



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Zařízení pro vyklápění beden

Device for tilting crates

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2023

Petr KUBÁLE

Studijní program: N0716A270001 – DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

Studijní obor: N071TTTE – Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Martin Dub, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kubále** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **473630**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Zařízení pro vyklápění beden

Název diplomové práce anglicky:

Device for tilting crates

Pokyny pro vypracování:

V rámci diplomové práce proveďte návrh zařízení pro vyklápění beden. Osnova:

- Rešerše zařízení využívaných pro podobné účely
- Návrh zařízení
- Analýza zatížení, návrhové a kontrolní výpočty vybraných uzlů
- 3D CAD model vybrané varianty
- Vybraná výkresová dokumentace

Seznam doporučené literatury:

BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol.: Technický průvodce, Části strojů, Praha. SNTL, Nakladatelství technické literatury, 1989.
Katalogy výrobců, internetové zdroje, normy

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:


Ing. Martin Dub, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **11.04.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.08.2023**

Platnost zadání diplomové práce:


Ing. Martin Dub, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

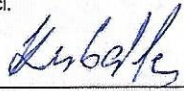

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

24.4.2023
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Zařízení pro vyklápění beden“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Martina Duba, Ph.D. s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 22. 5. 2023

.....
Jméno a příjmení

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Martinu Dubovi, Ph.D. za poskytnuté konzultace, cenné rady a připomínky v průběhu zpracování této diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu v průběhu celého studia.

Anotační list

Jméno autora:	Petr Kubále		
Název DP:	Zařízení pro vyklápění beden		
Anglický název:	Device for tilting crates		
Rok:	2023		
Studijní program:	N0716A270001 – DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA		
Obor studia:	N071TTTE – Transportní technika		
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů		
Vedoucí DP:	Ing. Martin Dub, Ph.D.		
Bibliografické údaje:	počet stran	90	
	počet obrázků	85	
	počet tabulek	6	
	počet příloh	4	
Klíčová slova:	Výklopník, bedna, hydromotor, zdvih, rám		
Keywords:	Tipper, box, hydraulic motor, stroke, frame		

Anotace: Tato diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro vyklápění beden. Práce obsahuje rešerši prvků hydraulických obvodů a průmyslových senzorů, dále je součástí rešerše i průzkum trhu s obdobnými stroji. V praktické části je proveden návrh stroje v podobě 3D modelu s doloženými návrhovými či kontrolními výpočty, a to v podobě analytického výpočtu nebo použitím metody konečných prvků. Součástí diplomové práce je dále výkres sestavy stroje, výrobní výkres svařence základního rámu a výrobní výkres svařence otočného rámu.

Abstract: This diploma thesis focuses on the design of device for tilting crates. The work contains a search for elements of hydraulic circuits and industrial sensors, as well as a market survey of similar machines. In the practical part, the design of the machine is carried out in the form of a 3D model with documented design and control calculations, in the form of an analytical calculation or using the finite element method. The diploma thesis also contains a drawing of the machine assembly, a production drawing of the weldment of the basic frame and a production drawing of the weldment of the rotating frame.

Obsah

1. Úvod	1
1.1. Cíle	2
2. Současný stav problematiky	3
2.1. Výrobci výklopníků	3
2.1.1. PRO-VEGA	3
2.1.2. Allround Vegetable Processing	4
2.1.3. Gillenkirch	5
2.1.4. Wyma Solutions	6
2.1.5. Zeta	8
2.2. Hydraulické mechanismy a jejich prvky	9
2.2.1. Rotační převodníky	10
2.2.1.1. Základní rozdělení rotačních převodníků	10
2.2.1.2. Zubové hydrogenerátory	11
2.2.1.3. Lamelové hydrogenerátory	11
2.2.1.4. Pístové hydrogenerátory	12
2.2.2. Lineární hydromotory	13
2.2.3. Prvky pro řízení velikosti průtoku	15
2.2.3.1. Trysky a clony	15
2.2.3.2. Škrtkové ventily	16
2.2.3.3. Děliče průtoku	17
2.2.4. Prvky pro řízení tlaku	18
2.2.4.1. Tlakové ventily	18
2.2.4.2. Redukční ventily	19
2.2.4.3. Připojovací a odpojovací ventily	20
2.2.5. Prvky pro řízení směru průtoku	21
2.2.5.1. Hydraulické zámky a jednosměrné ventily	21
2.2.5.2. Rozváděče	22
2.2.6. Proporcionální prvky	23
2.2.7. Vedení a spojovací části	24
2.2.8. Zásobníky kapalin	24
2.2.8.1. Nádrže	24
2.2.8.2. Akumulátory	25
2.2.9. Kapaliny	25
2.2.10. Filtry	26
2.2.11. Těsnění	27
2.3. Snímání polohy	28
2.3.1. Mechanické senzory	29
2.3.2. Optické senzory	30
2.3.2.1. Reflexní senzory	30
2.3.2.2. Reflexní závory	31
2.3.2.3. Jednocestné závory	31
2.3.2.4. Laserové senzory	32

2.3.2.5.	Vláknová optika	32
2.3.3.	Indukční senzory	33
2.3.4.	Ultrazvukové senzory	34
2.3.5.	Kapacitní senzory	35
2.3.6.	Magnetické senzory	37
2.3.6.1.	Reedův magnetický senzor	37
2.3.6.2.	Magnetoindukční senzory	38
2.3.6.3.	Senzory s Hallovou sondou	38
3.	Praktická část	39
3.1.	Návrh výklopníku beden	39
3.2.	Konstrukční návrh.....	40
3.2.1.	Základní rám	41
3.2.2.	Otočný rám	42
3.2.3.	Bezpečnostní rám.....	43
3.2.4.	Sestava stroje.....	44
3.3.	Statická analýza	47
3.3.1.	Výpočtový model mechanismu	47
3.3.2.	Uvolnění a sestavení statický rovnic.....	49
3.4.	Kontrola ložisek	53
3.4.1.	Návrh šroubového spoje.....	54
3.5.	Návrh hydraulického obvodu	56
3.5.1.	Návrh hydraulického válce	56
3.5.1.1.	Průměr hydraulického válce	56
3.5.1.2.	Průměr pístnice	57
3.5.1.3.	Návrh hydrogenerátoru	59
3.5.1.4.	Schéma hydraulického obvodu	61
3.6.	Pevnostní kontrola základního rámu	63
3.6.1.	Alternativní řešení rámu	65
3.7.	Pevnostní kontrola otočného rámu	67
3.7.1.	Kontrola dorazu bedny	69
3.8.	Kontrola svarového spoje.....	71
3.9.	Návrh čepu	73
3.9.1.	MKP analýza	76
3.10.	Kalkulace výrobních nákladů	78
4.	Závěr.....	80
	Seznam zkratk a symbolů	82
	Seznam použité literatury	85
	Seznam obrázků	89
	Seznam tabulek	90
	Seznam příloh.....	90

1. Úvod

Výklopníky jsou stroje, které jsou používány převážně v technologických linkách za účelem vyprázdnění beden s kusovým, tekutým či sypkým materiálem. Kategoricky se jedná o jednoúčelové stroje, tzn. že stroj má v rámci technologické linky pouze jednu funkci. Bedny s materiálem mohou mít hmotnost od desítek kilogramů až po několik jednotek tun. S výjimkou malých beden je tedy vyklápění za pomoci lidské síly nereálné a je nutné začlenit tyto stroje do technologických linek, kde jsou mimo jiné v dnešní době běžnou součástí. K uložení produktu se nepoužívají pouze bedny. Dále jsou používány palety, přepravky, kontejnery či speciální nádoby například pro tekutý produkt.

Samotné výklopníky se zpravidla nacházejí na začátku technologické linky, kde materiál vyklápí do příjmových van, vyrovnávacích zásobníků, případně jsou schopny samostatně dávkovat produkt na odebírací dopravník, dle aktuálních potřeb linky.

Tato diplomová práce byla zadána firmou Htech cz s.r.o., která se zabývá projektováním linek na posklizňové zpracování zeleniny a samotnou výrobou strojů a linek. Jedná se o stroje na příjem produktu, dopravníky, stroje na úpravu a třídění, stroje na ukládání produktu, balící stroje či paletizátory. [1]

1.1. Cíle

Cílem diplomové práce je navrhnout strojní zařízení určené pro vyklápění beden obsahujících brambory nebo cibuli. Navržený stroj bude použit v linkách na zpracování zeleniny od firmy Htech cz s.r.o. Diplomová práce byla rozdělena na část teoretickou a na část praktickou.

V teoretické části diplomové práce byly vytyčeny následující cíle.

- Provést průzkum trhu s výklopníky a zmapovat nabídku konkurence nabízející stroje k podobnému účelu.
- Provést rešerši hydraulických obvodů.
- Provést rešerši používaných průmyslových senzorů.

V praktické části diplomové práce byly vytyčeny následující cíle.

- Provést konstrukční návrh stroje v podobě 3D modelu a vybrané výkresové dokumentace.
- Navrhnout hydraulický obvod, kterým je řešeno vyklápění.
- Navrhnout ložiska a šroubový spoj.
- Provést pevnostní kontrolu navržených ráků pomocí metody konečných prvků.
- Provést kontrolu vybraného svarového spoje.
- Navrhnout čepy a provést pevnostní kontrolu vybraného čepu pomocí metody konečných prvků.
- Provést přibližnou kalkulaci výrobních nákladů navrženého stroje.

Na základě dosavadních zkušeností z častých požadavků zákazníků byly dále stanoveny určité požadavky na konstrukci stroje.

- Navrhnout konstrukci stroje tak, aby byla umožněna manipulace s celým strojem pomocí vysokozdvížného vozíku.
- K otočnému rámu, do kterého je uložena bedna s produktem udělat podlahu z plného materiálu tak, aby nedocházelo k hromadění odpadu pod strojem a vnitřek otočného rámu se nechal průběžně uklízet.
- Stroj vybavit řádnými bezpečnostními prvky, jako je ochranný rám či různé bezpečnostní senzory.

2. Současný stav problematiky

2.1. Výrobci výklopníků

Jak již bylo zmíněno v úvodu, existuje celá řada materiálů, se kterými je možno manipulovat a vysypávat je. Jednotliví výrobci se odlišují především tím, že se soustředují pouze na určitý sortiment materiálů, pro něž musí své stroje přizpůsobit. Vzhledem k tomu, že je předmětem práce výklopník, který manipuluje s zeleninou, byla v této kapitole provedena analýza trhu s výklopníky určenými pro manipulaci se zeleninou.

2.1.1. PRO-VEGA

PRO-VEGA je polský výrobce strojů pro zpracování zeleniny. V jejich produktové řadě nabízejí výklopníky beden s kódovými označeními WKC-1212, WKC-1612 (Obrázek 1), WKC-2012 a WKC-2412. Tyto výklopníky se od sebe liší především výkonem, který se postupně zvyšuje v pořadí uvedených typů. Do těchto výklopníků lze vložit bedny o rozměrech (výška x šířka) 1200 x 1200 mm, 1600 x 1200 mm, 2000 x 1200 mm a 2400 x 1200 mm.

Maximální přípustná hmotnost bedny se liší v závislosti na výkonu stroje, a to od 1500 kg až po 2100 kg. Maximální pracovní úhel u všech typů je uváděn jako 150°. Pro upřesnění - nejedná se o sypný úhel. Stroj lze ovládat buď přes ovládací panel na stroji, nebo pomocí dálkového ovladače.

PRO-VEGA používá mechanismus vyklápění, který je poháněn dvěma lineárními hydromotory. Mezi lineárními hydromotory a rámem stroje je implementován pákový převod z ocelových táhel.

Z obrázků na webových stránkách výrobce lze usoudit, že rám stroje je konstruován jako svařenec z ocelových normalizovaných profilů a plechů. Výrobce také nabízí možnost instalace ochranného plotu, který zvyšuje bezpečnost obsluhy stroje. Konstrukce stroje neumožňuje nastavení jeho výšky, ale v rámci linky je vždy vhodné mít alespoň mírnou regulaci výšky stroje. [2]



Obrázek 1.: Výklopník PRO-VEGA WKC-1612 [2]

2.1.2. Allround Vegetable Processing

Allround je nizozemský dodavatel linek na zeleninu a výrobce širokého portfolia strojů v těchto linkách. Nabízí stroje pro příjem produktu, stroje na čištění, třídění a inspekci, a také stroje pro balení či paletizaci.

Firma nabízí tři typy výklopníků beden s ohledem na rozměry beden a požadovaný výkon. Tyto tři typy mají kódová označení Z160, Z180 a Z250 (Obrázek 2) a charakterizují maximální šířku bedny 1600 mm, 1800 mm a 2500 mm. Maximální pracovní úhel všech typů je 140°. Výrobce také nabízí možnost provedení stroje s bezpečnostním plotem či provedení z nerezové oceli.

Rámem stroje je svařenec z ocelových normalizovaných profilů. Zdvih rámu s bednou obstarávají dva lineární hydromotory. Při překlopení je bedna aretována čtvercovým profilem. Výhodou je možnost výškového stavění. Stroj disponuje výškově stavěcí konstrukcí s poměrně velkou variabilitou různých poloh. Jednotlivé polohy jsou aretovány ručně výsuvným čepem pojištěným závlačkou. Ovládací panel je umístěn z boku na rámu stroje. Výrobce nabízí i možnost dálkového ovládání. [3]

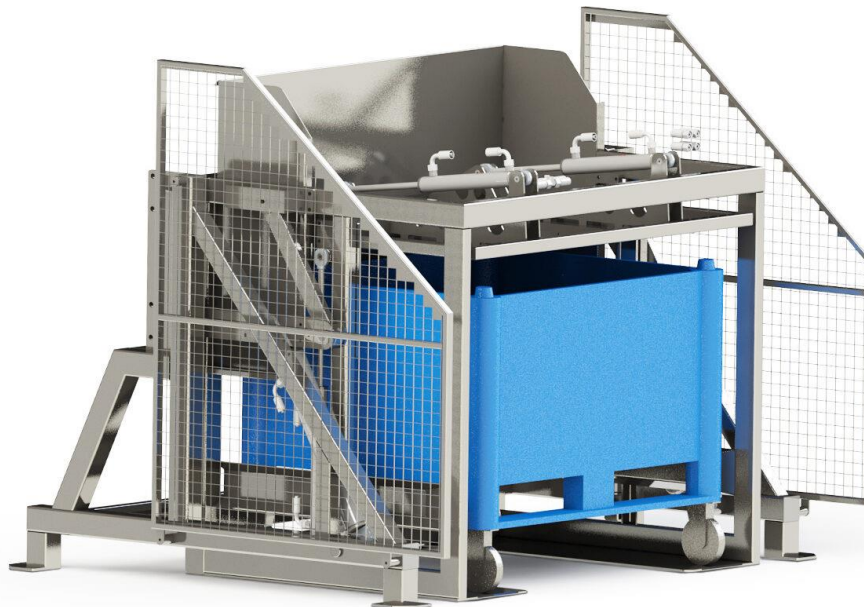


Obrázek 2.: Výklopník Allround Z250 [3]

2.1.3. Gillenkirch

Německá firma Gillenkirch se specializuje na výrobu strojů pro zpracování ovoce a zeleniny po sklizni, zejména na příjem a dopravu produktu, jeho třídění a balení.

Výrobce nabízí výklopník beden s označením KK-1000-H (Obrázek 3). Tento stroj je schopen vyklápat bedny o maximálních rozměrech 1100 x 1100 x 1200 mm. Před samotným otáčením je bedna uzavřena sklopným víkem s integrovanou uzavírací klapkou, která produkt postupně dávkuje. Tím je zajištěna šetrná manipulace s produktem, ale takové řešení výrazně zvyšuje cenu stroje, jelikož vyžaduje dva lineární motory navíc. Stejně jako u předchozích výrobců, i zde vyklápění zajišťují dva lineární hydromotory, a to až o 270°. Základem stroje je opět svařovaná konstrukce, která je opatřena ochranným plotem. [4]



Obrázek 3.: Výklopník Gillenkirch KK-1000-H [4]

2.1.4. Wyma Solutions

Wyma Solutions je jedním z předních světových výrobců zařízení pro posklizňovou manipulaci s ovocem a zeleninou. Tento výrobce je z Nového Zélandu, ale má své zastoupení i v České republice. Wyma nabízí široký sortiment výklopníků s různými druhy pohonů a velikostí dle požadovaných výkonů.

Výklopníky nabízené Wyma Solutions mají pracovní úhel 140°. Vyklápění mají buďto zajištěno stejně jako výše zmínění výrobci prostřednictvím lineárních hydromotorů (Obrázek 4), nebo nabízejí variantu s přímým napojením elektromotoru s převodovkou na osu otáčení (Obrázek 5). Tuto variantu využívají zákazníci, kteří kladou velký důraz na čistotu a chtějí minimalizovat riziko úniku hydraulického oleje. Výrobce také nabízí provedení s postupně se otevírajícím víkem v závislosti na úhlu naklonění bedny. Tím je zajištěno, že nedojde k nárazovému zahlcení navazujícího odebíracího dopravníku a také šetrnost stroje k produktu. [5]



Obrázek 4.: Hydraulický výklopník beden Wyma Solutions [5]



Obrázek 5.: Výklopník beden Wyma Solutions s převodovkou [5]

Pro potřebu velkých výkonů mají v nabídce i rotační výklopníky beden (Obrázek 6). Rotační výklopník je schopen otáčet bedny o šířce až 3700 mm a hmotnosti až 4500 kg. Rotace je provedena o 180°, čímž je zajištěno úplné vyprázdnění bedny. Tato varianta je zmíněna jen pro úplnost sortimentu, který je nabízen pro vyklápění beden. [5]



Obrázek 6.: Rotační výklopník Wyma Solutions [5]

2.1.5. Zeta

Zeta je český výrobce, který se zaměřuje na výrobu posklizňové zemědělské techniky. Jedná se o jediného ryze českého výrobce zařízení pro vyklápění beden se zeleninou. Zeta nabízí tři typy výklopníků s kódovým označením VP600, VP1000 a VP1100 (Obrázek 7). Nejvýkonnější varianta VP1100 zvládne vyklápat bednu o rozměrech 1700x1400x1200 mm s maximální hmotností 1000 kg. Jedná se tedy o méně výkonné stroje, určené především do menších provozů.

