bylo potřeba uskutečnit řadu pokusů a měření. V intervalu teplot, které ohrožují tvářený materiál hnětení neprobíhá, a lze tedy zjednodušit úvahu pro tento tvářecí proces tak, že při zvyšování teploty materiálu bude klesat přetvárný odpor.

13.2.4 Poměrná rychlost

Se zvyšováním poměrné rychlosti roste přetvárná pevnost, a tudíž i samotný přetvárný odpor.

13.2.5 Stupeň deformace

Obecně se dá říci, že s větším stupněm deformace tvářeného materiálu je třeba větší přetvárné síly, aby bylo docíleno té samé změny tvaru. Tato skutečnost se spíše netýká tohoto konceptu výroby, jelikož nesmí být zapomenutý fakt, že kaučuková směs je velice elastická, a tedy ovlivnění přetvárného odporu stupněm deformace bude minimální.

13.2.6 Chemické složení kaučukové směsi

Nejstěžejnější ovlivňující faktor velikosti přetvárného odporu je chemické složení kaučukové směsi. To závisí na koncentraci přídavných látek, které mohou přetvárný odpor kaučukové směsi jak snížit, tak zvýšit. Hodnoty přetvárného odporu s různým chemickým složením se budou řádově lišit.

13.3 Vyhodnocení vznikajícího zatížení

Při zvážení všech již zmíněných vlivů na přetvárný odpor je velice pravděpodobné, že největší tvářecí síla by měla vzniknout na samotném počátku hnětení, kdy je surový kaučuk a jeho příměsi vkládány mezi válce. V tomto okamžiku nepůsobí žádný z vlivů, který by měl snižovat tvářecí sílu. Naopak poté co je materiál hněten, působí na tvářený materiál teplo, které vzniká v samotném tvářecím procesu a popřípadě je externě dodáváno pracovními válci. Dalším aspektem je průřez polotovaru materiálu, jenž je vkládán mezi hnětací válce, což může být polemizováno z hlediska toho, že není jasné kolik materiálu a jak najednou bude obsluha vkládat mezi pracovní válce. Lze říci, že vzhledem k ekonomickým faktům maximální produktivity, se budou snažit o co největší množství.

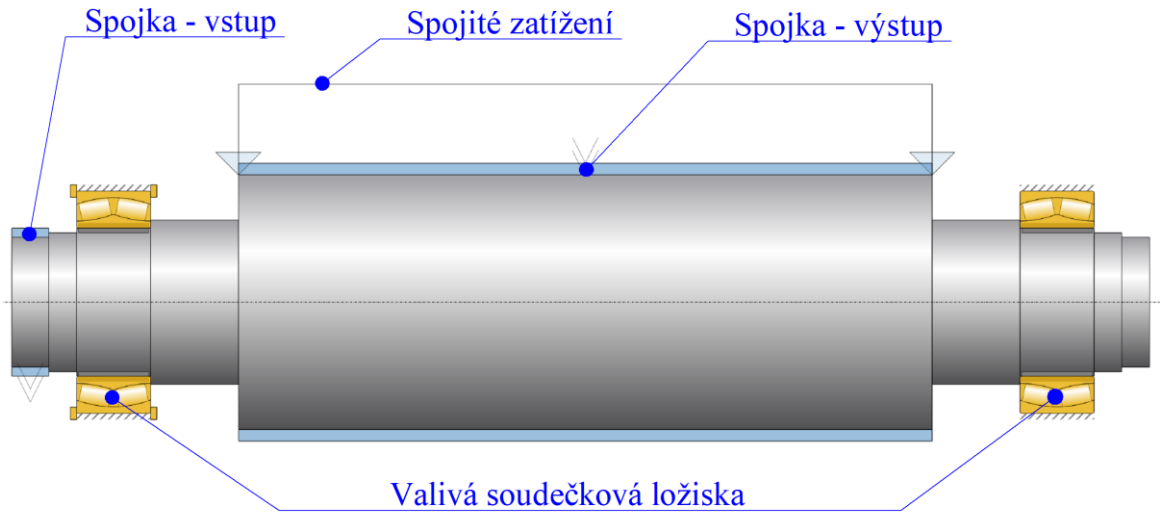
Po vložení požadovaného množství látek mezi válce, dochází k hnětacímu procesu, během něhož je hnětený pás odřezáván a znovu vkládán mezi válce, tak aby bylo dosaženo co nejrovnoměrnějšího promísení všech složek směsi. Hnětený materiál je v tuto chvíli již ohřátý, a tudíž působí menším odporem. Je tedy teoreticky možné prohlásit, že se v průběhu procesu bude přetvárná síla snižovat a určitě nebude stále nabývat nominální maximální hodnoty zadané od zákazníka.

Aspekt proměnlivého zatížení musí být vzat v úvahu při výpočtech valivého uložení, ale tím pádem nastává problém určit jednotlivé časové intervaly při daném zatížení a také jejich samotnou hodnotu zatížení. Pro přesné hodnoty by se muselo přikročit k měření. Celý princip by byl v seřizování tlaku hydraulický válců během procesu a při překročení hodnoty přítlačné síly tvářecí silou by nastala silová nerovnováha, která by vyvolala zpětný pohyb pracovního válce. Následně by se hodnoty zprůměrovaly, odhadly by se přibližné časy vzatých ze zkušeností operátorů, přiřadil by se koeficient bezpečnosti a dle těchto údajů by se přistoupilo k výpočtům valivého uložení, kde by výsledy byly daleko přesnější než při samotném odhadu výpočtáře. Nic méně k tomuto kroku nebylo přikročeno. Důvod je prostý, každý zákazník se specializuje na odlišnou výrobu, a tudíž bude mít zcela odlišné namáhání stroje. Proto nelze garantovat přesnou hodnotu životnosti valivého uložení v obecném rozsahu, ale jen minimální hodnotu při maximálním zatížení. Pro lepší představu ohledně životnosti byly vybrány dva zákaznici, pro které byly vytvořeny zatěžovací stavy.