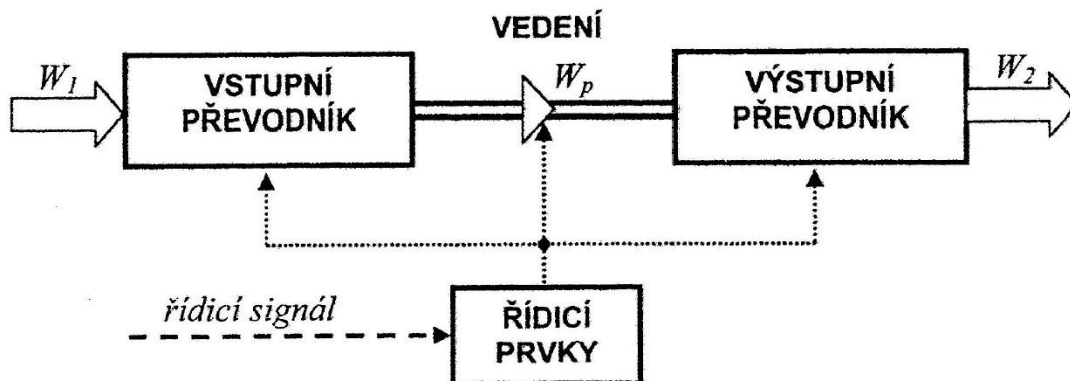
Stroje jsou vybaveny elektrohydraulickým vyklápěním s lineárními hydromotory. Konstrukce nemá možnost výškového stavění a je tvořena jako ocelový svařenec z normalizovaných profilů. Výrobce ke strojům nenabízí žádný plot či jiný ochranný rám. [6]



Obrázek 7.: Výklopník beden Zeta VP1100 [6]

2.2. Hydraulické mechanismy a jejich prvky

Hydraulické mechanismy fungují na principu přenosu energie prostřednictvím tekutiny, kterou představuje hydraulický olej. Jejich základní funkci ilustruje blokové schéma (Obrázek 8). Na počátku každého obvodu se nachází zdroj mechanické energie W_1 , kterým většinou bývá elektromotor, nebo spalovací motor. Tato mechanická energie vstupuje do vstupního převodníku, který představuje hydrogenerátor transformující mechanickou energii na tlakovou energii W_p . Tlaková energie je většinou rozváděna prostřednictvím hydraulických hadic či modulárního propojení prvků do výstupního převodníku neboli hydromotoru, který může být lineární nebo rotační. Hydromotory opět transformují přivedenou tlakovou energii W_p zpět na energii mechanickou W_2 a jsou zpravidla připojeny k zátěži. Řídící signál může být spojitý nebo diskrétní, a to různé fyzikální povahy, například mechanický, elektrický, hydraulický a jejich různé kombinace. Tyto mechanismy se podle převažující složky energie dělí na hydrostatické a hydrodynamické. Další rozdělení hydraulických obvodů se týká uspořádání prvků. Podle uspořádání prvků v obvodu rozlišujeme obvody na otevřené, u kterých je nádrž sériově vestavěna mezi hydromotor a hydrogenerátor a na obvody uzavřené, kde je naopak nádrž zapojena paralelně mezi hydromotor a hydrogenerátor. [7] [8]



Obrázek 8.: Blokové schéma hydraulického mechanismu [7]

Hydraulické mechanismy jsou běžnou součástí strojů například v zemědělství, stavebnictví, dále u manipulační techniky či výrobních strojů. Jejich použití dovoluje nové způsoby uspořádání strojů a přináší výhody, kterými jsou kompaktnost vůči dosahovaným výkonům, vysoká tuhost a účinnost, možnost malých pohybových rychlostí, plynulý chod, odvod tepla, využití proporcionální techniky a regulačních hydrogenerátorů, ochrana proti přetížení, možnost reverzace. Existují zde také nevýhody těchto mechanismů, které je nutno respektovat. Jedná se o ztráty vznikající při přenosu energie a z toho plynoucí nižší účinnost než u mechanického přenosu energie. Dalšími nevýhodami jsou vysoké požadavky na přesnost výroby součástí a na minimální vůle mezi vzájemně se pohybujícími součástmi, závislost na vlastnostech kapaliny, která mění svou viskozitu se změnou teploty. Nebezpečnou se pak může stát chemická povaha určitých hydraulických olejů, které mohou při nežádoucím úniku způsobit požár či znehodnocení půdy. [7] [8]

2.2.1. Rotační převodníky

Rotační převodníky mohou být vstupními převodníky, které transformují mechanickou energii na energii tlakovou nebo výstupními převodníky, které transformují tlakovou energii zase zpět na mechanickou. Charakteristickými parametry rotačních převodníků jsou geometrický objem V_g [cm^3/ot], trvalý pracovní tlak p [MPa], maximální pracovní tlak p_{max} [MPa], rozsah otáček a účinnost.

Rotační převodníky podléhají vlivem prosakování, stlačitelnosti a skutečného nasávaného objemu objemovým ztrátám. Dále podléhají tlakovým ztrátám vlivem tlakových ztrát při proudění v čerpadle a tření mechanických částí. [7] [8] [9]

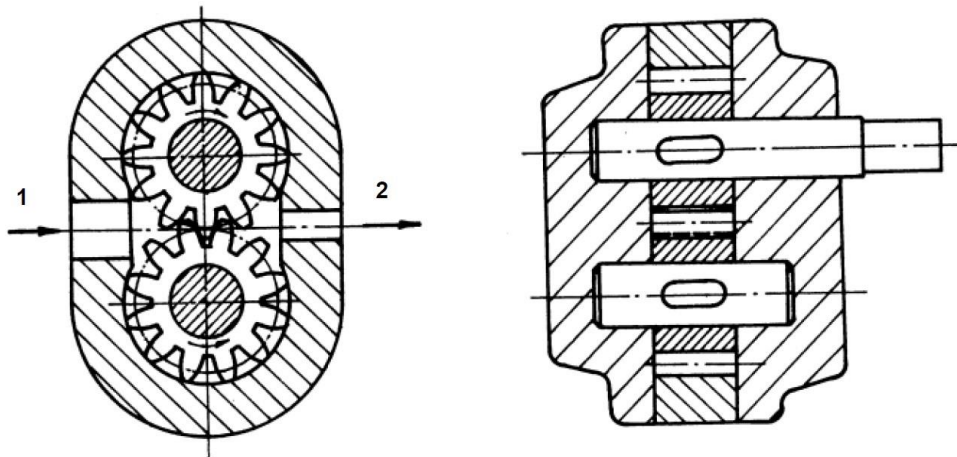
2.2.1.1. Základní rozdělení rotačních převodníků

V této kapitole je popsáno základní rozdělení rotačních převodníků.

- 1) Podle regulace
 - Regulační – proměnný geometrický objem
 - Neregulační – konstantní geometrický objem
- 2) Podle funkce
 - Jednosměrný – pracují pouze v generátorickém nebo motorickém režimu
 - Obousměrný – pracují v motorickém i v generátorickém režimu
- 3) Podle smyslu otáčení
 - Bez reverzace
 - S reverzací
- 4) Podle konstrukce
 - Zubové
 - S vnějším ozubením
 - S vnitřním ozubením
 - S orbitálním pohybem
 - Šroubové
 - Lamelové
 - Jednočinné
 - Dvojčinné
 - Pístové
 - Axiální
 - S nakloněnou deskou
 - S nakloněným blokem
 - Radiální
 - S písty v rotoru
 - S písty ve statoru
 - Více křivkové
 - Řadové [7]

2.2.1.2. Zubové hydrogenerátory

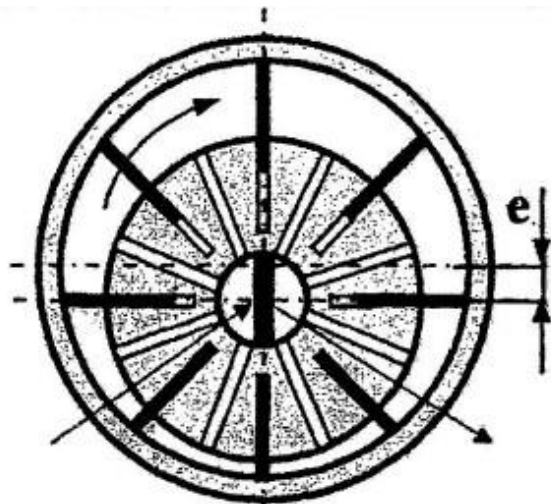
Zubové hydrogenerátory (Obrázek 9) jsou velmi často užívanou variantou, která vyniká svou vysokou účinností, spolehlivostí a nízkou cenou v porovnání s ostatními typy. Zubový hydrogenerátor je tvořen dvojicí ozubených kol, která jsou ve vzájemném záběru. Tyto ozubená kola jsou rotačně uložena v tělese hydrogenerátoru. Při záběru kol vzniká ve vstupním sacím prostoru podtlak, díky kterému mohou zubová čerpadla pracovat jako samonasávací. Ozubení mohou být vnější nebo vnitřní. Pracovní objem je tvořen zubovými mezerami na obvodu kol a je konstantní. Hnací je zpravidla vždy jedno kolo. [7] [8] [9]



Obrázek 9.: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [8]

2.2.1.3. Lamelové hydrogenerátory

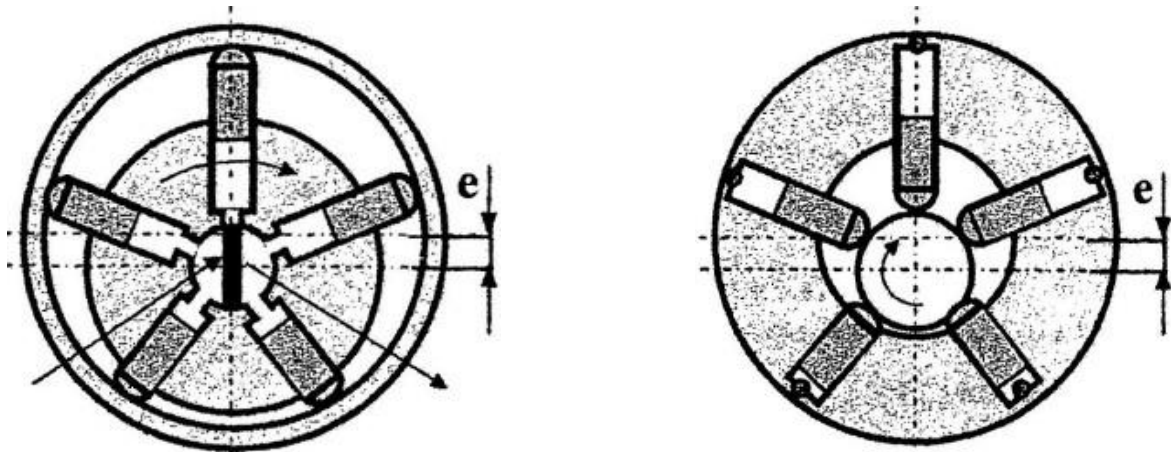
Lamelového hydrogenerátory (Obrázek 10) jsou svým principem podobné těm zubovým. Jednočinný lamelový hydrogenerátor má rotor s lamelami uložen v tělese excentricky. Pracovní objem je zde tvořen prostory mezi lamelami, kterými je kapalina unášena od vstupního otvoru k výstupnímu otvoru. Tento hydrogenerátor má proměnný geometrický objem, který lze regulovat změnou excentricity rotoru. [7] [8] [9]



Obrázek 10.: Jednočinný lamelový hydrogenerátor [7]

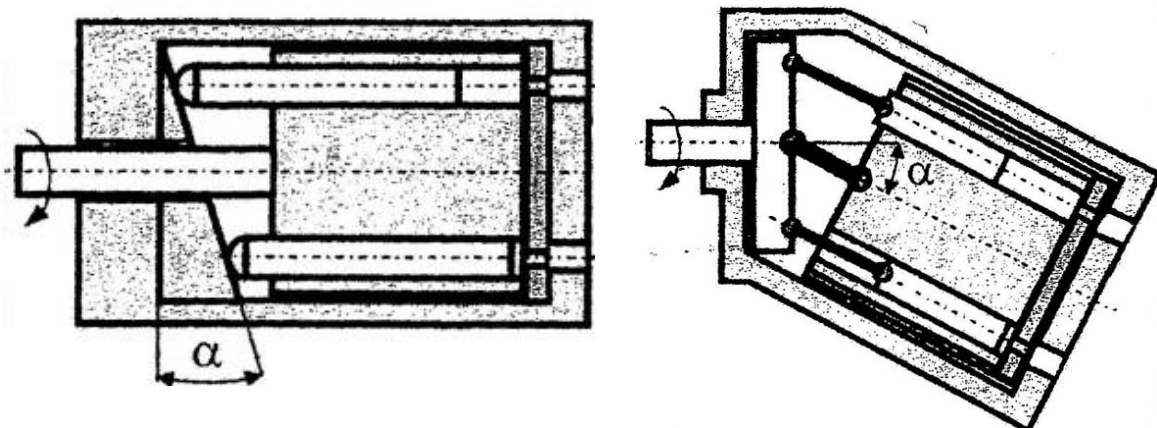
2.2.1.4. Pístové hydrogenerátory

Pístové hydrogenerátory se rozdělují podle konstrukce na radiální a axiální. Radiální pístové hydrogenerátory (Obrázek 11) mají písty uspořádané kolmo k ose otáčení hnacího hřídele. Rotor je excentricky uložen v tělese a je tedy možné regulovat jeho geometrický objem změnou excentricity rotoru. Písty mohou být uloženy jak ve statoru, tak i v rotoru. Radiální pístové hydrogenerátory dosahují nižších otáček a vyšších kroutících momentů. [7] [8] [9]



Obrázek 11.: Radiální pístová čerpadla s písty v rotoru (vlevo) a ve statoru (vpravo) [7]

Axiální pístové hydrogenerátory (Obrázek 12) mají písty uspořádané rovnoběžně s osou otáčení tělesa. Tyto hydrogenerátory jsou v provedení s nakloněným blokem, u kterého je blok s písty skloněn vůči ose rotace o určitý úhel, kterým je regulována velikost pracovního objemu. Druhé provedení je s nakloněnou deskou, kde jsou písty uloženy v rotoru rovnoběžně s osou rotace a jsou opřeny o nakloněnou desku pod určitým úhlem, kterým je opět regulován geometrický objem hydrogenerátoru. Pracují s nižším tlakem a dosahují vyšších otáček. [7] [8] [9]



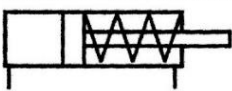
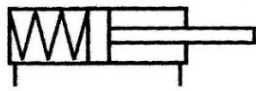

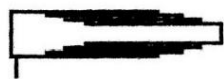
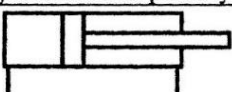
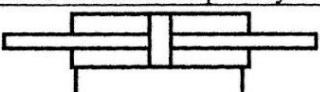
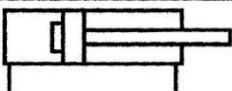
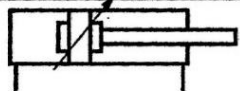
Obrázek 12.: Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou rovinou a s nakloněným blokem [7]

2.2.2. Lineární hydromotory

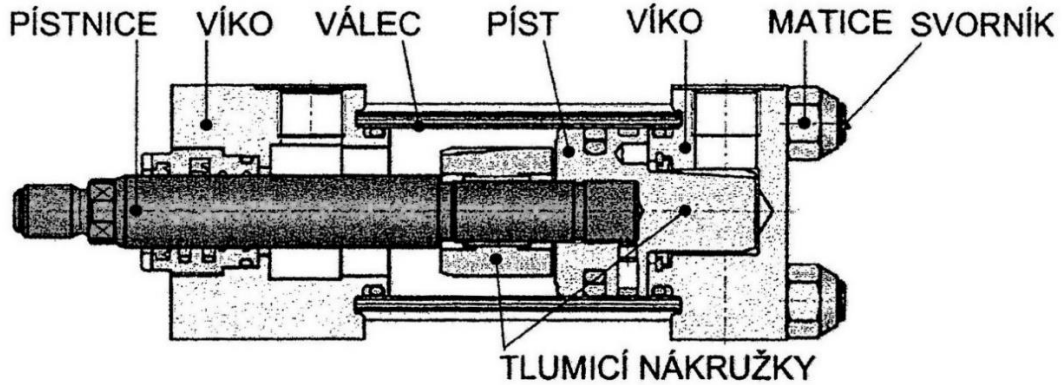
Jedná se o výstupní převodníky, tedy zařízení, která transformují tlakovou energii na energii mechanickou. Lineární hydromotory konají přímočarý pohyb při požadované síle a rychlosti.

Konstrukce lineárních hydromotorů je dána především povahou pro danou aplikaci. Důležitými parametry, které danou aplikaci ovlivňují konstrukci hydromotoru jsou průměr válce, průměr pístní tyče, zdvih a způsob připojení hydromotoru k rámu stroje.

Obecně jsou lineární hydromotory rozděleny na jednočinné a dvočinné. Základní schématická provedení těchto dvou typů hydromotorů včetně popisu jejich funkce jsou znázorněna na obrázku (Obrázek 13). U dvočinných hydromotorů s jednostrannou pístnicí dochází vlivem rozdílných ploch pod a nad pístem k rozdílu rychlostí při vysouvání a zasouvání. Hydromotor s oboustrannou pístnicí má obě činné plochy stejně velké a tím pádem je u nich dosaženo stejných rychlostí při daném průtoku a stejných sil při daném tlakovém pádu. [7] [8] [9]

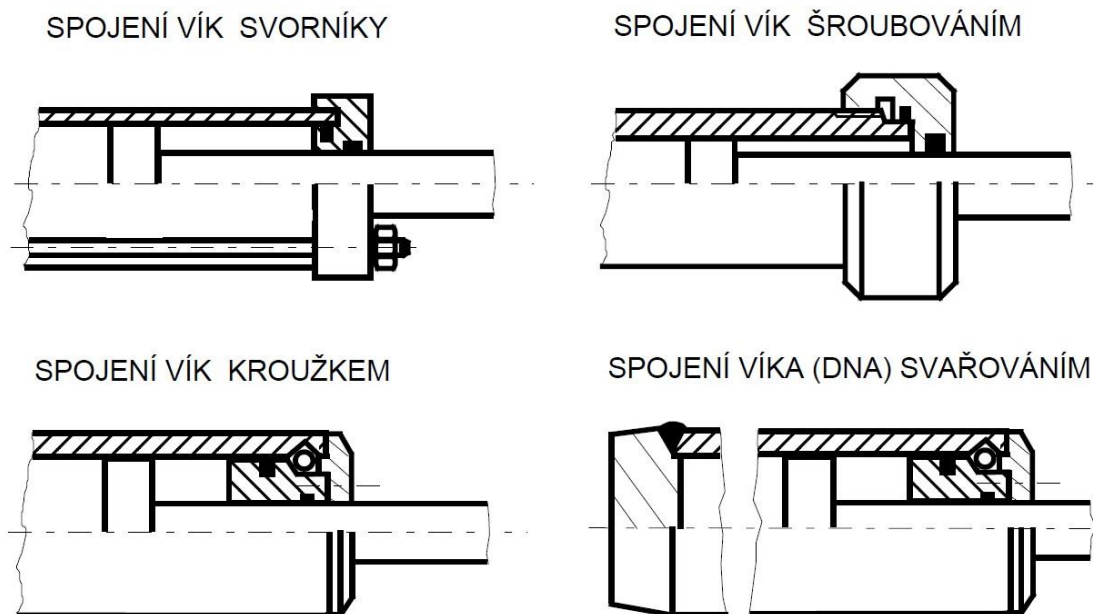
PŘÍMOČARÉ HYDROMOTORY JEDNOČINNÉ	
píst vysouvaný přívodem kapaliny, zasouvaný pružinou	píst vysouvaný pružinou, zasouvaný přívodem kapaliny,
	
plunžr	teleskopický motor
	
PŘÍMOČARÝ HYDROMOTORY DVOJČINNÉ	
s jednostrannou pístní tyčí	s oboustrannou pístní tyčí
	
s jednostranným konstantním tlumením	s oboustranným měnitelným tlumením
	

Obrázek 13.: Provedení lineárních hydromotorů [7]



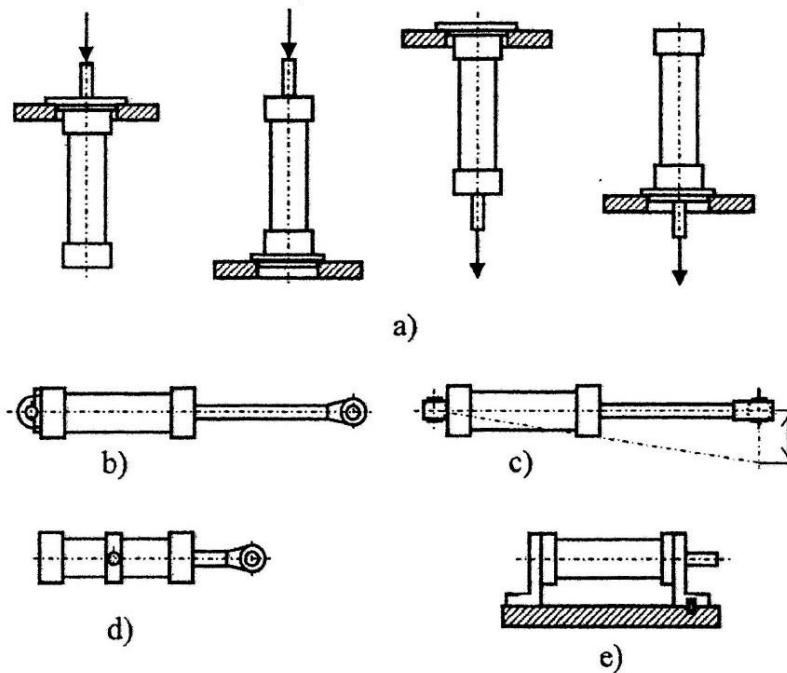
Obrázek 14.: Přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí [7]