13.4 Rotační uložení

Pro demonstraci ovlivnění životnosti valivého uložení byly v programu KISSsoft s využitím funkce zatěžovacích stavů vytvořeny dvě zátěžové varianty.

13.4.1 Výpočtový model



Obrázek 67:KISSsoft výpočtový model pracovního válce

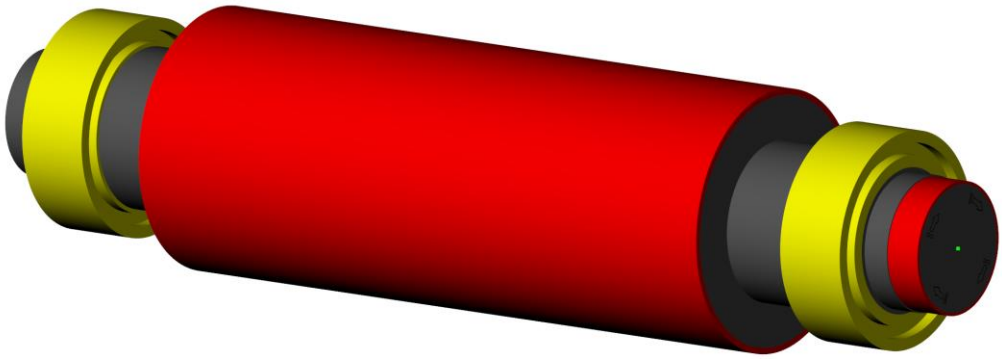
Na obrázku [67] jsou zobrazeny prvky z nichž se skládá výpočtový model, jsou to:

Spojka – vstup – demonstruje tok kroutícího momentu a rotační rychlosti od pohonu.

Spojité zatížení – nahrazuje tvářecí sílu vyvolanou během výrobního procesu.

Spojka – výstup – zastupuje přeměnu pohonného výkonu v teplo a přetvárnou práci.

Typové označení valivých soudečkových ložisek je 24064 CC/W33, které je mazáno tuhým mazivem. Výrobcem byla zvolena společnost SKF.



Obrázek 68:KISSsys výpočtový model pracovního válce

Nyní bude přikročeno k vytvoření dvou zatěžovacích spekter, které budou velice hrubě představovat těžký a lehký výrobní provoz. Pro popsání tvářecího procesu bylo využito pět stavů, jenž simulují jednotlivé kroky výroby. Vše je třeba sepsat do tabulek a následně doplnit do programu KISSsoft.

13.4.2 Popis veličin v zatěžovacím spektrum

Vzhledem k nepřesnosti odhadu, bylo zatěžovací spektrum omezeno pouze na pět stavů. Všechny tyto stavy mají společné veličiny a žádná hodnota nesmí být vynechána.

13.4.2.1 Frekvence

Ta je určena v procentech a znamená, kolik dílčího času z celkového bude stráveno s touto operací. Pro jasnou představu je vhodné si přepočítat absolutní hodnotu času pro jednotlivé operace. Součet procent z dílčích časů musí být 100 [%], jinak nedojde k výpočtu. Hodnota požadované životnosti se stanoví přímo při vytváření zatěžovacího spektra a byla zvolena na 80 000 [hod].

13.4.2.2 Rotační rychlost

Je zadávána do zatěžovacího spektra také v procentech ze zadané nominální rychlosti v programu KISSsys, která byla zadány při vytváření výpočtového modelu.

13.4.2.3 Točivý moment

Je zadáván do zatěžovacího spektra také v procentech nominální hodnoty a absolutní hodnota je počítána ze zvoleného točivého momentu v systému KISSsys.

13.4.2.4 Zatížení

Do zatěžovacího spektra je tato veličina zadávána přímo jako absolutní hodnota.

13.4.3 Stavy zatěžujícího spektra

Stav 1..... Počáteční vkládání materiálu mezi pracovní válce
Stav 2..... Promíchávání bez vkládání nového materiálu
Stav 3..... Hnětení s vlivem uvolněného tepla z tvářecího procesu
Stav 4..... Stav přetížení.
Stav 5..... Aktivace bezpečnostního mechanismu

13.4.3.1 První zatěžovací spektrum

Veličiny	Frekvence		Rotační rychlost		Točivý moment		Zatížení
Stavy	[%]	[hod]	[%]	[ot/min]	[%]	[kNm]	[kN]
1.	25	20 000	50	10	76,75	33	1850
2.	33,5	26 800	75	15	66	28,4	1540
3.	40	32 000	100	20	50	21,5	1260
4.	0,25	250	85	17	76.75	43	2000
5.	1,25	1 000	100	20	100	43	2000
Celkem	100	80 000	-		-		-

Tabulka 11:První zatěžovací spektrum pracovních válců

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

Results	**S0**	**L10h**	**Lnrh**	**pmax_i**
RollerBearing1 (SKF 24064 CC/W33)	5.10	103832 h	67785 h	2308 N/mm²
RollerBearing2 (SKF 24064 CC/W33)	5.10	103832 h	67785 h	2308 N/mm²

Obrázek 69:Životnost valivých ložisek – první zatěžovací spektrum

13.4.3.2 Druhé zatěžovací spektrum

Veličiny	Frekvence		Rotační rychlost		Točivý moment		Zatížení
Stavy	[%]	[hod]	[%]	[ot/min]	[%]	[kNm]	[kN]
1.	10	8 000	50	10	76,75	33	1750
2.	25	20 000	100	20	66	28,4	1540
3.	63,5	50 800	100	20	43	18,5	850
4.	0,25	200	85	17	76.75	43	2000
5.	1,25	1 000	100	20	100	43	2000
Celkem	100	80 000	-		-		-

Tabulka 12:Druhé zatěžovací spektrum pracovních válců

Calculation according to ISO 76, ISO 281, ISO/TS 16281

Results	**S0**	**L10h**	**Lnrh**	**pmax_i**
RollerBearing1 (SKF 24064 CC/W33)	5.10	166804 h	102981 h	2308 N/mm²
RollerBearing2 (SKF 24064 CC/W33)	5.10	166804 h	102981 h	2308 N/mm²

Obrázek 70:Životnost valivých ložisek – druhé zatěžovací spektrum

13.4.4 Zhodnocení výsledků valivého uložení

Po velice hrubém zavedení výpočtu pomocí zatěžovacích stavů je zde vidět, jak zásadně je ovlivněna životnost valivého uložení a únavová bezpečnost vzhledem k tvářenému materiálu, chování operátorů apod. Hodnoty únavové bezpečnosti jsou obsaženy v tabulce [15, 16, 17]. Byly vytvořeny dvě spektra, první je s těžším provozem, a naopak druhé s lehčím provozem. Může se tedy prohlásit, že interval životnosti valivých soudečkových ložisek se pohybuje od minimální životnosti 31 075 [hod] do hodnoty 102 981 [hod] a více.

13.5 Tvar válce

Od zadavatele byl poskytnut model pracovního válce, jimiž jsou osazeny současné stroje, viz. obrázek [70]. Model byl nejprve převzat a zkontrolován z hlediska únavové životnosti, maximálního napětí a průhybu. Únavová kontrola byla provedena v programu KISSsoft dle normy FKM Guideline (2020). Je třeba vypracovat přesnější výpočtový model pracovního válce oproti koncepčnímu, který bude obsahovat přesné definice vrubů, jako jsou drážky pro pera, rádiusy, zápichy apod.

13.5.1 Zvolené mechanické vlastnosti materiálu válce

Vzhledem k tomu, že se nejedná materiál, který je obsažen ve výpočtovém standardu musel být materiál pracovních válců dodefinovaný do databáze programu KISSsoft výpočtářem. Zadané mechanické vlastnosti materiálu jsou uvedené v následující tabulce:

Mechanická vlastnost		Hodnota	Jednotky
Název	**Označení**		
Pevnost v tahu	R_m	180 – 230	[MPa]
Smluvní mez kluzu	R_e	112 - 143	[MPa]
Young. modul pružnosti	E_C	113 – 135	[GPa]
Tvrdost	R_T	530 – 650	[HV]
Hustota	ρ	7300	[Kg/m^3]

Tabulka 13: Zvolené mechanické vlastnosti pracovních válců

13.5.1.1 Výpočet Youngova modulu pružnosti

Pro přibližné zjištění Youngova modulu pružnosti byla využita teorie jednosměrového kompozitu.

Vrstvy	Objem [m^3]		Objemový podíl [-]		Young. modul [GPa]	
	Označení	Hodnota	Označení	Hodnota	Označení	Hodnota
Bílá litina	V_B	0,07	v_B	0,17	E_{Bmin}	180
					E_{Bmax}	210
Šedá litina	$V_Š$	0,344	$v_Š$	0,83	$E_{Šmin}$	120
					$E_{Šmax}$	100
Celkem	V_C	0,414	v_C	1	E_{Cmin}	113
					E_{Cmax}	135

Tabulka 14:Youngův modul pružnosti pracovních válců

Hodnoty byly zjištěny z CAD programu Solid Edge. Pro zjištění přibližného modulu pružnosti byl využit vztah:

$E_{Cmin} = v_B * E_{Bmin} + v_Š * E_{Šmin} = 113$ [GPa]

$E_{Cmax} = v_B * E_{Bmax} + v_Š * E_{Šmax} = 135$ [GPa]

13.5.2 Původní válec

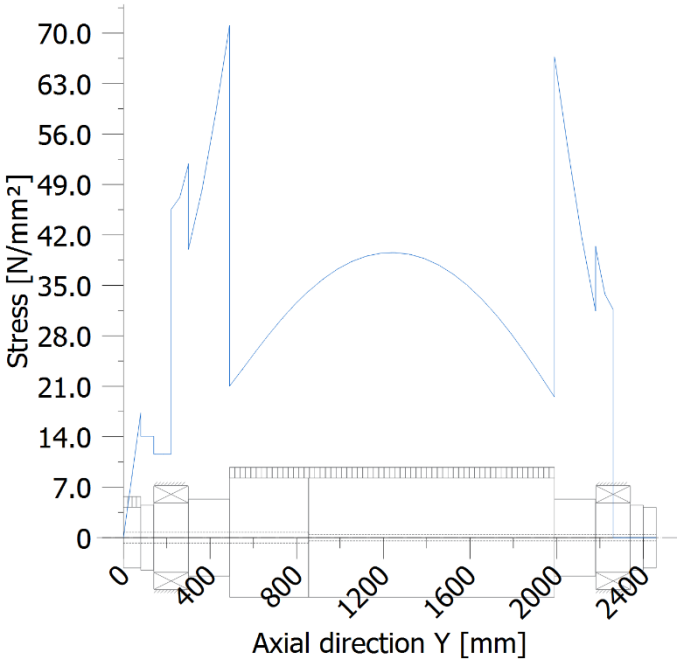
Obrázek 71: KISSsoft výpočtový model původního pracovního válce