Konstrukce hydromotoru je dále popsána na dvojčinném přímočarém hydromotoru s jednostrannou pístnicí (Obrázek 14), což je jedna z nejpoužívanějších variant. Válec je vyroben z bezešvé trubky, která je vyvrtána, a následně je u ní válečkován vnitřní povrch. Pístní tyč je standartně vyráběna z konstrukčních ocelí 11 600 nebo 11 700. Povrch pístní tyče projde procesem povrchových úprav, při kterých je broušen, tvrdě chromován do $4 \mu\text{m}$ a následně přeleštěn. Konstrukční možnosti spojení vík s válcem hydromotoru jsou znázorněny na obrázku (Obrázek 15). Často je užíváno spojení vík s válcem svařováním nebo prostřednictvím svorníků, ale vždy záleží na potřebách dané aplikace. Tyto hydromotory jsou pro provozní rychlosti nad $0,1 \text{ m/s}$ vybaveny jednostranným nebo oboustranným tlumením pohybu v koncových polohách zdvihu. Tlumení obstarávají tlumicí nákrůžky, proti kterým dochází k postupnému nárůstu odporu proti pohybu, což způsobuje zpomalení pohybu pístu v krajní poloze. Tímto opatřením zabráníme nežádoucímu narážení pístu na víka. [7] [8]



Obrázek 15.: Varianty spojení vík s válcem [8]

Zatěžovací síla na lineární hydromotory musí působit výhradně v ose pístní tyče. Z tohoto důvodu je nutné dbát na způsob uchycení hydromotoru například k rámu stroje. Zvolený způsob upevnění musí eliminovat možnost účinku radiálních sil na pístní tyč. Základní způsoby uchycení lineárních hydromotorů lze vidět na obrázku níže (Obrázek 16). Mezi nejčastější způsoby uchycení hydromotoru se řadí otočné bronzové ložisko na čepu, kloubová ložiska v oku pístnice a v oku válce nebo prostřednictvím přírub a patek. [7] [8]



Obrázek 16.: Způsoby uchycení lineárních hydromotorů [7]

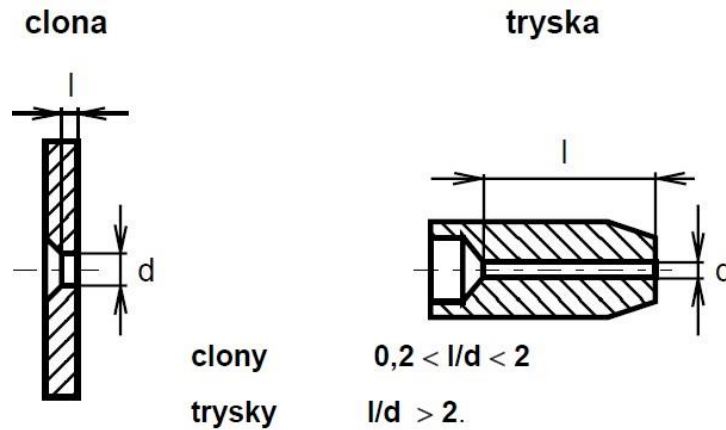
2.2.3. Prvky pro řízení velikosti průtoku

Průtok je důležitým parametrem hydraulického obvodu. S velikostí průtoku přímo souvisí velikost výkonu a rychlost pohybu hydromotoru.

Prvky pro řízení velikosti průtoku pracují na principu škrcení, které představuje odpor proti pohybu kapaliny. Během škrcení kapaliny dochází k částečným ztrátám tlakové energie, které se projevují ohřevem hydraulické kapaliny. Pro škrcení průtoku mohou být použity clony a trysky, což jsou prvky s konstantním hydraulickým odporem nebo škrtící ventily, které mají proměnný hydraulický odpor. [7] [8]

2.2.3.1. Trysky a clony

Tyto prvky (Obrázek 17) jsou charakteristické svým konstantním odporem proti pohybu kapaliny. Jsou používány pro řízení velikosti tlakového spádu a k udržování konstantního průtoku v paralelních větvích hydraulických obvodů. Dále mají tlumící schopnosti. Základní rozdíl mezi tryskou a clonou je v konstrukci, která je odlišná v poměru délky díry a velikostí jejího průměru. Clony mají škrcení necitlivé na změny viskozity s měnící se teplotou, naopak trysky mají škrcení závislé na změně viskozity. [7] [8]



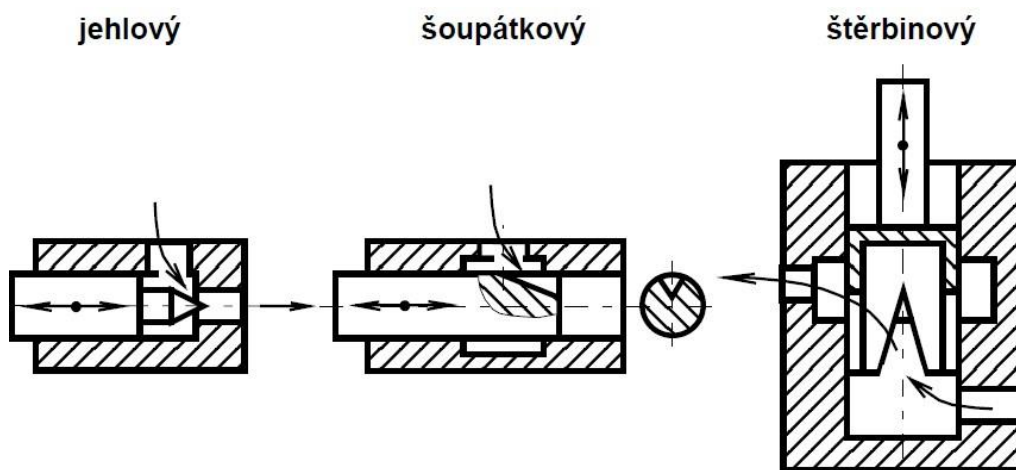
Obrázek 17.: Clona a tryska [8]

2.2.3.2. Škrtkící ventily

Tyto prvky umožňují spojitě měnit odpor proti pohybu kapaliny a jsou rozděleny na škrtkící ventily bez stabilizace a škrtkící ventily se stabilizací.

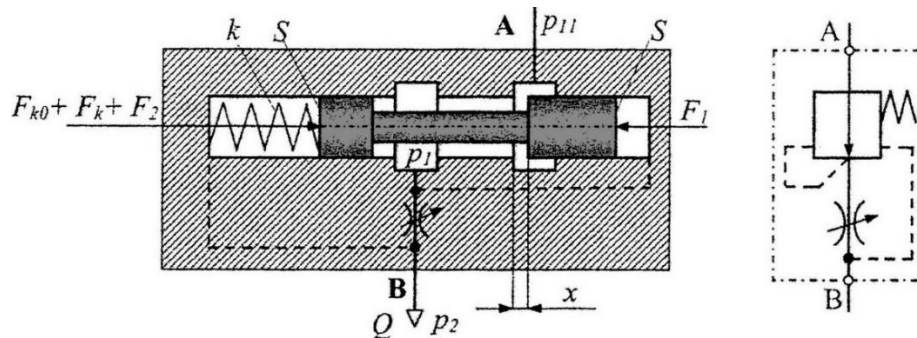
Škrtkící ventily bez stabilizace jsou charakteristické svým konstrukčním prvkem, kterým je měněna velikost průtočného průřezu. Dle tohoto prvku rozlišujeme ventily na jehlové, štěrbinové a šoupátkové (Obrázek 18).

Škrtkící ventily nacházejí časté uplatnění při řízení rychlosti pohybu hydromotorů při spouštění břemen, kde je potřeba vytvořit odpor, který zbrzdí rychlost břemene. Toto je ovšem použitelné pouze v případě, má-li břemeno konstantní hmotnost. Pro funkci brzdění břemene je k škrtkícímu ventilu ještě paralelně přidán jednosměrný ventil, přes který kapalina protéká při zvedání břemene. [7] [8]



Obrázek 18.: Konstrukční provedení škrtkících ventilů [8]

Máme-li ovšem případ, kdy zvedané břemeno nemá konstantní hmotnost, pak není možné výše zmíněnou aplikaci ventilu použít. Při proměnné hmotnosti břemene dochází ke kolísání tlakového spádu a tím i ke kolísání rychlosti při jeho spouštění. To je samozřejmě nežádoucí jev, který je eliminován použitím škrťacích ventilů se stabilizací tlakového spádu (Obrázek 19). Stabilizaci tlakového spádu lze realizovat sériovým zapojením redukčního ventilu se škrťacím ventilem, kdy hovoříme o tzv. dvoucestném škrťacím ventilu se stabilizací nebo paralelním zapojením přepouštěcího ventilu se škrťacím ventilem, kdy hovoříme o tzv. třícestném škrťacím ventilu se stabilizací. [7] [8]

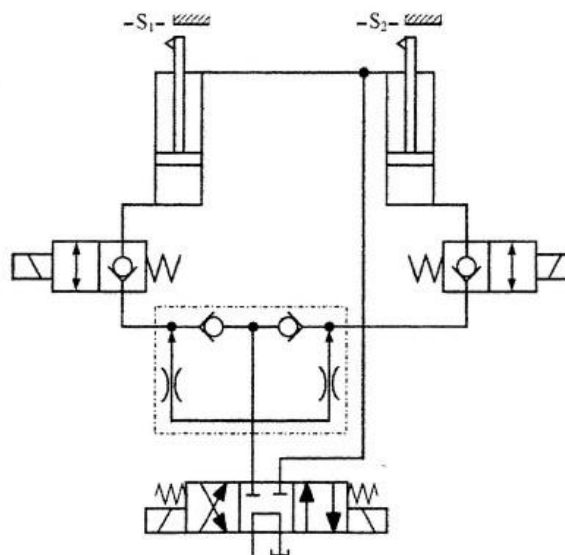


Obrázek 19.: Dvoucestný škrťací ventil se stabilizací [7]

2.2.3.3. Děliče průtoku

V jistých aplikacích je nutné zajistit požadavek synchronního chodu více hydromotorů. Jednou z možností, jak toho docílit je použitím děličů průtoku. Synchronizace hydromotorů pomocí děliče průtoku je znázorněna na obrázku (Obrázek 20).

Dojde-li k většímu zatížení jednoho z dvojice hydromotorů, nastane zvýšení tlaku a kapalina začne protékat cestou menšího odporu k méně zatíženému hydromotoru. Tím dojde k zvětšení tlakového spádu na straně menšího zatížení a k poklesu tlakového spádu na straně většího zatížení. Nakonec dojde k tlakové rovnováze na děliči průtoku, čímž se průtoky v obou větvích vyrovnají a rychlost obou hydromotorů je totožná. [7] [8]



Obrázek 20.: Synchronizace hydromotorů skrze děliče průtoku [7]

2.2.4. Prvky pro řízení tlaku

Tlak je vedle průtoku dalším zásadním parametrem hydraulického obvodu. Prvky pro řízení tlaku v hydraulickém obvodu zajišťují udržování konstantního tlaku nebo omezují maximální přípustnou velikost tlaku v obvodu. Řízení velikosti tlaku v obvodu přímo souvisí s velikostí síly a kroutícího momentu. [8]

Prvky pro řízení tlaku jsou rozděleny na:

- Tlakové ventily
- Redukční ventily
- Připojovací a odpojovací ventily
- Proporcionální ventily [8]

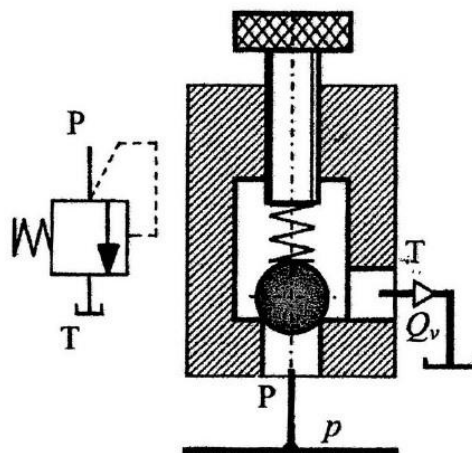
2.2.4.1. Tlakové ventily

Tlakové ventily udržují nastavenou tlakovou úroveň ve větvi, ke které je tlakový ventil připojen paralelně.

Tlakové ventily rozdělujeme na:

- Jednostupňové
- Dvoustupňové [8]

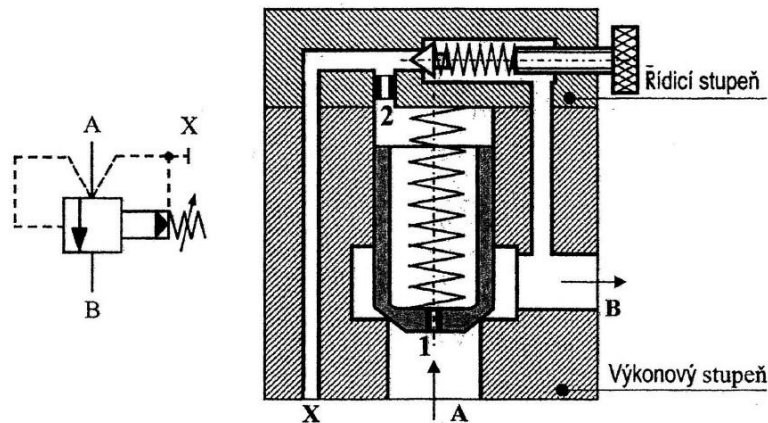
U jednostupňových ventilů hovoříme o tzv. přímo řízených ventilech. Vznikající tlaková síla působí přímo proti síle předepjaté pružiny. Nejčastěji jsou užívány pro tlaky do 5 MPa, ale je možné je použít i pro podstatně větší tlaky. U větších tlaků je ovšem nepřízniví nárůst konstrukce ventilu vlivem potřeby velké tuhosti pružiny. Konstrukční provedení jsou kuličková (Obrázek 21), šoupátková a kuželková. [7] [8]



Obrázek 21.: Jednostupňový tlakový s kuličkou [7]

Dvoustupňové ventily jsou označovány jako nepřímý řízené ventily. Tyto ventily jsou obvykle používány pro větší tlaky a průtoky. Ventil (Obrázek 22) je složen z prvního tzv. řídicího stupně a druhého tzv. výkonového stupně. Pokud řídicí stupeň nic nepropouští, potom je na výkonovém stupni zajištěna silová rovnováha. V momentě, kdy se řídicí stupeň otevře, dojde k narušení této silové rovnováhy a tím k otevření výkonového stupně. Řídicí stupeň je regulován velikostí předpětí v pružině. [7] [8]

Dvoustupňové ventily mohou plnit více funkcí, například jsou určeny k odlehčování hydrogenerátorů, spojitě nebo plynule řídí tlak a je u nich možné dálkové ovládání. [7] [8]



Obrázek 22.: Dvoustupňový tlakový ventil [7]

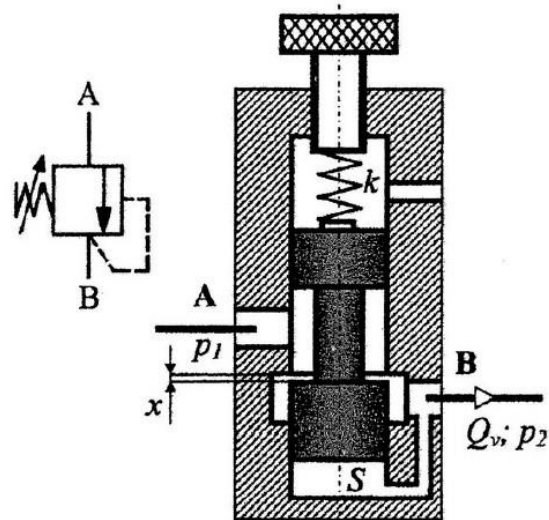
2.2.4.2. Redukční ventily

Redukční ventily mají v obvodu funkci snížit vstupní tlak v primárním obvodu na požadovaný tlak v sekundárním obvodu. Při redukci tlaku dochází ke vzniku tlakových ztrát, které se přeměňují na teplo. Redukční ventily jsou používány v okamžiku, kdy je potřeba více tlakových hladin, ale k dispozici je pouze jeden tlakový zdroj. Tyto ventily jsou zapojeny do série s ostatními prvky v hydraulickém obvodu. [7] [8]

Redukční ventily rozdělujeme na:

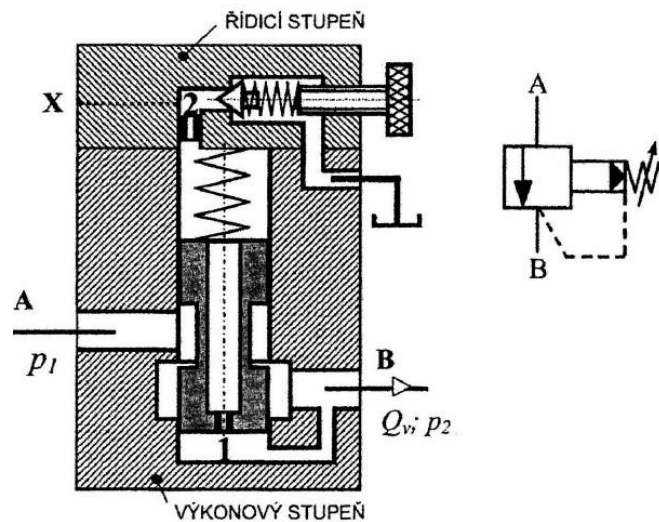
- Přímý řízené
- Nepřímý řízené

Přímý řízené redukční ventily (Obrázek 23) mají jeden stupeň řízení. Redukovaný výstupní tlak p_2 je řízen proměnným odporem šoupátka, který se nastavuje příslušným předepnutím pružiny. Přímý řízené redukční ventily jsou nejčastěji šoupátkové konstrukce. [7] [8]



Obrázek 23.: Jednostupňový redukční ventil [7]

Nepřímo řízené redukční ventily (Obrázek 24) mají stupně dva. První řídicí stupeň je tvořen přímo řízeným tlakovým ventilem. Druhý výkonový stupeň je tvořen válcovitým šoupátkem s řídicími hranami. Stejně jako u tlakových ventilů jsou dvoustupňové redukční ventily určeny pro velké tlaky a průtoky. [7] [8]



Obrázek 24.: Nepřímo řízený redukční ventil [7]

2.2.4.3. Připojovací a odpojovací ventily

Připojovací a odpojovací ventily jsou konstrukčně shodné s ventily tlakovými. Odlišností je pouze daná funkce v hydraulickém obvodu. Tyto ventily jsou určeny k připojení nebo odpojení spotřebiče při dosažení určité hodnoty tlaku, přičemž musejí být k danému spotřebiči zapojeny sériově. [7] [8]

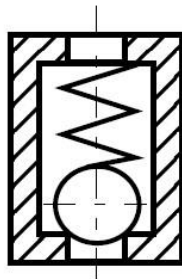
2.2.5. Prvky pro řízení směru průtoku

Prvky pro řízení směru průtoku jsou prvky, které mají funkci řídit směr proudu kapaliny. Touto změnou směru proudu kapaliny můžeme typicky vyvolat například zastavení hydromotoru, provést reverzaci hydromotoru či oddělit soustavy. [7] [8]

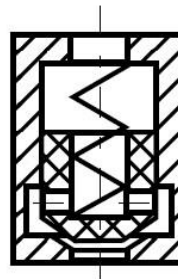
2.2.5.1. Hydraulické zámky a jednosměrné ventily

Jednosměrné ventily (Obrázek 25) umožňují průtok kapaliny pouze jedním směrem, ve směru druhém je požadována velmi dobrá těsnost. Jako funkční prvky se používají kuželky, jehly nebo kuličky. [7] [8]

kulička

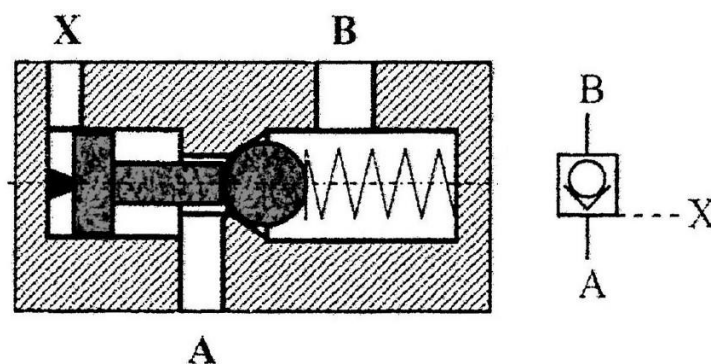


kuželka



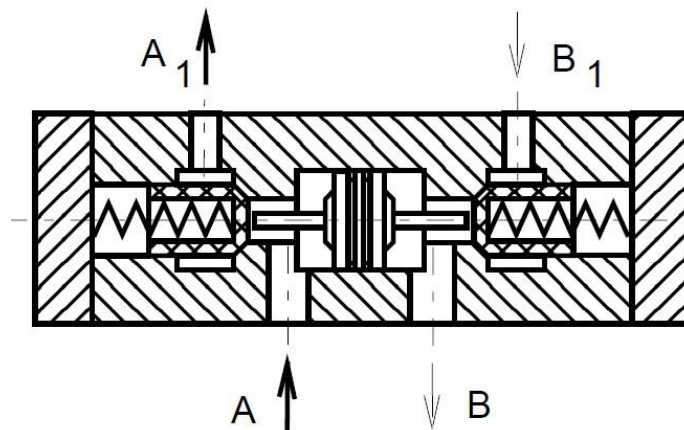
Obrázek 25.: Základní konstrukce jednosměrných ventilů [8]

Jednosměrné ventily mohou být také řízené (Obrázek 26). Jejich funkce je stejná jako u klasických jednosměrných ventilů, pouze s tím rozdílem, že tuto funkci je možné změnit vnějším signálem. Toho lze využít například k zablokování pohybu hydromotoru. [7] [8]



Obrázek 26.: Řízený jednosměrný ventil [7]

Hydraulické zámky (Obrázek 27) jsou z konstrukčního hlediska dva řízené jednosměrné ventily proti sobě. Šoupě uprostřed umožňuje průtok kapaliny do hydromotorů skrze hydraulický zámek. Při zastavení hydrogenerátoru dojde k zatlačení kuželek do sedel a daný obvod je uzamčen. Z užitného hlediska tedy nacházejí uplatnění k přesnému zajištění hydromotoru v požadované poloze a zamezují například samovolnému klesání hydromotorů zatížených břemenem. Nejčastěji se používají v kombinaci se šoupátkovými rozvaděči, u kterých není dosaženo požadované těsnosti a bez hydraulických zámků by mohly zatížené hydromotory právě v důsledku těchto netěsností v čase klesat. Při použití rozvaděče s otevřeným středem je použití hydraulických zámků nutné. [7] [8]

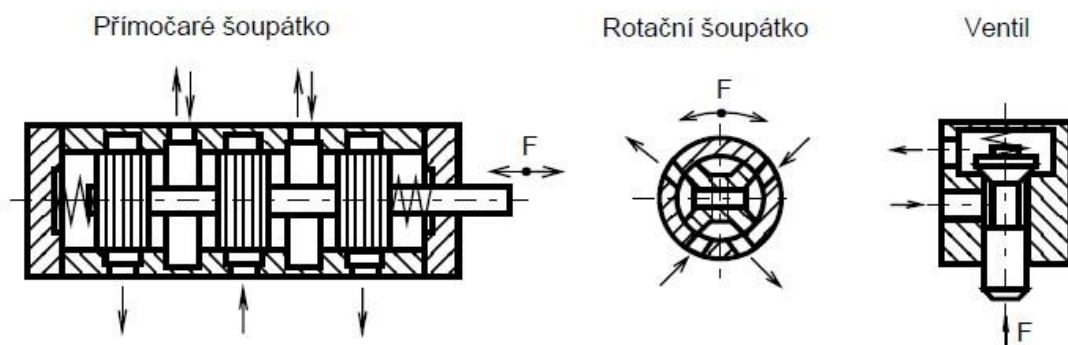


Obrázek 27.: Hydraulický zámek [7]

2.2.5.2. Rozvaděče




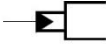
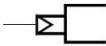


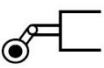






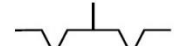
Rozvaděče jsou velmi často užívanými prvky hydraulických obvodů a umožňují hrzení nebo změnu směru průtoku kapaliny.

Existuje velké množství typů rozvaděčů. Dle konstrukčního provedení jsou rozděleny na šoupátkové, sedlové a ventilové. Šoupátková konstrukce (Obrázek 28) může být s přímočarým šoupátkem nebo s rotačním šoupátkem. [7] [8]



Obrázek 28.: Konstrukce rozvaděčů [8]

Rozváděče jsou charakterizovány počtem cest, které je možno připojit do hydraulického obvodu, počtem poloh a svým způsobem ovládání. Rozdělení podle počtu cest je zpravidla dvoucestné, třícestné, čtyř a vícecestné. Podle počtu poloh jsou rozděleny obdobně na dvoupolohové, třípolohové a vícepolohové. Rozváděče mohou být ovládány mechanicky, hydraulicky, elektrohydraulicky nebo elektromagneticky. Kompletní přehled všech možných způsobů ovládání rozváděčů je znázorněn na obrázku (Obrázek 29). [7] [8]

<p>RUČNÍ</p> <ul style="list-style-type: none"> - obecně  - pákou  - pedálem  	<p>HYDRAULICKÉ A PNEUMATICKÉ</p> <ul style="list-style-type: none"> - hydraulicky  - pneumaticky 
<p>MECHANICKÉ</p> <ul style="list-style-type: none"> - narážkou  - kladkou  - pákou a kladkou  - pružinou  	<p>ELEKTROHYDRAULICKÉ A ELEKTROPNEUMATICKÉ</p> <ul style="list-style-type: none"> - elektrohydraulicky  - elektropneumaticky 
<p>ELEKTROMAGNETICKÉ</p> <ul style="list-style-type: none"> - elektromagnetem  - dvojčinným magnetem  	<p>S ARETACÍ POLOHY</p> <ul style="list-style-type: none"> - střední  - krajní 

Obrázek 29.: Možné způsoby ovládání rozváděčů [8]

2.2.6. Proporcionální prvky

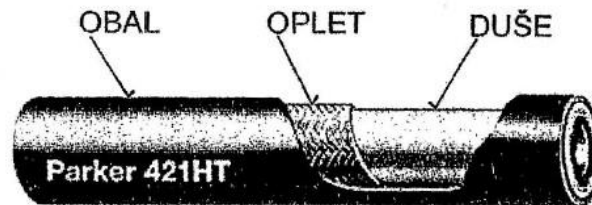
Proporcionální prvky jsou elektrohydraulické převodníky, které umožňují spojitě řízení tlaku a průtoku elektrickými signály. Spojitým řízením tlaku a průtoku je možné přesné řízení rychlosti, otáček, sil a kroutících momentů. Proporcionální prvky najdou své uplatnění v náročnějších aplikacích, kde už není možné použít standartní konvenční prvky, které pracují pouze ve spínacím režimu. Pro nejnáročnější regulační obvody, které bychom našli v letectví nebo kosmonautice jsou využívány servoventily. Jejich cena je vysoká a výroba náročná. Hydraulické mechanismy ovládané proporcionálními prvky mají díky spojitému řízení lepší dynamické vlastnosti a lze je různě programovat a dálkově řídit. [7] [8]

2.2.7. Vedení a spojovací části

Vedení a spojovací části jsou v hydraulickém obvodu určeny k propojení jednotlivých řídicích a výkonových prvků. Možná provedení propojení prvků jsou následující:

- Propojení v pevném bloku
- Propojení v typizovaném bloku
- Propojením připojovací deskou
- Propojení trubkami
- Propojení hadicemi
- Modulové sdružování prvků [7]

Dalšími nezbytnými součástmi zejména pro propojování trubek a hadic jsou šroubení, přírubové spoje, rychlospojky tvořené zástrčkou a objímkou nebo držáky trubek, kterými jsou trubky přichyceny k nosné konstrukci. Standartní konstrukce hadice je tvořena duší, opletem a obalem (Obrázek 30). [7]



Obrázek 30.: Konstrukce hadice [7]

Propojení prvků v pevném bloku se vyznačuje kompaktní konstrukcí a tím pádem klade minimální nároky na zástavbu. [7]

2.2.8. Zásobníky kapalin

2.2.8.1. Nádrže

Nádrže jsou prvky hydraulických obvodů, ve kterých je shromážděna kapalina pod atmosférickým tlakem. Mimo shromažďování kapaliny je funkcí nádrže také ochlazovat nebo ohřívat kapalinu, zachycovat zkondenzovanou vodu, možnost usazování nečistot, snižovat hluk, umožnit instalaci hydrogenerátoru, pohonného hydromotoru a řídicích prvků. [7] [8]

Velikost nádrže je volena ve výši dvou až šesti násobku maximálního průtoku navrženého hydrogenerátoru. Nádrže mohou být konstruovány jako svařence z ocelových plechů nebo jsou odlévány z litiny. [7] [8]

2.2.8.2. Akumulátory

Akumulátory představují zdroj tlakové kapaliny, kterou v době přebytku akumulují a v případě potřeby uvolňují zpět do hydraulického obvodu. Může se jednat o případy krytí krátkodobého zvýšení odběru tlakové kapaliny nebo poskytnou zdroj tlakové energie pro ukončení pracovního cyklu. Jejich vlastnosti jsou také využívány pro tlumení tlakových pulzací například při rozkmitaném sloupci kapaliny nebo při otevírání tlakových ventilů.

Podle typu konstrukce mohou být akumulátory závažové, pružinové nebo plynové. [7] [8]

2.2.9. Kapaliny

Kapaliny mají v hydraulickém obvodu funkci nositele energie a přímo ovlivňují životnost, provozuschopnost, hospodárnost a spolehlivost celého systému. Hydraulická kapalina musí pro splnění zmíněných požadavků vykazovat určité vlastnosti, kterými jsou stálost viskozity v závislosti na proměnné teplotě a tlaku, neutralita vůči použitým materiálům, dobrá mazací schopnost a vysoká únosnost olejového filmu, malá pěnivost a provozní stálost. Základními vlastnostmi všech kapalin pak jsou hustota, stlačitelnost a viskozita v závislosti na teplotě a tlaku. Pro hydraulické obvody jsou jako kapaliny používány minerální oleje, syntetické oleje, biologicky odbouratelné oleje a těžko zápalné hydraulické kapaliny. [7]

Průmyslové oleje se rozdělují podle viskozitních tříd a podle výkonových norem. Charakteristika oleje podle jeho použití je označována písmenným kódem dle normy ISO 6743, který je umístěn před číslem symbolizujícím viskozitu, např. HLP 32. [10]

Minerální oleje jsou ropné produkty tvořeny směsí uhlovodíků a příměsí. Příměsí mají zásadní vliv na vlastnostech oleje, zejména pak na stabilitě viskozity, míry pěnivosti a rychlosti stárnutí. Tyto oleje jsou ekologicky nešetrné. [7]

Syntetické oleje nejsou na rozdíl minerálních olejů produktem z ropy. Tyto oleje jsou vyráběny syntézou z jiných látek. Oleje syntetického typu disponují lepšími mechanickými i chemickými vlastnostmi než minerální oleje. [7]

Biologicky odbouratelné oleje jsou oleje na bázi přírodních zdrojů. Typicky se jedná například o řepkové oleje. K těmto olejům je nutné přidávat aditiva pro zlepšení výše zmíněných požadovaných vlastností. [7]

2.2.10. Filtry

Má-li hydraulický obvod správně fungovat, je zcela klíčové dodržovat zásady čistoty hydraulické kapaliny. Nečistoty v kapalině mohou způsobovat až 80 % celkových poruch hydraulických systémů. Zdroje nečistot mohou být primární, které jsou přítomny v obvodu již před zahájením provozu. Dále jsou nečistoty sekundární, do kterých spadají nečistoty z okolí, z opotřebení a z kapalin. Sekundární nečistoty vnikají do obvodu až během jeho provozu a jejich množství lze do určité míry korigovat.

Čistota hydraulických kapalin je posuzována podle mezinárodní normy ISO 4406. Je charakterizována tzv. kódem čistoty hydraulické kapaliny ve tvaru XX/YY, kde pozice XX představuje počet částic nečistot větších než $5 \mu\text{m}$ a menších než $15 \mu\text{m}$ v 1 ml kapaliny. Pozice YY představuje počet částic nečistot větších než $15 \mu\text{m}$ v 1 ml kapaliny.

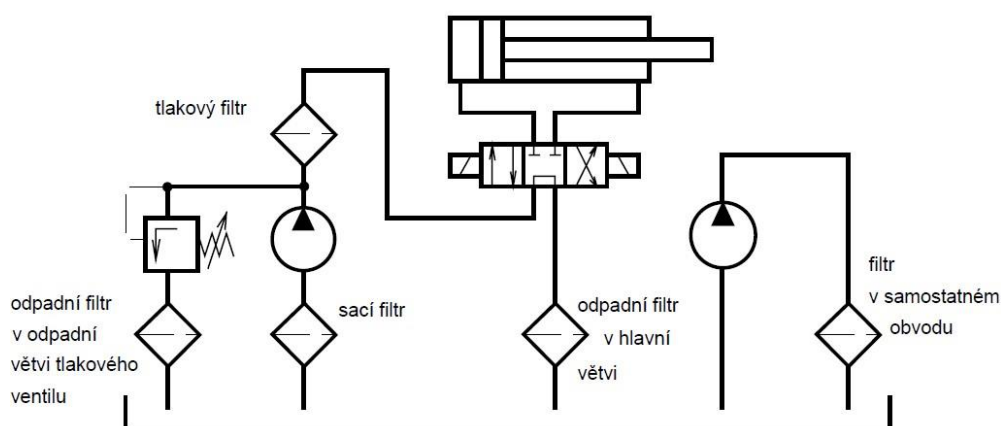
Filtry jsou prvky hydraulických obvodů, které v obvodu udržují předepsanou hodnotu čistoty kapaliny, proto je nutné dbát na jejich správný výběr. Z pohledu umístění filtrů v obvodu rozeznáváme filtry odpadní, tlakové a sací. Použití jednotlivých filtrů v obvodu lze vidět na obrázku (Obrázek 31).

Sací filtry jsou určeny pouze na hrubé nečistoty. Jsou umísťovány přímo v nádrži a jsou napojeny na hydrogenerátor. Fungují tedy jako sací koše a mají za úkol ochránit hydrogenerátor před nečistotami.

Tlakové filtry se nacházejí za hydrogenerátorem a zajišťují ochranu následujících prvků obvodu. Tlakové filtry nejsou obtokové, to znamená, že musejí být vybaveny snímači tlaku, které ukazují míru zanesení filtračních vložek. Filtry jsou dimenzovány na nejvyšší možné tlaky a průtoky v obvodu.

Odpadní filtry se řadí k nejpoužívanějším filtrům. K filtraci kapaliny dochází při jejím návratu do nádrže. Odpadní filtry mohou být použity v kombinaci s obtokovým ventilem, který umožní odlehčení hydrogenerátoru v případě zanesení filtrační vložky.

Filtry v samostatném obvodu obstarávají nezávislé čištění kapaliny. Tyto filtry musejí mít své malé oběhové čerpadlo a jsou používány pouze jako doplňková filtrace. Výhodou je její nepřetržitost a nezávislost na funkci stroje. [7] [8]

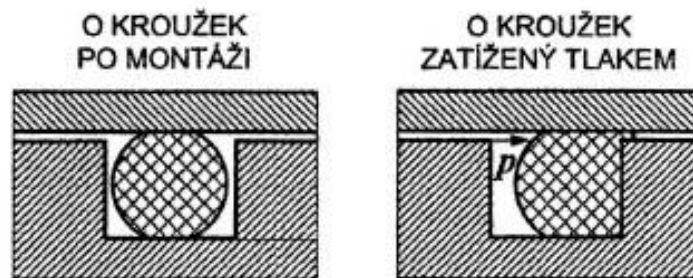


Obrázek 31.: Umístění filtrů v obvodu [8]

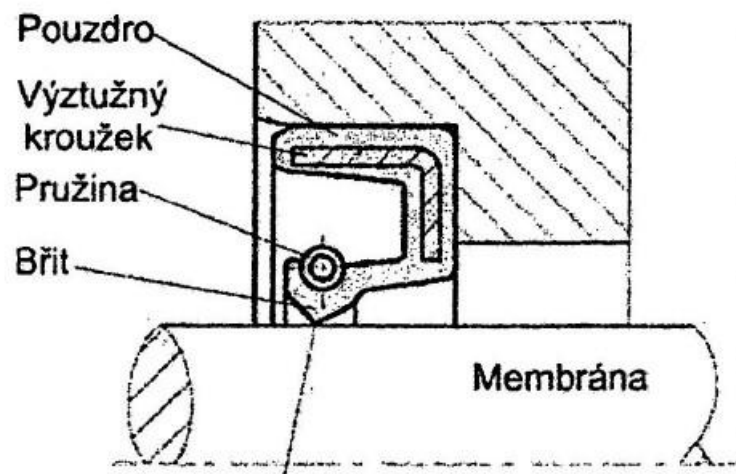
2.2.11. Těsnění

Účinnost hydraulického mechanismu je závislá na vnitřních pasivních odporech, hydraulických odporech a svodových odporech. Velikost svodových odporů je závislá na kvalitě těsnění. [7]

Těsnění mohou být statická nebo dynamická. Všechna těsnění musejí splňovat určité podmínky, kterými jsou nízká cena, vysoká životnost, snadná montáž a výměna v provozu, odolnost vůči hydraulickému oleji, odolnost vůči danému rozsahu teplot. Statická těsnění musejí navíc splňovat nulovou svodovou propustnost při daném rozsahu tlakového zatížení. Dynamická těsnění musejí vykazovat minimální pasivní odpory. Pro statická těsnění je používán elastický materiál, typicky se jedná o tzv. o-kroužky (Obrázek 32). Dynamická těsnění využívají kombinace elastických a neelastických materiálů. Pro dynamická těsnění se nejčastěji využívá kombinace o-kroužku, kluzného kroužku a vodícího kroužku. Dalším způsobem dynamického těsnění je drážková manžeta, pro rotující hřídele je užíváno radiálních hřídelových těsnění s přítlačnou pružinou, lidově gufera (Obrázek 33). [7]



Obrázek 32.: Princip těsnění o-kroužkem [7]



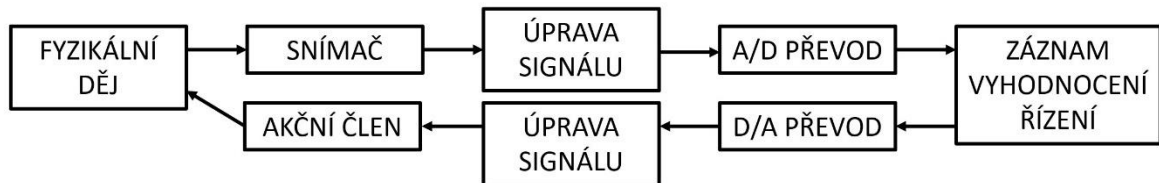
Obrázek 33.: Radiální hřídelové těsnění [7]

2.3. Snímání polohy

V této kapitole jsou rozebrány možné způsoby snímání polohy. Polohu je možné definovat jako prostorové umístění tělesa vůči referenčnímu bodu. Snímání polohy je základním prvkem automatizace většiny dnešních strojů a jako prostředek ke snímání polohy jsou užívány senzory. [11]

Senzory jsou funkční prvky, které představují prvotní zdroj informace, to znamená, že mohou snímat okamžitou hodnotu chemické, fyzikální nebo biologické veličiny a transformovat ji na elektrické signály, kterými mohou být napětí, proud, odpor, kapacita nebo indukčnost. Tyto elektrické signály jsou dále zpracovávány na analogový nebo diskrétní výstupní signál. Snímací místo senzoru, které je v přímém kontaktu s měřeným prostředím a je charakteristické svou citlivostí, se nazývá čidlo. [11]

Senzory jsou součástí celého počítačem řízeného systému (Obrázek 34), který provádí měření a případně i zpětné řízení fyzikálního procesu. [12]



Obrázek 34.: Schéma měření a řízení fyzikálního procesu [12]

Senzory pro snímání polohy jsou nejčastěji rozdělovány podle principu své činnosti do následujících skupin:

- Senzory mechanické
- Senzory optické
- Senzory indukční
- Senzory kapacitní
- Senzory ultrazvukové
- Senzory odporové
- Senzory magnetické [11]

2.3.1. Mechanické senzory

Mechanické senzory polohy jsou určeny k snímání polohy pohybujících se částí stroje. Mají funkci koncového spínače a poskytují informaci o přítomnosti nebo nepřítomnosti zařízení v určité poloze.