13.5.2.1 Pevnostní kontrola

Pro tento typ kontroly je třeba pracovní válec zkontrolovat na maximální točivý moment a přetvárnou sílu, které se zde mohou vyskytovat, viz níže, a také s uvažováním minimální hodnoty pevnosti v tahu a smluvní meze kluzu, čili:

M_{pmax} = 43 [KNm]
F_{pmax} = 2000 [KN]
R_{mmin} = 180 [MPa]
$R_{p0,2min}$ = 122 [MPa]

Při tomto zatížení je maximální hodnota napětí 71,1 [MPa]. Minimální statická bezpečnost k smluvní mezi kluzu vychází 1,72 [-], což je dostačující hodnota. Tudíž lze říci, že pracovní válec je schopný přenést největší možné zatížení bez porušení. Pro zjištění napětí byla použita metoda Von-Mises.



Obrázek 72:KISSsoft – pevnostní kontrola původního pracovního válce

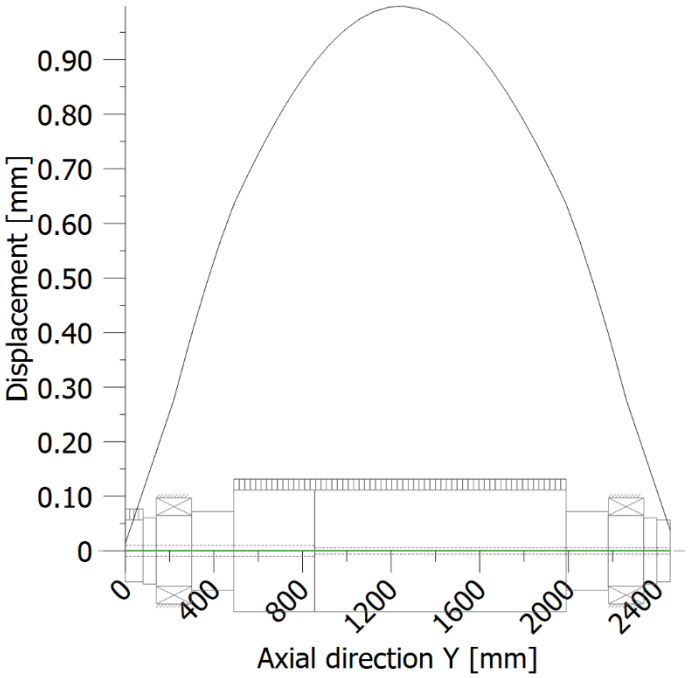
13.5.2.2 Tuhostní kontrola

Pro tento druh kontroly je třeba vypočítat maximální hodnotu posunutí v ohybu, kde se uvažuje maximální zatížení a nejmenší odhadovaná hodnota Youngova modulu pružnosti čili:

F_{pmax} = 2000 [KN]
E_{Cmin} = 113 [GPa]

V tomto případě nabývá maximální ohybové posunutí pracovního válce hodnoty 1 [mm], což splňuje nároky na výrobu kvalitního polotovaru a požadavky zákazníka.

F_{pmax} = 2000 [KN]
E_{Cmax} = 135 [GPa]



Obrázek 73:KISSsoft – tuhostní kontrola původního pracovního válce

Dalším krokem je zjištění průhybu pracovního válce při uvažování maximální teoretické hodnoty Youngova modulu pružnosti, které pracovní válec může nabývat. V tomto případě se jedná o minimální ohybové vychýlení při maximálním zatížení. Výchylka vychází 0,88 [mm].

13.5.2.3 Únavová kontrola

Jinak řečeno kontrola na únavový lom, který vzniká v místech obecně zvaných koncentrátory napětí. Pro jejich správné určení je třeba se držet obecných pravidel. Koncentrátory napětí jsou všechny tvarové a průřezové změny v konstrukci neboli obecně řečeno vruby. Ty mohou být rozděleny do tří typů, a sice:

Konstrukční vruby: zápichy a drážky

Technologické vruby: povrchový reliéf od zpracování

Metalurgické vruby: vznikají nehomogenitou materiálu

Určit kritická místa musí sám výpočtář za pomocí řezů, které jsou vidět na obrázku [74]. Doporučená definovaná minimální hodnota pro únavovou bezpečnost normou FKM Guideline (2020) je $S_f = 1,5$ [-].

Vzhledem k tomu, že není určeno přesné zatěžovací spektrum, a tudíž může být jen odhadnuto, bylo pro počáteční výpočty únavové bezpečnosti kritických míst využito nominálního zadaného zatížení.

$$F_{nom} = 1540 \text{ [kN]}$$

Jedná se pouze o přibližný výpočet, jelikož hodnoty únavové životnosti se budou lišit v závislosti na zatěžovacím spektru. Výsledky únavových bezpečností v jednotlivých řezech jsou zapsány v tabulce, viz níže.