Principem funkce mechanických snímačů je skoková změna elektrického odporu, která je vyvolána mechanickým pohybem prvku snímače. Změnou polohy tohoto prvku dojde k rozepnutí elektrického obvodu. Podle konstrukce mechanického prvku mohou být koncové spínače vybaveny kladkou na páce (Obrázek 35), pružnou výkyvnou tyčkou, kroužkem pro tahové spínání nebo tzv. kočičím vousem. Kočičí vousem (Obrázek 36) je velmi slabá tyč, která je na konci vstupujícím do elektrické části spínače tvarována do pružiny.

Mezi hlavní výhody mechanických senzorů se řadí jejich vysoká odolnost a spolehlivost v prostředí s prachem nebo jinými nečistotami. Dále se vyznačují snadnou instalací.



Obrázek 35.: Koncový spínač s kladkou na páce [13]



Obrázek 36.: Koncový spínač s kočičím vousem [14]

2.3.2. Optické senzory

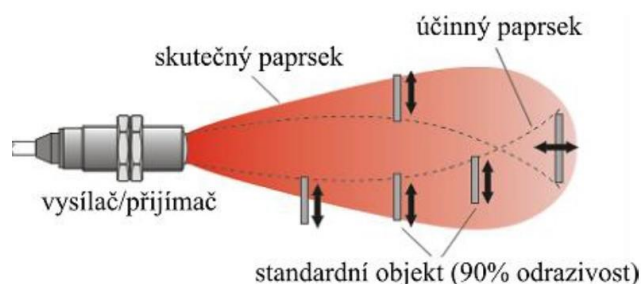
Optické senzory se řadí mezi jedy z nepoužívanějších senzorů pro detekci objektů. Jsou schopny detekovat téměř jakýkoliv materiál, a tak nacházejí své uplatnění v průmyslové automatizaci v rámci kontrolních úloh během výrobního procesu či v bezpečnostních aplikacích. V dopravníkových systémech jsou používány pro detekci přítomnosti předmětu, kontrolu velikosti či kontrolu plnění obsahu. V jiných aplikacích jsou používány k hlídání hladin nebo ke kontrole rozměrů na větší vzdálenosti. [11] [15]

Největší výhodou optických senzorů je bezesporu snímací rozsah, který může být u optických závor s laserovými diodami přes 50 m. Na rozdíl od ultrazvukových senzorů jsou tyto optické schopny detekce předmětů i ve vakuu. Další výhodou těchto senzorů je necitlivost vůči elektromagnetickému poli, dále mají v porovnání s ostatními bezkontaktními snímači nízkou cenu, avšak jsou málo odolné vůči znečištěnému prostředí a vlhkosti. [11] [15] [16]

Základním principem je přeměna elektromagnetického vlnění na elektrický proud a obráceně. Optické senzory jsou složeny z optického vysílače a přijímače. Jako vysílače jsou používány LED diody nebo laserové diody, k přijímání jsou využívány fotodiody, fototranzistory nebo liniové optoelektronické prvky PSD. Způsob fungování je založen na detekci existence nebo měření intenzity paprsku světla dopadajícího na přijímací část senzoru. Měření je konkrétně světelný výkon nebo amplituda světla odraženého zpět do přijímače. Naměřená hodnota je následně porovnávána s požadovanou hodnotou. [11] [15] [17]

2.3.2.1. Reflexní senzory

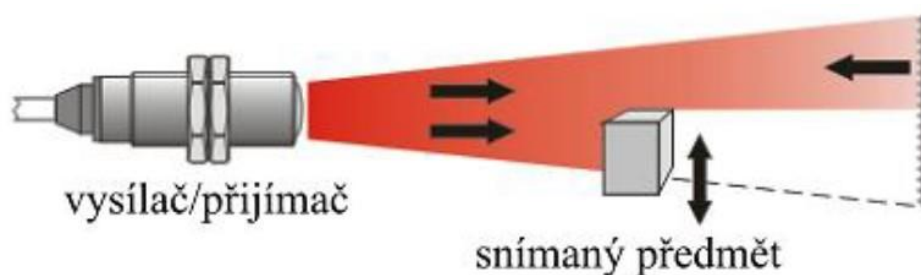
Tento typ senzorů (Obrázek 37) se svým použitím nejvíce podobá ultrazvukovým senzorům. Svými vlastnostmi umožňují přesně změřit vzdálenost či vyhodnocovat optické parametry jako jsou kontrast či barva. Při činnosti senzoru se detekuje odražený paprsek od blízkého objektu, takže vysílač i přijímač je zde obsažen v jedné konstrukci. Snímací vzdálenost je závislá na podobě snímaného objektu, především na jeho velikosti a profilu detekované plochy. Povrch by neměl být průsvitný nebo lesklý a naopak by měl být, pokud možno, co nejvíce rovnoběžný s rovinou čočky. V běžném provedení je snímací vzdálenost do 500 mm, avšak existují i provedení s červenou laserovou diodou, u kterých může být snímací vzdálenost až 1500 mm. [11] [15] [18]



Obrázek 37.: Reflexní senzor [18]

2.3.2.2. Reflexní závory

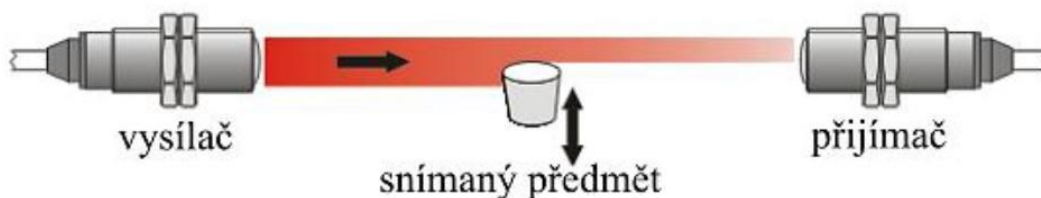
U reflexních závor (Obrázek 38) je stejně jako u reflexních senzorů obsažen vysílač i přijímač v jedné konstrukci. Světlo vyzářeno vysílačem je prostřednictvím odrazky odraženo zpět a je detekováno přijímačem. Efektivní paprsek má tvar kužele, jehož velikost je definována právě odrazkou. Dojde-li k přerušení paprsku snímaným předmětem, dojde také ke změně času, za který se paprsek vrátí zpět do přijímače a elektronika tuto skutečnost vyhodnotí. Takto lze běžně detekovat objekty až na vzdálenost 10 m, při použití dražších konstrukcí se lze dostat až na vzdálenost 50 m. Velkou výhodou je, že senzor nemusí být umístěn kolmo na snímaný objekt, dále jsou oproti reflexním senzorům odolnější vůči znečištění. [11] [15] [18]



Obrázek 38.: Reflexní závora [18]

2.3.2.3. Jednocestné závory

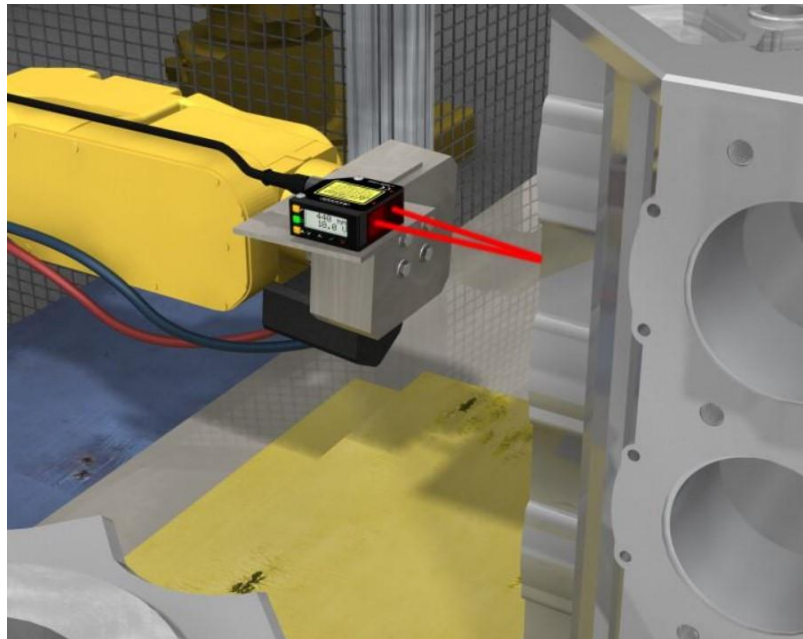
Jednocestné závory (Obrázek 39) mají vysílač a přijímač v oddělené konstrukci a jsou umístěny proti sobě. Nedochozí zde tedy k odrazu paprsku, ten putuje pouze jedním směrem od vysílače k přijímači. Pokud dojde k přerušení paprsku detekovaným objektem, senzor vyhodnotí změnu. Jednocestné závory se používají pro potřeby velkých dosahů a to až 200 m. Pro správnou funkci jednocestné závory je nutno zabezpečit vzájemnou stabilitu vysílače a přijímače. Efektivní paprsek je zde válec, v případě rozdílných průměrů vysílače a přijímače pak kužel. Při aplikaci těchto závor je nutné dbát na to, aby efektivní paprsek nebyl příliš velký vůči snímaným předmětům. Pokud tento problém nastane, je možné ho řešit předřazením clon s otvory, které velikost efektivního paprsku zredukují. [11] [18]



Obrázek 39.: Jednocestná závora [18]

2.3.2.4. Laserové senzory

Laserové senzory (Obrázek 40) mohou pracovat na stejném principu výše zmíněné závory. Hlavní odlišností je to, že laserové senzory využívají viditelného červeného laserového paprsku. Viditelnost paprsku má hlavní výhodu při seřizování senzoru, avšak je nutné dbát na bezpečnost práce, jelikož by mohl laserový paprsek poškodit zrak. Laserové senzory umožňují detekovat objekty na vzdálenost až 50 m. [17] [25]



Obrázek 40.: Laserový senzor [25]

2.3.2.5. Vlákenná optika

Senzory s optickými kabely mají odlišné provedení i odlišný způsob aplikace od výše zmíněných optických senzorů. Senzory s optickými kabely jsou používány všude tam, kde použití ostatních typů optických senzorů nevyhovuje. Jedná se zejména o prostředí s vysokou teplotou, elektromagnetickým rušením, nebezpečím výbuchu nebo s omezenou velikostí montážního prostoru. Světlo je do tohoto prostředí vedeno vodiči s optických vláken. [11] [18]

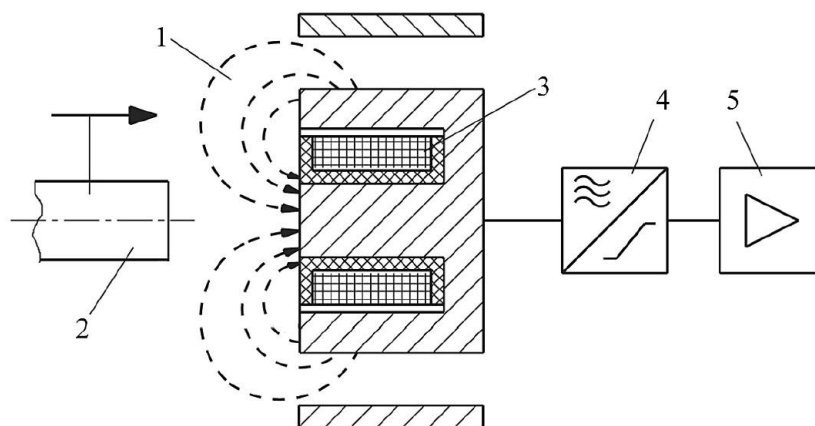
Optické kabely jsou vyrobeny z plastových nebo skleněných vláken a jsou opatřeny kovovým pláštěm. Průchod paprsku optickým kabelem je podmíněn tím, že index lomu světla pláště musí být menší než index lomu vlákna. Na svém konci je kabel opatřen čočkou. [11]

2.3.3. Indukční senzory

Indukční senzory jsou určeny pro bezkontaktní detekci elektricky vodivých předmětů na vzdálenost až několika desítek milimetrů. V průmyslové praxi jsou tedy v drtivé většině využívány pro detekci kovů. Mezi typické aplikace indukčních senzorů se řadí počítání kusů, regulace polohy a rychlosti, kontrola přítomnosti a správné polohy předmětu nebo náhrada mechanických koncových spínačů. [11] [19]

Měřená veličina je zde převáděna na změnu vlastní indukčnosti. Indukční snímače mohou být složeny z jedné nebo více cívek. Magnetický obvod snímačů je buďto otevřený nebo uzavřený, dále pak s feromagnetickým jádrem nebo bez něj. Aktivním prvkem indukčního senzoru je cívka (Obrázek 41). Tato cívka je umístěna na první polovině jádra feritového hrníčku. Součástí snímače je také oscilátor, který generuje vysokofrekvenční střídavý proud a vytváří magnetické pole. Toto magnetické pole vychází z aktivní plochy senzoru. Pokud se v blízkosti této aktivní plochy nachází elektricky vodivý materiál, dojde ke změně vířivých proudů, což má za důsledek změnu impedance cívky. Změna impedance cívky je vyhodnocena elektronikou, následně zesílena a převedena na výstupní signál. Tímto principem se identifikuje předmět v blízkosti senzoru. Identifikace předmětu je omezena spínací vzdáleností daného indukčního senzoru. [11] [19] [20]

Hlavní výhodou těchto senzorů je díky uzavřenému pouzdru schopnost spolehlivě pracovat v prašných a znečištěných podmínkách. Jedná se o polovodičové prvky, které pracují s vysokou spínací frekvencí a vyznačují se dlouhou životností. Indukční snímače jsou vyráběny v několika provedeních. Z hlediska způsobu montáže jsou k dostání válcová nebo kvádrová provedení. Z pohledu konstrukce pouzdra jsou v nabídce plastová a kovová. [11] [19]



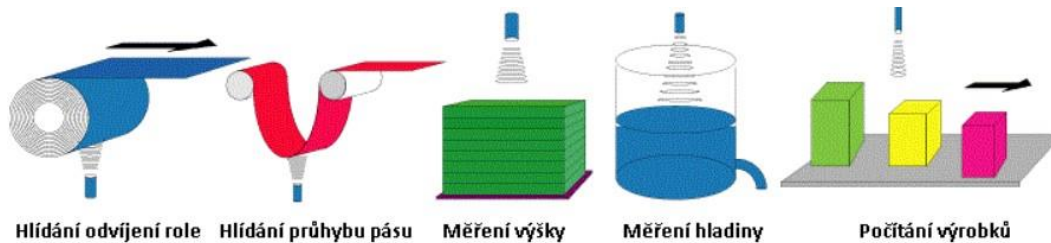
Obrázek 41.: Konstrukce aktivní cívky [19]

(1- magnetické pole, 2- clonka, 3- cívka, 4- oscilátor, 5- zesilovač)

2.3.4. Ultrazvukové senzory

Ultrazvukové senzory jsou určeny k bezkontaktnímu snímání elektricky vodivých předmětů, a to až na vzdálenost několika desítek metrů. Stejně jako indukční snímače, jsou schopny dobře pracovat v prašném prostředí a umí také snímat průhledné předměty. V těchto náročnějších provozních podmínkách již nejsou optické senzory schopny pracovat. Typickými příklady použití ultrazvukových senzorů jsou detekce pohybu, posunu a přesné nastavení pozice, sledování úrovně hladiny či nastavení pozice montážních linek. Další možné aplikace jsou zobrazeny na obrázku (Obrázek 42). [11] [22]

Jak již z názvu vyplývá, ultrazvukové senzory využívají ultrazvuku. Ultrazvuk jsou akustické vlny nad hranicí lidské slyšitelnosti. Platí však pro ně stejné fyzikální vlastnosti jako pro akustické vlny slyšitelného pásma. Zvukové vlny se oproti elektromagnetickým vlnám mohou šířit pouze hmotou, vakuem nikoli. Jako měniče zvuku jsou u ultrazvukových senzorů využívány piezokeramické měniče. Piezokeramické měniče jsou tvořeny z piezokeramických krystalů, které při přiložení napětí změň své geometrické rozměry a tím dojde k přeměně elektrické energie na energii mechanickou. V konstrukci standardních měničů jde o keramický kotouč slepený se stejně velkým kovovým kotoučem. Přiložením napětí dojde ke změně průměru a vlivem příčných sil k prohnutí celého kotouče. Tento princip funguje je i reverzně, kdy při působení síly na krystal vzniká elektrický náboj. Doplněním měniče o další funkční prvky jako jsou přijímač a vysílač vznikne ultrazvukový senzor, kterým je možno zjišťovat tvar a vzdálenost detekovaného předmětu. [11] [21]



Obrázek 42.: Příklady použití ultrazvukových senzorů [22]

Jedním z typů ultrazvukových senzorů jsou senzory pro měření vzdálenosti. Tyto senzory pracují na principu měření časové odezvy. Měnič vygeneruje v určitém časovém úseku několik zvukových dávek. Pokud narazí některá z dávek na předmět, odrazí se zpět k senzoru. Elektronika pak vyhodnocuje vzdálenost předmětu. Veškeré měření jsou závislá na rychlosti zvuku v daném prostředí, proto jakýmkoliv kolísáním vlastností prostředí vznikají nepřesnosti. Z tohoto důvodu senzor provádí více měření za sebou a výsledné hodnoty průměruje. [11]

Dalším typem je ultrazvukový senzor v režimu závora. Tyto senzory jsou určeny k detekci objektů a jsou dále rozlišovány na jednocestné a dvoucestné. Jednocestná závora je tvořena odděleně z vysílače a přijímače a jsou umístěny proti sobě. Dvoucestná závora je tvořena z vysílače a přijímače v jednom pouzdře a odraz zvuku zpět zajišťuje reflektor. [11]

Z pohledu montáže jsou ultrazvukové senzory vyráběny ve válcovém (Obrázek 43) nebo kvádrovém provedení (Obrázek 44). Válcová provedení mají zpravidla upevňovací závit M12, M18 nebo M30.