Označení řezu	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**
Únavová bezpečnost S_f [-]	9,95	12,11	17,54	3,27	2,09	1,31

Tabulka 15:Hodnoty únavové bezpečnosti původního válce – nominální zatížení

13.5.3 Zhodnocení výsledků původního válce

Z výsledků namáhání pracovního válce je patrné, že splňuje tuhostní i pevnostní požadavky. Výpočet únavových pevností odhalil kritická místa, jimiž jsou E a F. Ty musí být upravena, aby se zvýšila únavová bezpečnost a tím se odstranilo riziko destrukce jedné z nejnákladnější součásti na stroji.

13.5.4 Současný upravený válec

.

Obrázek 74: KISSsoft výpočtový model současného pracovního válce

13.5.4.1 Pevnostní kontrola

Maximální hodnota napětí je po těchto úpravách 59,25 [MPa] a statická bezpečnost vzrostla na hodnotu 2,06 [-] s uvažováním parametrů jako u předešlého výpočtu, tedy:

M_{pmax} = 43 [KNm]

F_{pmax} = 2000 [KN]

R_{mmin} = 180 [MPa]

$R_{p0,2min}$ = 122 [MPa]

Obrázek 75:KISSsoft – pevnostní kontrola současného pracovního válce

13.5.4.2 Tuhostní kontrola

Maximální posunutí pracovního válce je nyní 0,98 [mm]. Bylo dosaženo malého snížení posunutí, a sice o dvě setiny milimetru, což v reálném použití stroje nebude vůbec viditelné. Výpočet byl proveden s uvažováním stejných parametrů jako v předchozím případě, čili:

F_{pmax} = 2000 [KN]

E_{Cmin} = 113 [GPa]

Obrázek 76:KISSsoft – tuhostní kontrola současného pracovního válce

13.5.4.3 Únavová kontrola

Došlo ke značnému zvýšení hodnot únavové bezpečnosti, viz tabulka níže. Nyní je větší pravděpodobnost že nedojde k únavovému lomu. Byly uvažovány stejné zatěžující parametry jako v předchozím výpočtu, tedy:

F_{nom} = 1540 [kN]

M_{nom_valec} = 33 [kNm]

Označení řezu	**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**
Únavová bezpečnost [-]	9,95	12,11	17,54	3,27	2,63	1,86

Tabulka 16:Hodnoty únavové bezpečnosti současného válce – nominální zatížení

13.5.5 Shrnutí a porovnání výsledků

Výsledky		Původní pracovní válec			Nově upravený prac. válec		
		Hodnota		Jednotky	Hodnota		Jednotky
Maximální napětí		71,1		[MPa]	59,25		[MPa]
Statická bezpečnost		2,58		[-]	3,23		[-]
Maximální posunutí		1		[mm]	0,98		[mm]
Únavová bezpečnost		**A**	**B**	**C**	**D**	**E**	**F**
Původní pracovní válec	Nom	9,95	12,11	17,54	3,27	2,09	1,31
	SP1	9,95	12,11	17,54	2.83	1.77	1.09
	SP2	9,95	12,11	17,54	2,96	1,86	1,15
Nově upravený pracovní válec	Nom	9,95	12,11	17,54	3,27	2,63	1,86
	SP1	9,95	12,11	17,54	2,83	2,22	1,56
	SP2	9,95	12,11	17,54	2.96	2.34	1.65

Tabulka 17:Výsledné hodnoty pracovních válců

Po provedených úpravách bylo sníženo maximální napětí. Tuhost se velmi nepatrně zvětšila, ale především došlo ke zvýšení únavové bezpečnosti tak, aby byla splněna podmínka o minimální doporučené hodnotě. Provedené úpravy nevyžadují zvláštní výrobní podmínky v porovnání se zbytkem válce, takže z hlediska nákladové stránky nebude tento válec rozdílný oproti původnímu.

13.6 Uložení válců

Na základě provedených výpočtů klíčových součástí bylo přikročeno k samotné konstrukci uložení. Vzhledem k tomu, že je tato sestava rozsáhlá, bude rozdělena do několika detailů, viz obrázek [77].

Obrázek 77:Návrh uložení pracovních válců – hlavní pohled

13.6.1 Detail A

Obrázek 78:Návrh uložení pracovních válců - detail A

13.6.2 Detail B

Obrázek 79:Návrh uložení pracovních válců – detail B

13.6.3 Detail C

Obrázek 80:Návrh uložení pracovních válců – detail C

13.6.4 Celkový pohled

Obrázek 81:Návrh uložení pracovních válců – celkový pohled

Na tomto pohledu je nejen vidět stroj jako takový, ale i zachycení točivého momentu od motorů pomocí ramen což je jedno z konvenčních řešení. Ta jsou přišroubována a vystředěna na převodovku a pomocí spodního uchycení je sestava zajištěna proti otáčení motorů a převodové skříně z důvodu reakčního kroutícího momentu.