Obrázek 43.: Válcové provedení [24]

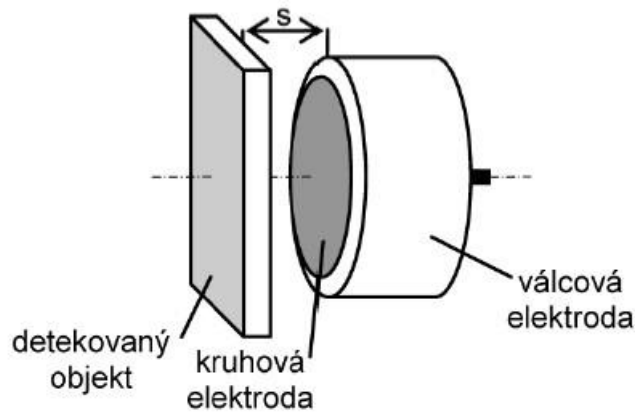


Obrázek 44.: Kvádrové provedení [23]

2.3.5. Kapacitní senzory

Kapacitní senzory (Obrázek 45) detekují objekt bez nutnosti vzájemného kontaktu, pracují bez zpětného působení a s polovodičovým výstupem, tedy stejně jako senzory indukční. Tyto senzory umožňují měřit přiblížení objektů až na několik desítek mm a jsou schopny detekovat jak vodivé, tak nevodivé materiály. Schopnost detekce nevodivých předmětů představuje hlavní výhodu oproti indukčním snímačům. Další výhodou jsou poměrně malé rozměry a hmotnost. [11] [27]

Kapacitní senzor je tvořen RC oscilátorem, vyhodnocovacím obvodem a výkonovým stupněm. Senzor dále obsahuje kotoučovou elektrodu, která je uložena ve válcovém pouzdře. Kotoučová elektroda představuje aktivní prvek kondenzátoru. Válcové pouzdro má funkci stínění. Tyto dva prvky dohromady představují kondenzátor o určité kapacitě. V důsledku změny polohy předměty vůči senzoru pak dochází ke změně kapacity. Součástí snímače je i rezistor, který v kombinaci se zmíněným kondenzátorem představuje RC oscilátor. V momentě, kdy dojde ke změně kapacity, je RC oscilátor rozladován. [11] [27]



Obrázek 45.: Schéma bezkontaktního kapacitního snímače [27]

U kapacitních snímačů je maximální detekovatelná vzdálenost závislá na materiálu snímaného předmětu. Tato skutečnost je vyjádřena tzv. redukčním činitelem, který říká, kolikrát se zmenší spínací vzdálenost u daného materiálu vzhledem ke jmenovité spínací vzdálenosti, která je určena pro uzemněnou kovovou clonku. Detekovatelná vzdálenost je u kapacitních snímačů určena relativní permeabilitou. Ta je mimo jiné závislá i na teplotě. [11] [27]

Tyto senzory jsou nejvíce uplatňovány pro snímání hladin kapalin a sypkých hmot, dále u strojů pro potravinářský průmysl, obráběcí stroje na dřevo, textilní stroje a u mnoha dalších, kde je využíváno zmíněné detekce nevodivých předmětů. Kapacitní senzory mají velkou závislost na okolní teplotě, vlhkosti a prašnosti prostředí, dále jsou náchylné k rušení a mají nízkou spínací frekvenci. Tyto faktory je nutné posoudit při volbě kapacitního snímače pro danou aplikaci. [11] [27]

Kapacitní senzory jsou vyráběny ve válcovém (Obrázek 46) nebo kvádrovém provedení. Válcová provedení mohou být v provedení s upevňovacím závitem stejně jako u indukčních senzorů. [11] [27]



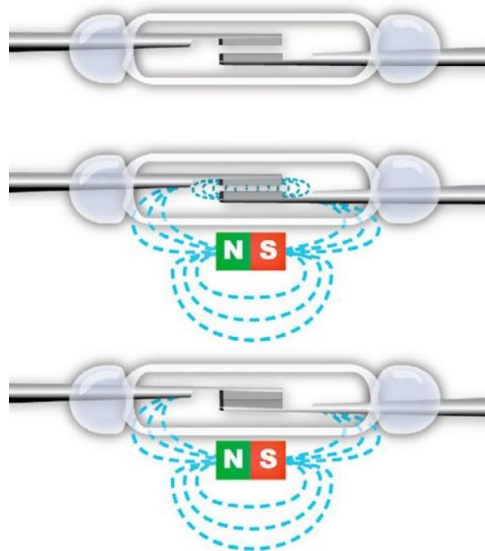
Obrázek 46.: Kapacitní senzor ve válcovém provedení se závitem [28]

2.3.6. Magnetické senzory

Magnetické senzory fungují na principech magnetického pole. Jako zdroj magnetického pole je často používán permanentní magnet, který je ve většině případů umístěn na snímaném předmětu. Snímaný předmět musí být feromagnetický. Magnetické senzory jsou využívány především tam, kde použití indukčních senzorů není z hlediska spínacích vzdáleností možné. Mezi nejčastější aplikace magnetických senzorů se řadí snímání poloh pneumatických válců, snímání hladin kapalin a sypkých materiálů či použití v rámci identifikačních systémů. Magnetické pole prochází všemi nemagnetickými materiály. To je velice výhodné, a tak mohou magnetické senzory rozpoznávat magnety, které se nacházejí například za plasty, hliníkem nebo ušlechtilou ocelí. [11] [29]

2.3.6.1. Reedův magnetický senzor

Tento senzor se vyznačuje jednoduchým provedením a je využíván pro polohovací aplikace u pneumatických a hydraulických válců. Další běžnou aplikací je detekce otevírání dveří. Konstrukčně je senzor tvořen jazýčkovým kontaktem, který je složen ze dvou feromagnetických jazýčků uvnitř skleněné baňky naplněné inertním plynem. Jazýčkový kontakt je velmi citlivý na magnetické pole, jehož vlivem v kontaktu vznikne opačná magnetická polarita a jazýčky jsou přitaženy k sobě. V momentě, kdy magnetické pole pomine, se jazýčky vracejí do své původní rozpojené polohy (Obrázek 47). [29]

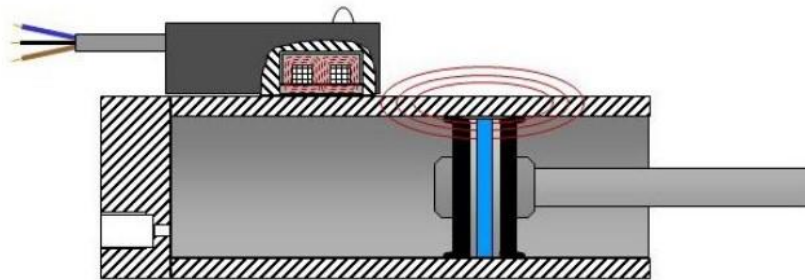


Obrázek 47.: Princip Reedova magnetického senzoru [29]

2.3.6.2. Magnetoindukční senzory

Magnetoindukční senzor je svou konstrukcí velmi blízký indukčnímu senzoru. Hlavní rozdíl je v provedení cívky a jejího jádra. Zde je snímač tvořen cívkou s jádrem s velkou permeabilitou. Jádro magnetizační cívky je periodicky nasycováno, a to způsobuje indukci napětí ve snímané cívce. Je-li senzor bez vnějšího vlivu, pak je průběh indukovaného napětí symetrický. V momentě, kdy začne působit nějaké vnější magnetické pole, začne být indukované napětí nesymetrické, a to je následně elektronikou vyhodnoceno. [11] [17] [29]

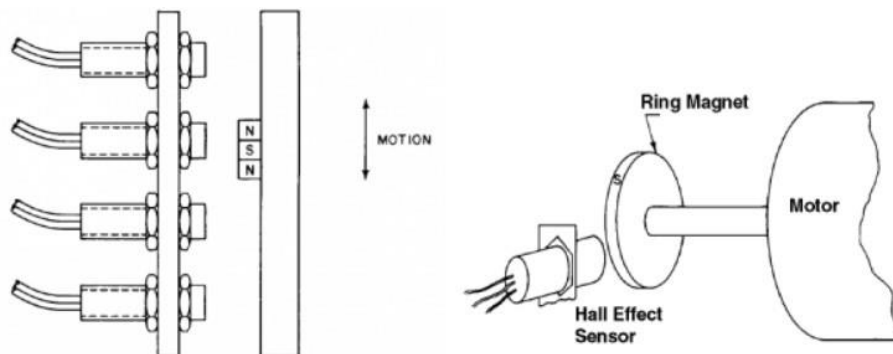
Velkou výhodou je schopnost detekce permanentních magnetů s různou intenzitou magnetického pole, což má za důsledek eliminaci opakovaného spínání, které nastává u jazýčkových kontaktů. [11] [17] [29]



Obrázek 48.: Detekce válce magnetoindukčním senzorem [29]

2.3.6.3. Senzory s Hallovou sondou

Tyto senzory pracují na principu Hallova jevu. Hallův jev představuje vychýlení směru toku elektrického proudu v závislosti na velikosti magnetické indukce, která má směr kolmý na polovodičovou destičku. V případě, kdy senzor není vystaven působení magnetického pole, na stranách destičky je nulové napětí. V momentě, kdy je senzor pod vlivem magnetického pole, dojde k vychýlení směru elektrického proudu. To má za důsledek vznik rozdílné koncentrace náboje na stranách destičky, kde je generováno napětí úměrné velikosti tohoto magnetického pole. Senzory s Hallovou sondou jsou využívány pro snímání otáček, detekci rotačního nebo lineárního posuvu (Obrázek 49). [11] [17] [29]

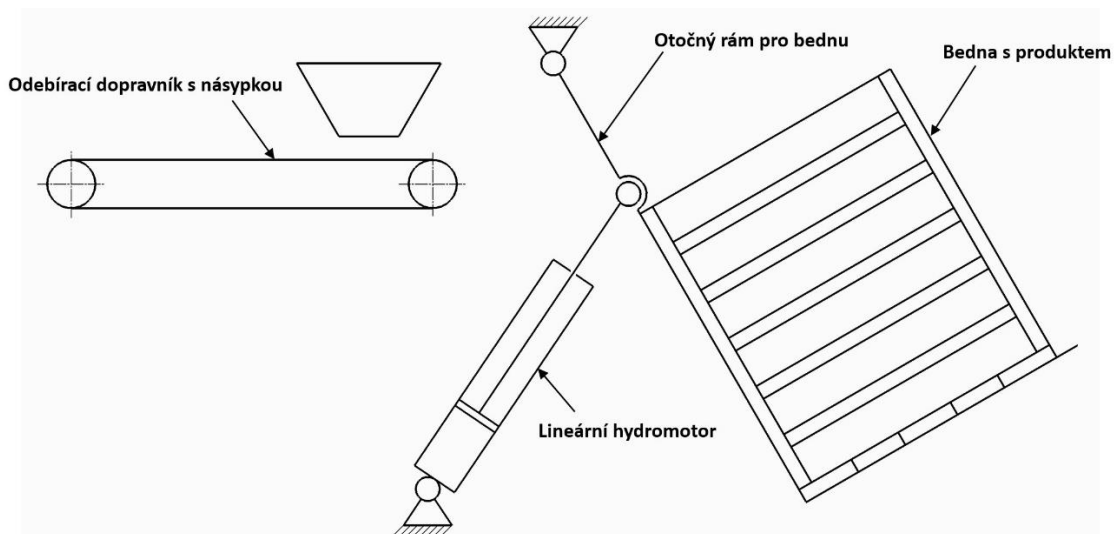


Obrázek 49.: Příklad použití senzoru s Hallovou sondou [30]

3. Praktická část

3.1. Návrh výklopníku beden

Cílem této práce je navrhnout zařízení, které bude sloužit k vyklápění beden s produktem na navazující odebrací dopravník. Schéma mechanismu je znázorněno na obrázku (Obrázek 50). Výklopník se nachází na samotném počátku zpracovatelské linky na brambory či cibuli. Pracovník této linky musí vložit bednu s produktem do stroje pomocí vysokozdvížného vozíku a poté, prostřednictvím ovládacích prvků, zahájit proces vyklápění bedny. Po vyprázdnění a odebrání produktu musí pracovník bednu spustit zpět do výchozí polohy, kde ji může ze stroje odebrat a následně do něj založit bednu novou.



Obrázek 50.: Schéma návrhu výklopníku [Autor]

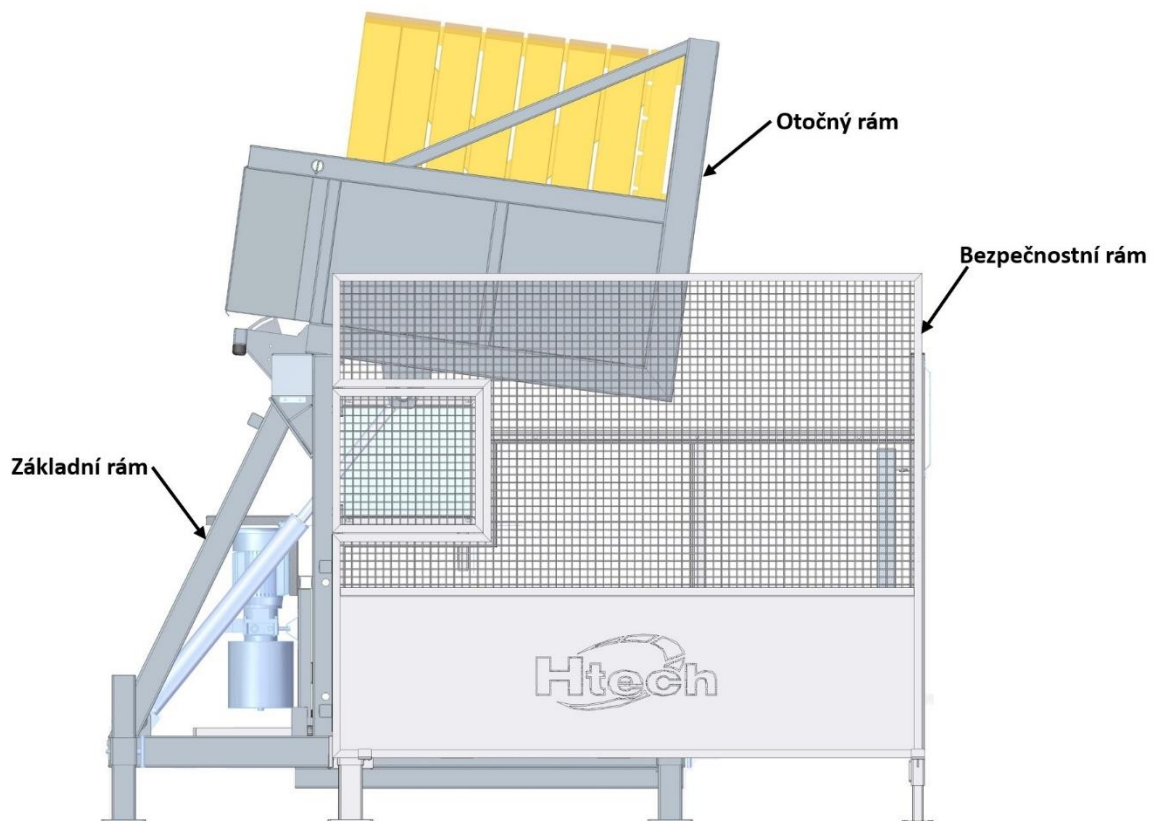
Parametry stroje byly sestaveny na základě potřeb zákazníků a po konzultaci s firmou Htech cz s.r.o. Na základě těchto jednání bylo sestaveno následující zadání:

- Vyklápění beden o rozměrech 1800x1200x1100 [mm].
- Dosažení sypného úhlu až 60°.
- Čas vyklopení bedny do 45 [s].
- Možnost transportu stroje vysokozdvížným vozíkem.
- Možnost regulace výškového ustavení stroje.
- Přítomnost bezpečnostního rámu.
- Přítomnost senzorů, zajišťujících bezpečný chod stroje.
- Variabilita v umístění elektrického rozváděče.

3.2. Konstrukční návrh

Navržený výklopník je složen z několika komponent, které musejí jako celek plnit svoji funkci. První skupinu použitých komponent tvoří vyráběné díly. Vyráběné díly byly konstruovány s ohledem na technologické možnosti firmy. Druhou skupinu použitých komponent představují nakupované díly. Celý stroj je možné pro názornost rozdělit na tři hlavní části (Obrázek 51), kterými jsou:

1. Základní rám
2. Otočný rám
3. Bezpečnostní rám



Obrázek 51.: Základní části stroje [Autor]

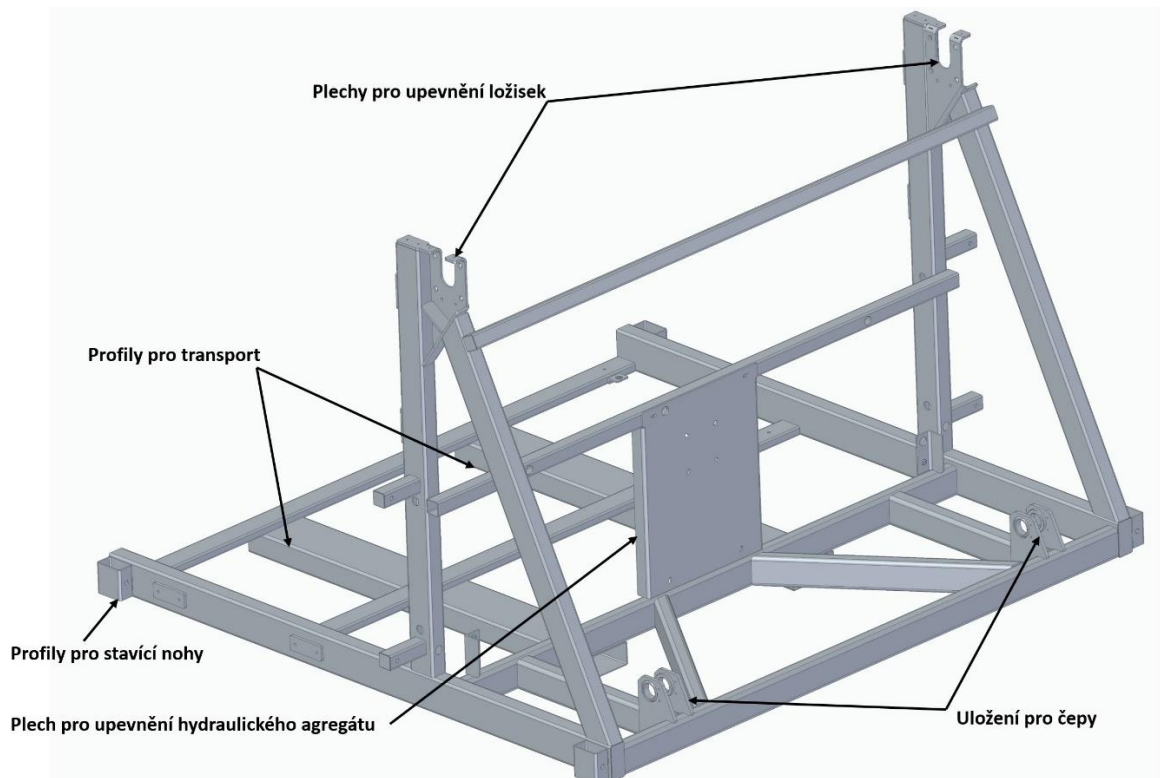
3.2.1. Základní rám

Základní rám stroje (Obrázek 52) byl konstruován jako jeden svařenec. Použita zde byla kombinace normalizovaných profilů TR 4HR ČSN EN 10219 a ohraněných plechů z konstrukční oceli S235JR. Celková hmotnost rámu činí 323 kg. Konkrétní průřezy a tloušťky použitých profilů a plechů jsou uvedeny v příložené výkresové dokumentaci svařence. Rám je svou konstrukcí rozdělen na dvě části.

První část je uzpůsobena k osazení hydraulickými prvky, kde uprostřed rámu je připraven plech pro uchycení hydraulického agregátu. Na čelním profilu jsou přivařeny plechy o tloušťce 12 mm, které jsou určeny pro čepy, do kterých jsou následně rotačně uloženy dva lineární hydromotory.

Druhá část rámu je uzpůsobena pro uložení otočného rámu, který nese bednu s produktem. Pro uložení jsou v horní části rámu připraveny dva plechy o tloušťce 8 mm, ke kterým budou připevněna ložiska. Konstrukční řešení těchto plechů s výřezy by mělo zajistit snadnou vzájemnou montáž těchto dvou relativně těžkých rámu. Ve spodní části rámu jsou přivařeny dva obdélníkové profily 180x80x4, které jsou určeny pro možnost transportu stroje vysokozdvizným vozíkem, ale také napomáhají ke zvýšení celkové tuhosti rámu.

K rámu jsou dále přivařeny prvky pro uchycení stavících nohou stroje, prvky pro uložení bezpečnostního rámu, senzorů, ložisek či dorazů koncových poloh. Byla zde rovněž snaha v příslušných profilech připravit otvory přesně tak, aby byla možnost vedení kabeláže skrze dutiny profilů a ta byla tak co nejvíce skryta.



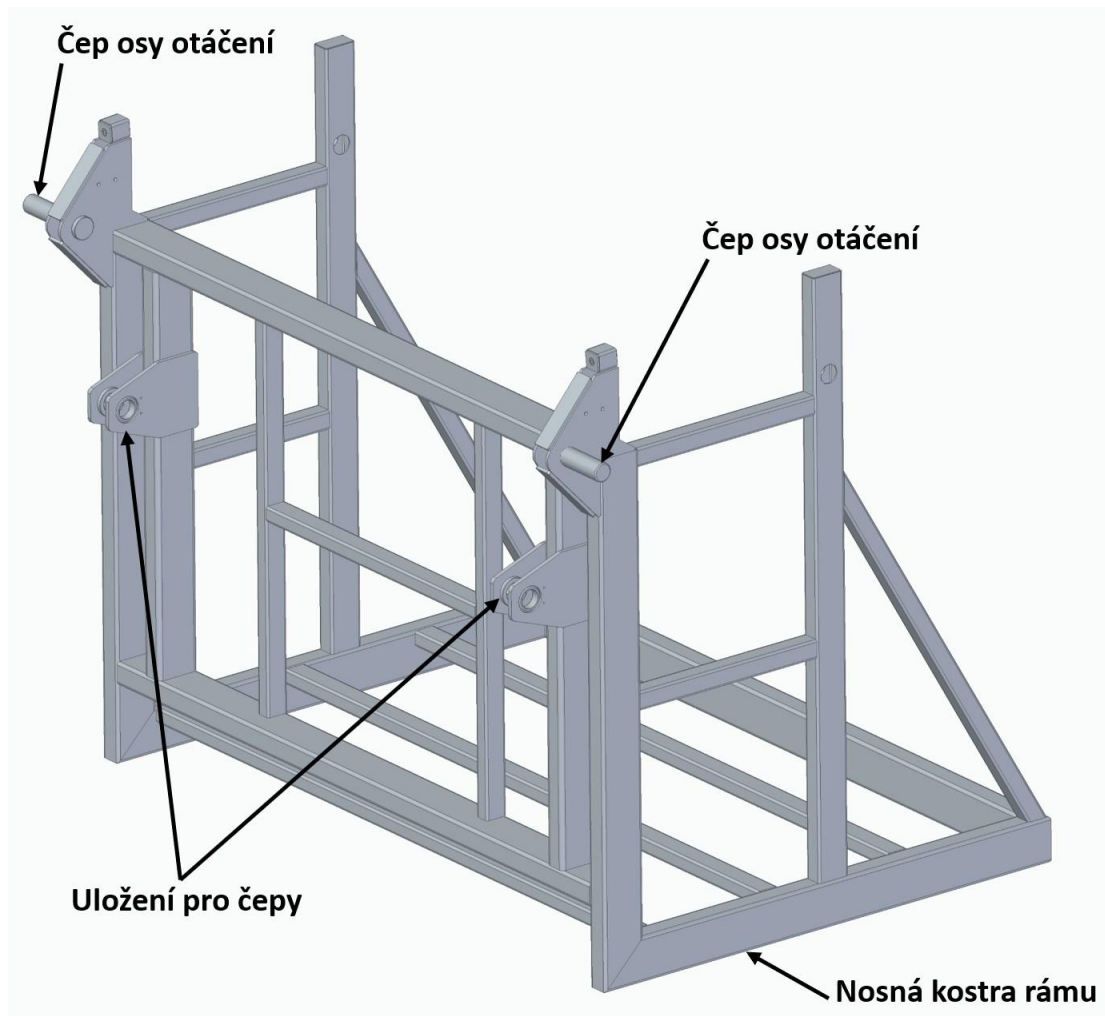
Obrázek 52.: Základní rám stroje [Autor]

3.2.2. Otočný rám

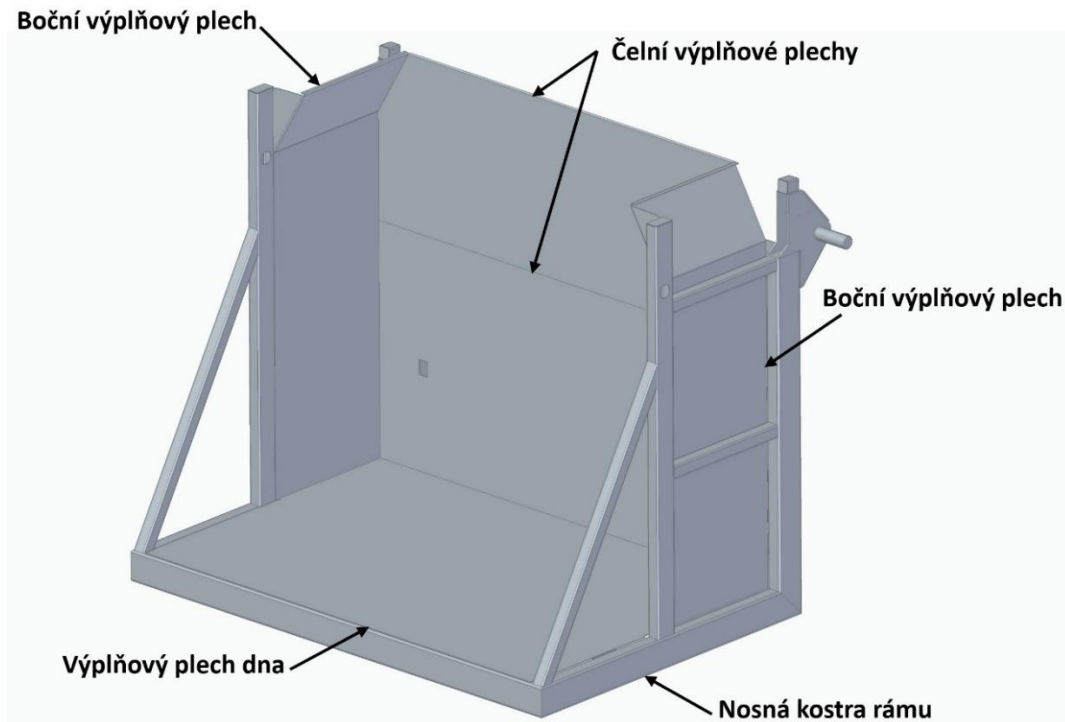
Otočný rám pro bednu byl rovněž konstruován jako jeden svařenec. Tento svařenec je tvořen z normalizovaných profilů TR 4HR ČSN EN 10219 a ohraněných plechů. Použitým materiálem je opět konstrukční ocel S235JR. Celková hmotnost otočného rámu pro bednu činí 444 kg.

Nosná kostra rámu je zobrazena na obrázku (Obrázek 53). Na zadní straně rámu jsou přivařeny plechy o tloušťce 12 mm pro uložení čepů, na které přijdou rotačně uložit pístonice lineárních hydromotorů. Dále jsou zde přivařeny dva čepy, které jsou určeny k uložení rámu do dvojice ložisek na základním rámu. Tyto čepy vytvářejí osu otáčení rámu.

Kostra otočného rámu je následně vyplněna plechy o tloušťce 3 mm (Obrázek 54). Tato konstrukce umožňuje snadné čištění stroje, které musí být vzhledem k povaze prostředí prováděno poměrně často. Konkrétní specifikace použitých profilů jsou uvedeny ve výkresové dokumentaci svařence.



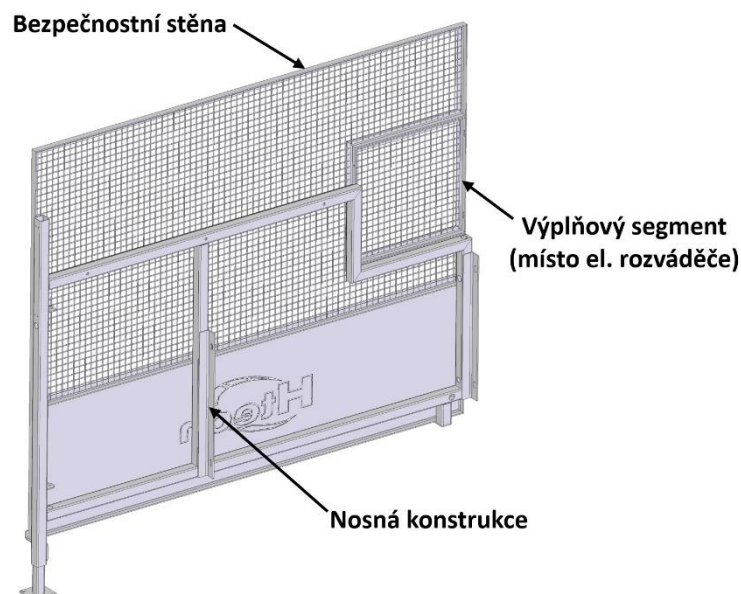
Obrázek 53.: Kostra otočného rámu pro bednu [Autor]



Obrázek 54.: Otočný rám [Autor]

3.2.3. Bezpečnostní rám

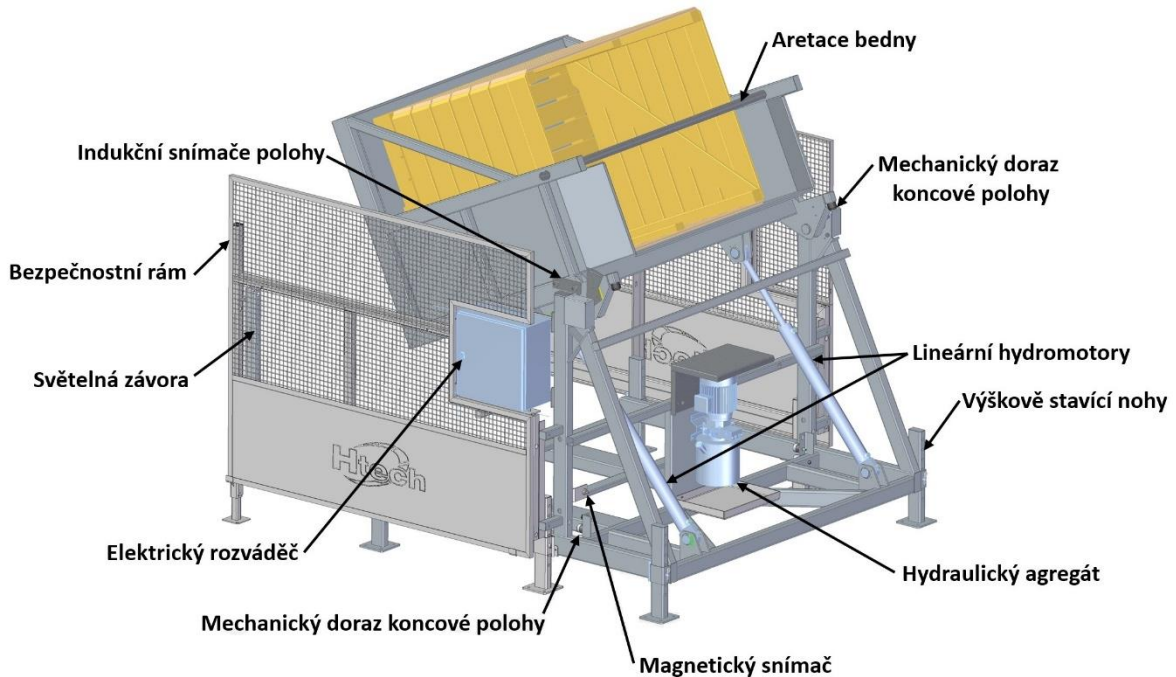
Bezpečnostní rám je jedním z prvků zajišťujících bezpečný provoz stroje. Rám (Obrázek 55) je tvořen ze dvou svařenců a opět zde byly použity normalizované profily. Prvním svařencem je nosná konstrukce, která je na jedné straně přišroubována k základnímu rámu a na straně druhé je podepřena výsuvnou nohou. Do této konstrukce je přišroubován druhý svařenec, kterým je bezpečnostní stěna. Bezpečnostní rám je umístěn na obou stranách stroje.



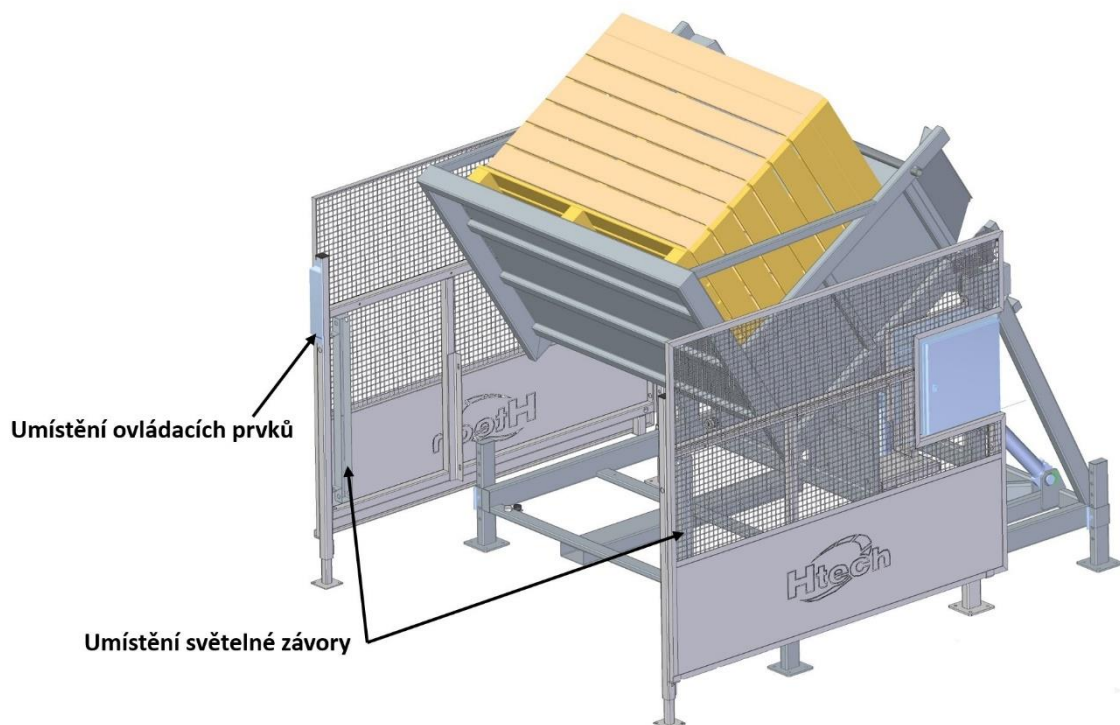
Obrázek 55.: Bezpečnostní rám [Autor]

3.2.4. Sestava stroje

Celý stroj (Obrázek 56, Obrázek 57) je tvořen sesazením dvou výše popsaných ráků. Vyklápění bedny zajišťují dva lineární hydromotory se zdvihem 800 mm. Celkový návrh hydraulického obvodu je proveden níže.



Obrázek 56.: Celková sestava stroje – 1 [Autor]



Obrázek 57.: Celková sestava stroje – 2 [Autor]

Pro správnou a bezpečnou činnost stroje bylo použito několik typů elektrických senzorů a mechanických prvků. Na stroji jsou připevněny mechanické dorazy koncových poloh, kde byly použity standardně dostupné pryžové silentbloky typu B [31]. Pro ovládání hydraulického obvodu jsou použity indukční snímače koncových poloh. Byly zvoleny indukční snímače od výrobce OMRON s kódovým označením E2B-M30KS15-M1-B1 (Obrázek 58). [32]



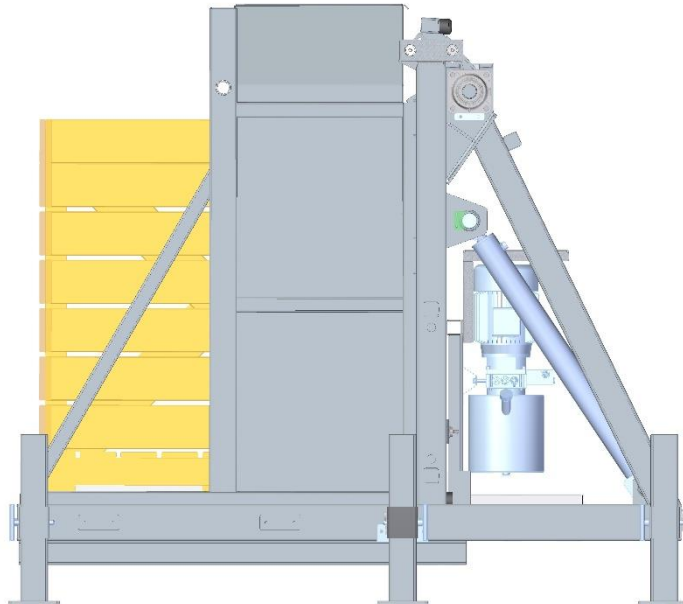
Obrázek 58.: Použitý indukční senzor [32]

Z hlediska bezpečnosti je stroj osazen výše popsanými bezpečnostními rámy, které zabraňují vniknutí osob ze stran stroje při jeho činnosti. Na straně, ze které se zakládá bedna s produktem do stroje, je mezi bezpečnostními rámy připevněna světelná závora (Obrázek 57). Ta má za úkol vypnout hydraulický obvod a zastavit chod stroje v případě vniknutí osoby za vymezenou hranici. Pro tuto aplikaci byla zvolena světelná závora EOS4-603X od výrobce ReeR [33]. Z druhé strany je stroj přisazen mezi boční plechy odebíracího dopravníku.

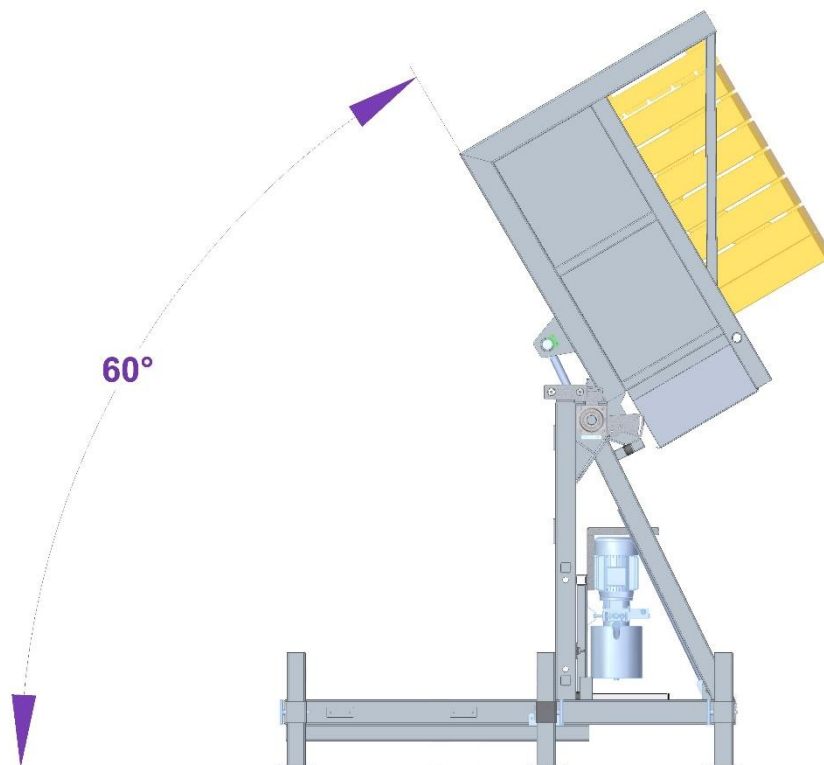
Dále byl použit bezpečnostní senzor pro zaručenou indikaci otočného rámu ve spodní poloze. Pro tuto aplikaci byl zvolen magnetický senzor MG-M 20 s magnetem MG-MM od výrobce ReeR. [34]

Z boku stroje je připevněn do výřezu v bezpečnostním rámu elektrický rozváděč. Bezpečnostní rámy jsou navrženy tak, aby bylo možné umístit elektrický rozváděč na libovolnou stranu stroje dle aktuálních potřeb. Činnost stroje je ovládána prostřednictvím ovládacích prvků umístěných na bezpečnostním rámu ze strany zakládání bedny.

Na obrázcích níže (Obrázek 59, Obrázek 60) je znázorněn mechanismus ve své počáteční a koncové poloze, u které se podařilo dosáhnout požadovaného sypného úhlu 60° . Sypný úhel 60° odpovídá pracovnímu úhlu 150° .