14 Závěr

Úkolem diplomové práce bylo provést konstrukční návrh kaladrovacího stroje, jenž vytváří kaučukovou směs s přesně definovaným chemickým složením. Na začátku práce musel být proveden průzkum nejenom již vyrobených strojů, ale také samotné výroby kaučukové směsi. Se zadavatelem firmou Gear Design s.r.o. byly projednány všechny základní prvky stroje, které musí být zahrnuty v samotném návrhu. Jednalo se nejen o různé příslušenství stroje, ale také o realizaci bezpečnostní funkce, která musí splňovat normu DIN EN 1417, a pohonu samotných pracovních válců. Byl také poskytnut 3D model staršího kalandrovacího stroje, který z objektivního hlediska nebyl zcela ideální. Proto byly provedeny celkové změny a z původního stroje se převzaly jen pracovní válce.

Po vydiskutování všech požadavků zadavatele, byly provedeny koncepční výpočty valivého uložení pracovních válců v programu KISSsoft, kde bylo uvažováno maximální zatížení. Hodnota životnosti u vybraného dvouřadého soudečkového ložiska s označením SKF 24064 CC/W33 byla dle normy ISO/TS 16281 31075 [hod]. Při uvažování stálého běhu stroje s maximálním zatížením se toto valivé uložení nemůže přiblížit požadované životnosti, jež činila 80 000 [hod]. Jelikož byl předem určen průměr pracovních válců nebyl zde dále prostor zvolit vyšší řadu ložisek. Dále byla provedena koncepční konstrukce rámu a dalších částí stroje za pomocí programu Solid Edge. V této fázi bylo nutné se zadavatelem tento koncept odsouhlasit, aby mohlo být přistoupeno k finálnímu návrhu.

Po odsouhlasení byl rám stroje podroben výpočtu pomocí konečných prvků v programu Femap, kde byl nejprve zkoumán předchozí způsob upnutí posuvných ložiskových domečků. Byla zde objevena významná chyba, která mohla snížit životnost tohoto ložiska oproti výpočtové až 3x, což se samozřejmě muselo neprodleně optimalizovat. Bylo tedy vytvořeno několik MKP výpočtů, na základě, kterých bylo uložení optimalizováno což vedlo ke zlepšení oproti původní hodnotě životnosti až o 237 [%] a maximální poměr snížení životnosti ložiska vlivem uložení je nyní přibližně 0,85 [-]. Tyto optimalizace se shledaly u zadavatele s úspěchem a budou realizovány.

Po tomto kroku bylo přikročeno k přesnějším výpočtům valivého uložení a samotných pracovních válců za pomocí programu KISSsoft. Pracovní válce se zkontrolovaly nejen z hlediska pevnostního a tuhostního, kde nebyl zjištěn žádný problém, ale také z hlediska únavové bezpečnosti dle normy FKM Guideline (2020), kde byla odhalena další chyba v předešlé úvaze, a proto byl tvar válce optimalizován.

Pro lepší vhled do problematiky životnosti valivého uložení byly provedeny dva zatěžovací stavy, které simulovaly reálnější provoz stroje. Pro těžší zatěžovací stav byla dosažena živostnost valivých ložisek 67785 [hod] a pro lehčí 102981 [hod] dle normy ISO/TS 16281. Což v podstatě potvrzuje i vyvrací minimální požadovanou živostnost zadavatele a může být usouzeno, že životnost valivého uložení bude záviset na chování obsluhy a hnětené kaučukové směsi.

Je zde podezření, že při určování minimální hodnoty životnosti zadavatel vycházel ze zkušeností z předešlých strojů, kde vlivem špatného uložení mohla být životnost valivého ložiska snížena o polovinu vypočtené hodnoty. Tato chyba byla však vhodnými optimalizacemi odstraněna, a tudíž lze říci, že tento stroj bude určitě dosahovat vyšších hodnot životnosti.

U všech optimalizací byla snaha je provést s co nejmenšími pořizovacími náklady. Jedna optimalizace byla provedena jen vhodným přesunem opěrných částí na jiné místo a u pracovního válce byl změněn jen jeho tvar, takže z ekonomického hlediska tyto dvě změny více nezatíží tento stroj oproti původním pořizovacím nákladům.

Optimalizace se řídily heslem „pro velkou tuhost není třeba mnoho materiálu, stačí jen trocha, ale na správném místě“.

Diplomová práce se snažila ukázat obecný postup pro konstruování stroje, jenž může být použit takřka na každý konstrukční návrh kusové či malosériové budoucí výroby. Za pomocí této práce byl vypracován nový typ kalandrovacího stroje, který bude zahrnut v nabídce zadávací firmy a také je třeba říci, že byl zadavatel s výsledkem, který je vidět na obrázku [82], velice spokojen.

Z důvodu interních informací souvisejících s tímto řešením, které podléhají utajení, nebyly uváděny některé obrázky a texty.

Obrázek 82:Celkový model kalandrovacího stroje

15 Seznam obrázků

Obrázek 1:Pryžové produkty 14
Obrázek 2:Hnětací proces 15
Obrázek 3:Kalandrovací stroj 16
Obrázek 4:Kalandrovací linka 16
Obrázek 5:Kinematické schéma stroje 17
Obrázek 6:Původní typ kalandrovacího stroje 18
Obrázek 7:Schéma pracovního válce 19
Obrázek 8:Stírací mechanismus stroje 19
Obrázek 9:Sběrná vana stroje 20
Obrázek 10:Ovládací panel stroje 20
Obrázek 11:Bezpečnostní mechanismus stroje 21
Obrázek 12:Princip pohonu standardní verze stroje 22
Obrázek 13:Princip pohonu prémiové verze stroje 23
Obrázek 14:Charakterisická křivka motoru prémiové verze stroje 24
Obrázek 15:Převodový mechanismus prémiové verze stroje 24
Obrázek 16:Charakteristická křivka motoru prémiové verze stroje – výkonové omezení motorů 25
Obrázek 17:Standardní pracovní válec 27
Obrázek 18:Prémiový pracovní válec 28
Obrázek 19:Uložení pracovního válce – koncepční výpočet dvou ložisek 29
Obrázek 20:Koncepční výsledky životnosti – ložisko SKF 24064 CC/W33 30
Obrázek 21:Koncepční výsledky životnosti – ložisko SKF 24060 CAC/W33 30
Obrázek 22:Uložení pracovního válce – koncepční výpočet čtyřech ložisek 31
Obrázek 23:Koncepční výsledky životnosti – 2x ložisko SKF 24064 CC/W33 31
Obrázek 24_Rám stroje – rozstřel 33
Obrázek 25:Rám stroje – svařenec 33
Obrázek 26:Rám stroje – obrobek 34
Obrázek 27:Funkční části bezpečnostního mechanismu stroje 35
Obrázek 28:Řezací mechanismus stroje 36
Obrázek 29:Řezací mechanismu stroje – prostorový pohled 36
Obrázek 30:Hlavní části rámu stroje 37
Obrázek 31:Upravený model rámu stroje pro MKP výpočet 38
Obrázek 32:MKP síť rámu stroje 40
Obrázek 33:MKP definice upnutí posuvného domečku stroje 41
Obrázek 34:MKP předepnutý šroub 41
Obrázek 35:MKP zatížení od hnětacího procesu 42
Obrázek 36:MKP původní uložení – volnoběh – posunutí ve směru Y 43
Obrázek 37:MKP původní uložení – volnoběh – posunutí ve směru Z 43
Obrázek 38:Hertzův tlak – volnoběh – původní uložení 44
Obrázek 39:MKP 1. optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Y 45
Obrázek 40:MKP 1. optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Z 46
Obrázek 41:Hertzův tlak – volnoběh – 1. optimalizace 46

Obrázek 42:MKP 2. optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Y 47
Obrázek 43:MKP 2. optimalizace – volnoběh– posunutí ve směru Z 48
Obrázek 44:Hertzův tlak – volnoběh – 2. optimalizace 49
Obrázek 45:MKP – 2. optimalizace – volnoběh – napětí rámu stroje 50
Obrázek 46:MKP – 2. optimalizace – volnoběh – napětí deformačního členu 50
Obrázek 47:MKP 2. optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Y 51
Obrázek 48MKP 2. optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Z 51
Obrázek 49:MKP – 2. optimalizace – maximální zatížení – napětí deformačního členu 52
Obrázek 50:MKP 2. optimalizace – vkládání pryže – posunutí ve směru Y 53
Obrázek 51::MKP 2. optimalizace – vkládání pryže – posunutí ve směru Z 53
Obrázek 52:MKP 2. optimalizace – hnětení – posunutí ve směru Y 54
Obrázek 53:MKP 2. optimalizace – hnětení – posunutí ve směru Z 55
Obrázek 54:MKP úprava definice upnutí posuvného domečku stroje 56
Obrázek 55:MKP finální optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Y 57
Obrázek 56:MKP finální optimalizace – volnoběh – posunutí ve směru Z 57
Obrázek 57:MKP finální optimalizace – volnoběh – napětí deformačního 58
Obrázek 58:MKP finální optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Y 58
Obrázek 59:MKP finální optimalizace – maximální zatížení – posunutí ve směru Z 59
Obrázek 60:MKP finální optimalizace – maximální zatížení – napětí deformačního 59
Obrázek 61:MKP kompletní zatížení – posunutí ve směru Y 61
Obrázek 62:MKP kompletní zatížení – posunutí ve směru Z 61
Obrázek 63:MKP kompletní zatížení – celkové posunutí 62
Obrázek 64:MKP kompletní zatížení – celkové napětí 62
Obrázek 65:MKP kompletní zatížení – napětí deformačního členu 63
Obrázek 66:MKP kompletní zatížení – napětí bronzové čočky 63
Obrázek 67:KISSsoft výpočtový model pracovního válce 67
Obrázek 68:KISSsys výpočtový model pracovního válce 67
Obrázek 69:Životnost valivých ložisek – první zatěžovací spektrum 68
Obrázek 70:Životnost valivých ložisek – druhé zatěžovací spektrum 69
Obrázek 71: KISSsoft výpočtový model původního pracovního válce 70
Obrázek 72:KISSsoft – pevnostní kontrola původního pracovního válce 71
Obrázek 73:KISSsoft – tuhostní kontrola původního pracovního válce 71
Obrázek 74: KISSsoft výpočtový model současného pracovního válce 73
Obrázek 75:KISSsoft – pevnostní kontrola současného pracovního válce 73
Obrázek 76:KISSsoft – tuhostní kontrola současného pracovního válce 74
Obrázek 77:Návrh uložení pracovních válců – hlavní pohled 75
Obrázek 78:Návrh uložení pracovních válců - detail A 76
Obrázek 79:Návrh uložení pracovních válců - detail B 77
Obrázek 80:Návrh uložení pracovních válců – detail C 77
Obrázek 81:Návrh uložení pracovních válců – celkový pohled 78
Obrázek 82:Celkový model kalandrovacího stroje 80

16 Seznam tabulek

Tabulka 1:Chemické složení materiálu pracovních válců 26
Tabulka 2:Mechanické vlastnosti materiálu pracovních válců 26
Tabulka 3:Hodnota předepnutí pro šrouby 41
Tabulka 4:Zatížení ložisek – volnoběh – původní uložení 45
Tabulka 5:Zatížení ložisek – volnoběh – 1. optimalizace 47
Tabulka 6:Zatížení ložisek – volnoběh – 2. opt;imalizace 49
Tabulka 7:Relativní posunutí ložiskového prostoru – maximální zatížení – 2. optimalizace 52
Tabulka 8:Relativní posunutí ložiskového prostoru – vkládání pryže– 2. optimalizace 54
Tabulka 9:Relativní posunutí ložiskového prostoru – hnětení – 2. optimalizace 55
Tabulka 10:MKP finální optimalizace – relativní posunutí ložiskového prostoru 60
Tabulka 11:První zatěžovací spektrum pracovních válců 68
Tabulka 12:Druhé zatěžovací spektrum pracovních válců 69
Tabulka 13: Zvolené mechanické vlastnoti pracovních válců 69
Tabulka 14:Youngův modul pružnosti pracovních válců 70
Tabulka 15:Hodnoty únavové bezpečnosti původního válce – nominální zatížení 72
Tabulka 16:Hodnoty únavové bezpečnosti současného válce – nominální zatížení 74
Tabulka 17:Výsledné hodnoty pracovních válců 75

17 Seznam použité literatury

[1] – Gear Design -s. r. o. Interní studijní materiály firmy

[2] – HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra: obecné strojní části. Praha: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3

[3] – Prokopová Irena: Makromolekulární chemie [online]. Version 1.0. Praha : VŠCHT Praha, 2007 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: www: <http://vydavatelstvi.vscht.cz/knihy/uid_isbn-978-80-7080-662-3/pages-img/obalka-1.html>. ISBN 978-80-7080-662-3

[4] – TYPES OF CAST IRON [EXPLAINED WITH MATERIAL COMPOSITION]. The Engineers Post [online]. The Engineers Post, 2022, 02.07.2022 [cit. 2023-04-07]. Dostupné z: https://www.theengineerspost.com/types-of-cast-iron/#:~:text=Chilled%20Cast%20Iron%20It%20is%20white%20cast%20iron,to%20a%20very%20small%20depth%20%28less%20than%20mm%29

18 Seznam zdrojů obrázků

[1] – Obrázek 1 – Pryžové produkty
https://eshop.nahradnidilystroje.cz/eshop/pneumatiky/prumyslove/pneumatika-seha-10-165-knk65-12pr-tl/
https://www.24mx.cz/product/nahradni-podrazky-sidi-srs-enduro_pid-PM-0046113?gclid=CjwKCAjw2rmWBhB4EiwAiJ0mtVZFsr-Tsl9pyqN8rH-QLg7P9YJKeeI9l8ZUeIzICrF5n9s68ClH4hoCzCsQAvD_BwE&gclsrc=aw.ds
https://www.ecofol.cz/detailsklk.aspx?sklk_id=2260000101&zdroj=G_Shopping_TTR-Shopping-products&gclid=CjwKCAjw_b6WBhAQEiwAp4HyIDKQmS15vChdIt0B5KEcPhkGw-rd_Vz6eHGySjy_RFu8Qf2lZomM2RoCpQYQAvD_BwE

[2] – Obrázek 2 – Hnětací proces
https://www.youtube.com/watch?v=G46DXJV4jVQ

[3] – Obrázek 3 – Pryžové produkty
https://www.youtube.com/watch?v=vGRduLUuRco

[4] – Obrázek 4 – Kalandrovací linka
https://www.sick.com/cz/cs/odvetvi/pneumatiky/kalandrovaci-stroj/c/g352661

[5] – Obrázek 5 – Kinematické schéma stroje

Interní materiály firmy Gear Design s. r. o.

[6] – Obrázek 6 – Původní typ kalandrovacího stroje
https://www.deguma.com/files/maschinenfotos/Walzwerk%20mixing%20mill%20mezcladora%20mezclador%20cilindros,%20melangeur%20cylindres%20Gummi%20rubber%20caoutchouc%20DEGUMA%20neo%20mixing%20mill_%C3%98%20400%20x%201000_c.png

[7] – Obrázek 8,9,10 – Příslušenství stroje
https://www.deguma.com/de/maschinen/walzwerke/gummi-mischwalzwerk/details/walzwerk-deguma-neo-premiumbrbneumaschine-einzelantriebe-peripher-gebohrte-walzen-und-waelzlagerb.html

[8] – Obrázek 14,16 – Charakteristické křivky motoru
https://www.oswald.de/

[9] – Obrázek 15 – Převodový mechanismus
https://www.pulsgetriebe.de/

[10] – Obrázek 5, 7, 10, 12, 13, 17, 18, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 77, 78, 79, 80, 81, 82 – Demonstrace podoby stroje
Interní materiály firmy Gear Design s. r. o. – program KeyShot

[11] – Obrázek 19,20,21.22,23,38,41,44,67 68,69,70,71,72,73,74,75,76 – Výsledky a pomocné obrázky výpočtů ložisek a pracovních válců
Interní materiály firmy Gear Design s. r. o. – program KISSsoft

[12] – Obrázek 32, 33, 34, 35, 36, 37, 39, 40, 42, 43, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66 – Výsledky a pomocné obrázky pro výpočet MKP
Interní materiály firmy Gear Design s. r. o. – program Femap