Obrázek 59.: Počáteční poloha mechanismu [Autor]

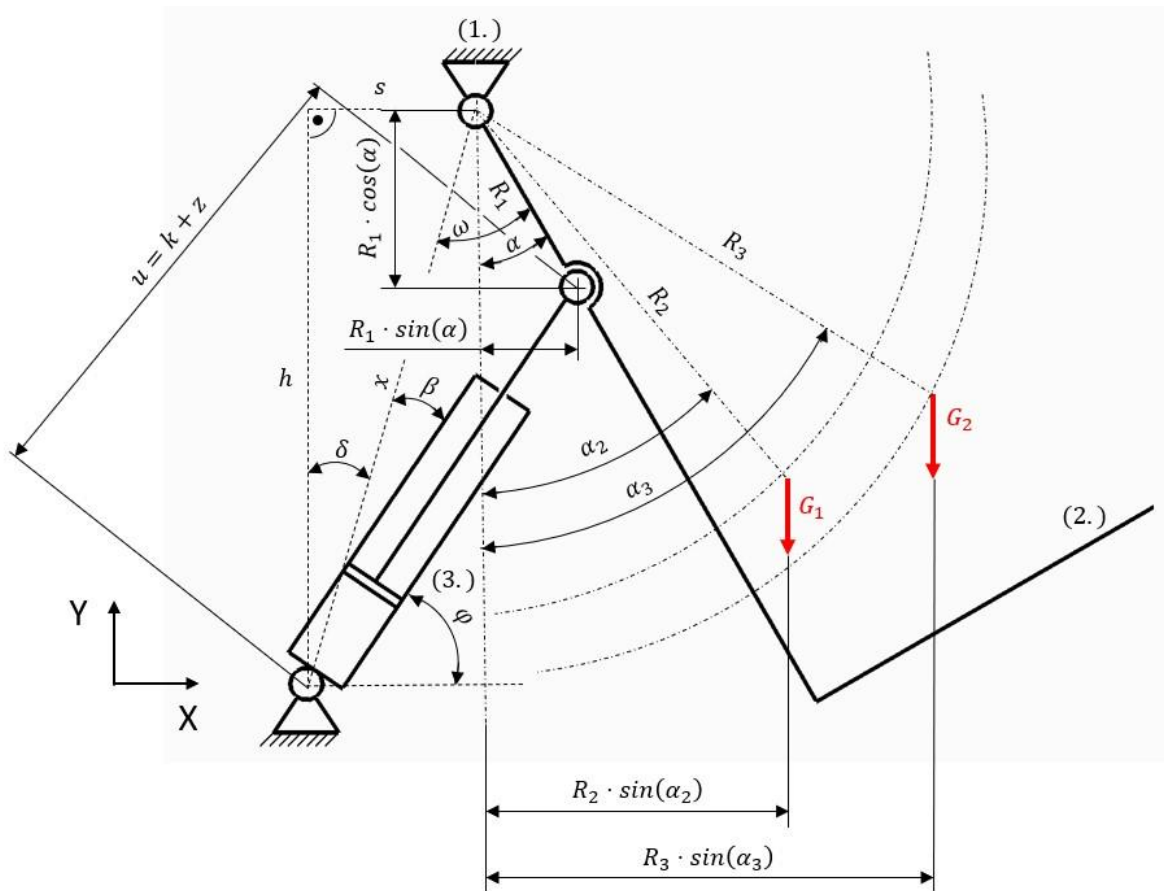


Obrázek 60.: Koncová poloha mechanismu [Autor]

3.3. Statická analýza

3.3.1. Výpočtový model mechanismu

Statická analýza mechanismu byla řešena jako rovinná úloha. Pro účely této analýzy byl vytvořen výpočtový model mechanismu (Obrázek 61). S ohledem na malou rychlost vysouvání lineárního hydromotoru byla úloha řešena jako statická. K analýze mechanismu je zapotřebí znát jeho rozměry a zatěžující síly. Otočný rám stroje je zde zastoupen absolutně tuhým prutem (2.), který je rotační vazbou propojen se základním rámem (1.). Lineární hydromotor je v modelu zastoupen výsuvným členem (3.).



Obrázek 61.: Výpočtový model [Autor]

V modelu byly definovány známé rozměry, ze kterých byly následně dopočítány další údaje potřebné k sestavení statických rovnic. Všechny použité geometrické údaje byly definovány v rámci výpočtového modelu. Takto definované geometrické rozměry byly zadány do programu MATLAB, buď jako konstantní hodnoty nebo prostřednictvím rovnic zapsaných níže. Rozměry $h, s, x, a_p, b, c, d, e, k$ [mm] byly odměřeny z geometrie CAD modelu.

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \delta - \beta \quad (1.)$$

$$\delta = \arctan\left(\frac{s}{h}\right) \quad (2.)$$

Dále byl podle kosinové věty vyjádřen úhel β (3.).

$$a_p^2 = x^2 + u^2 - 2 \cdot x \cdot u \cdot \cos(\beta) \quad (3.)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{x^2 + u^2 - a_p^2}{2 \cdot x \cdot u}\right)$$

Rozměr x byl vyjádřen prostřednictvím Pythagorovy věty (4.). Rozměr u je složen z konstanty k , která představuje rozměr lineárního hydromotoru v zasunutém stavu, a dále je složen z proměnného rozměru z , který reprezentuje délku vysunutí pístu (5.).

$$x = \sqrt{h^2 + s^2} \quad (4.)$$

$$u = k + z \quad (5.)$$

Úhel ω byl analogicky vyjádřen skrze kosinovou větu (6.).

$$u^2 = x^2 + a_p^2 - 2 \cdot x \cdot a_p \cdot \cos(\omega) \quad (6.)$$

$$\omega = \arccos\left(\frac{x^2 + a_p^2 - u^2}{2 \cdot x \cdot a_p}\right)$$

Na závěr byl vypočítán úhel α (7.), který vyjadřuje vychýlení otočného rámu, a následně úhly α_2 a α_3 (8.), (9.). Tyto úhly vyjadřují vychýlení jednotlivých působišť tíhových sil.

$$\alpha = \omega - \delta \quad (7.)$$

$$\alpha_2 = \alpha + \left(31,67 \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right) \quad (8.)$$

$$\alpha_3 = \alpha + \left(50 \cdot \left(\frac{\pi}{180}\right)\right) \quad (9.)$$

V prvé řadě bylo zapotřebí vypočítat počet stupňů volnosti mechanismu (10.), kde n představuje počet těles v mechanismu včetně rámu. Dále v_{pev} zastupuje počet pevných vazeb, r počet rotačních vazeb, p počet posuvných vazeb, v počet valivých vazeb a nakonec o počet obecných vazeb. [35]

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 3 \cdot v_{pev} - 2 \cdot (r + p + v) - 1 \cdot o \quad (10.)$$

$$i = 3 \cdot (4 - 1) - 3 \cdot 0 - 2 \cdot (2 + 1 + 0) - 1 \cdot 0 = 1$$

Soustava má jeden stupeň volnosti.

3.3.2. Uvolnění a sestavení statický rovnic

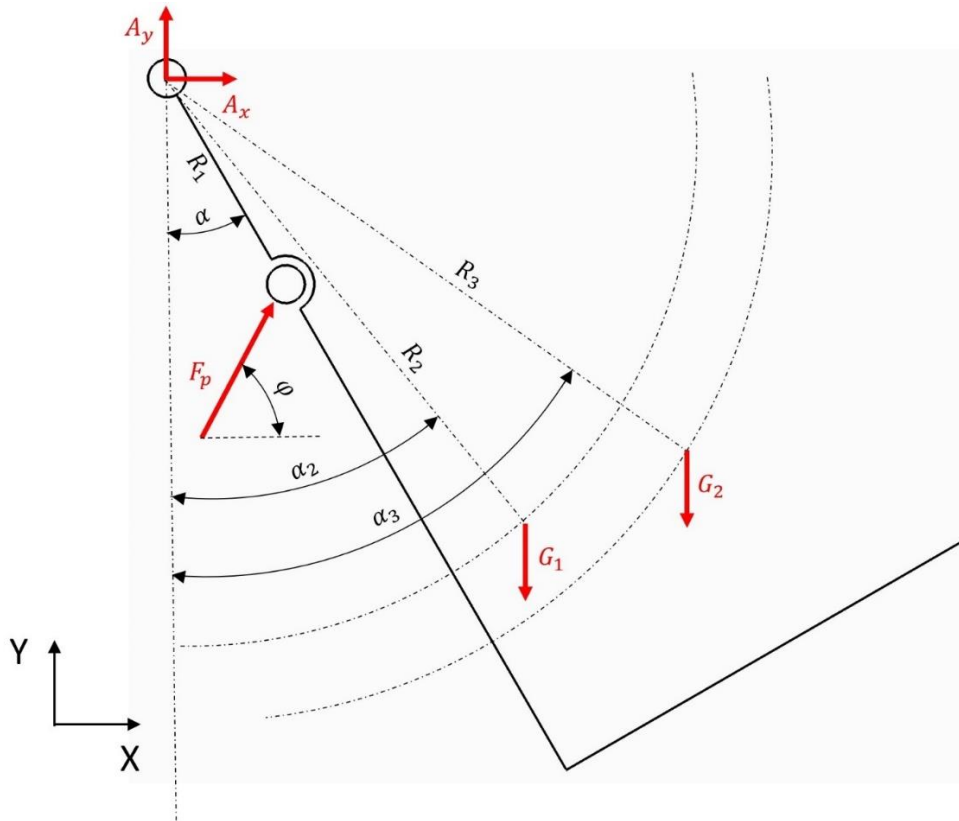
Pro provedení statické analýzy stačí uvolnit pouze otočný rám. Lineární hydromotor představuje v mechanismu nezatížený binární člen, který přenáší pouze reakce ve vazbách na své okolí a zároveň tyto reakce musí být v rovnováze. Známe-li tedy sílu na pístu, tak známe i reakci lineárního hydromotoru do základního rámu.

Uvolnění otočného rámu je znázorněno na obrázku (Obrázek 62). Síly A_x [N] a A_y [N] představují reakce v rotační vazbě mezi otočným rámem a základním rámem. Síla F_p [N] vyjadřuje sílu na pístu lineárního hydromotoru, dále G_1 [N] zastupuje vnější zatížení od vlastní tíhy otočného rámu a G_2 [N] zatížení od bedny s produktem.

Hodnota vlastní tíhy otočného rámu byla zjištěna z CAD modelu a její velikost činí $G_1 = 4\,415$ N. Velikost vnějšího zatížení od bedny s produktem je vyjádřena dle rovnice (11.), kde m_p [N] vyjadřuje hmotnost produktu, m_b [N] hmotnost bedny a g [$m \cdot s^{-2}$] tíhové zrychlení.

$$G_2 = (m_p + m_b) \cdot g = (1\,600 + 110) \cdot 9,81 = 16\,775,1$$
 N (11.)

Uvolněný člen reprezentující otočný rám je graficky znázorněn na obrázku níže (Obrázek 62).



Obrázek 62.: Uvolnění otočného rámu [Autor]

Rovnice rovnováhy pro otočný rám jsou sestaveny dle rovnic (12.), (13.) a (14.).

$$x: A_x + F_p \cdot \cos(\varphi) = 0 \quad (12.)$$

$$y: A_y + \cos\left(\left(\frac{\pi}{2}\right) - \varphi\right) = G_1 + G_2 \quad (13.)$$

$$M_A: F_p \cdot \cos(\varphi) \cdot R_1 \cdot \cos(\alpha) + F_p \cdot \cos\left(\left(\frac{\pi}{2}\right) - \varphi\right) \cdot R_1 \cdot \sin(\alpha) = G_1 \cdot R_2 \cdot \sin(\alpha_2) + G_2 \cdot R_3 \cdot \sin(\alpha_3) \quad (14.)$$

Následně byly rovnice převedeny do maticového tvaru (15.). Příslušné vektory maticového tvaru jsou rozepsány dle rovnic (16.) a (17.).

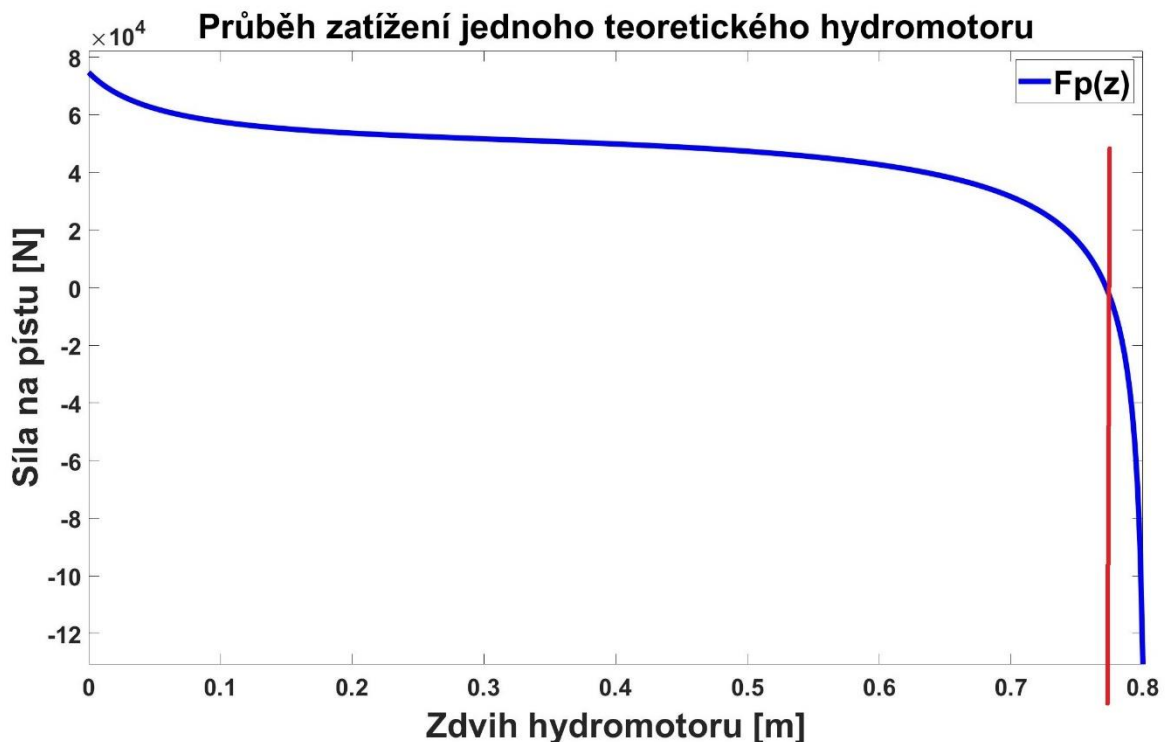
$$\underline{A} \cdot \underline{x} = \underline{b} \quad (15.)$$

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cos(\varphi) \\ 0 & 1 & \cos\left(\left(\frac{\pi}{2}\right) - \varphi\right) \\ 0 & 0 & (\cos(\varphi) \cdot R_1 \cdot \cos(\alpha)) + \cos(\varphi) \cdot R_1 + \cos\left(\left(\frac{\pi}{2}\right) - \varphi\right) \cdot \sin(\alpha) \end{bmatrix} \quad (16.)$$

$$\underline{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ G_1 + G_2 \\ G_1 \cdot R_2 \cdot \sin(\alpha_2) + G_2 \cdot R_3 \cdot \sin(\alpha_3) \end{bmatrix} \quad (17.)$$

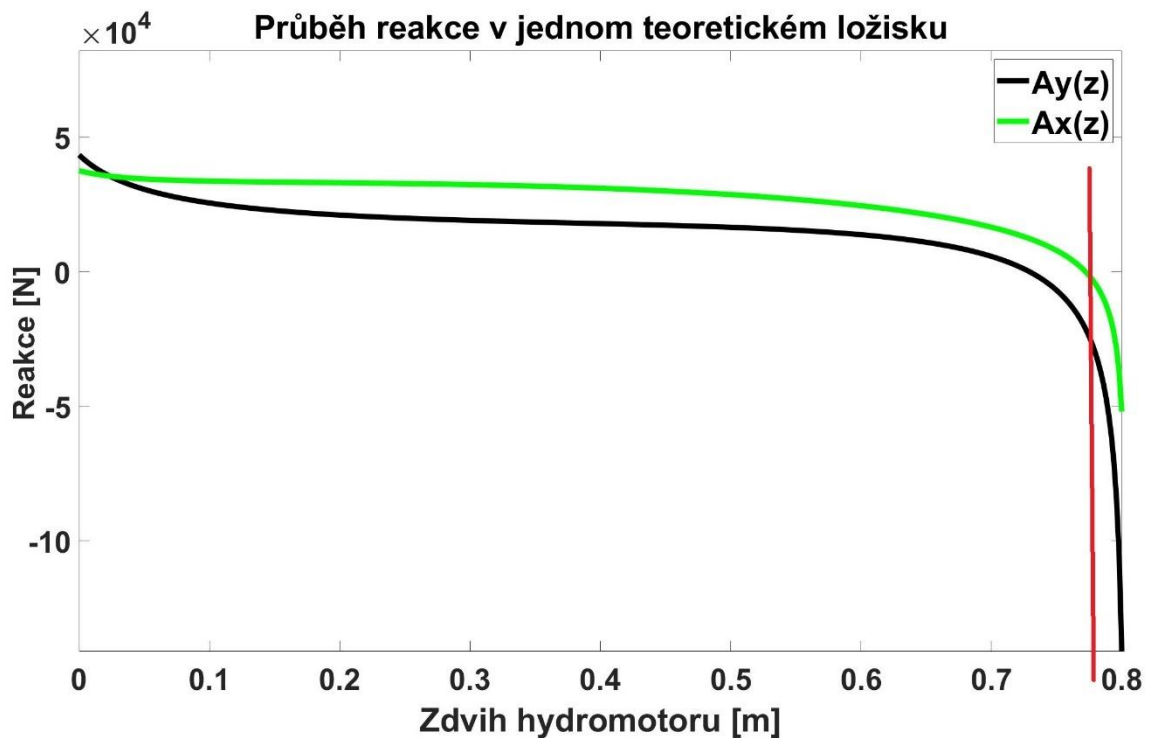
K řešení této soustavy rovnic byl využit software MATLAB, díky kterému bylo možné vyjádřit řešení pro libovolnou polohu mechanismu. Zde je třeba zdůraznit, že prezentované výsledky v této kapitole jsou vyjádřeny pro jeden teoretický píst a jedno teoretické ložisko ve výpočtovém modelu. V realitě jsou použity dva lineární hydromotory a dvě ložiska, to znamená, že výsledná síla vztažena na jeden hydromotor potažmo ložisko je poloviční.

Výsledný průběh síly na pístu lineárního hydromotoru v závislosti na jeho vysunutí je znázorněn na obrázku (Obrázek 63). Z výsledků lze konstatovat, že největší síla je na hydromotoru potřeba vyvodit při nulovém zdvihu pístu čili když je mechanismus ve své počáteční poloze. Hodnota této síly činí $F_p = 74\,723,7 \text{ [N]}$. Síla na pístu má jinak pozvolna klesající charakter v závislosti na výšce zdvihu. To lze ale tvrdit pouze do zdvihu 785 mm , kde po překonání této hodnoty začne docházet k prudkému poklesu síly. Tato hranice je v grafech znázorněna červenou čarou. Prudký pokles, který v daný moment nastane, je zapříčiněn převážením zatěžujících sil. To v důsledku znamená, že se změní i směr zatížení lineárního hydromotoru. V tento moment je již bedna s produktem fakticky prázdná a hodnoty zatížení zcela neodpovídají. Od této hranice se tedy jedná o čistě teoretický průběh, který v reálných provozních podmínkách nikdy nenastane.



Obrázek 63.: Průběh zatížení teoretického hydromotoru [Autor]

Výsledný průběh jednotlivých složek reakce v ložisku v závislosti na zdvihu hydromotoru je znázorněn na obrázku (Obrázek 64). Z obrázku je patrné, že největší reakce v ložisku vzniká, když je mechanismus ve své počáteční poloze, tedy při nulovém zdvihu pístu. Hodnota složky A_x je rovna 37 567,3 [N] a hodnota složky A_y pak 43 403,5 [N]. Pro tento případ byla dimenzována ložiska. Od hodnoty zdvihu 785 mm pozorujeme obdobně prudký pokles sil jako u zatížení pístu. Vysvětlení opět spočívá v převážení zatěžujících sil, které už v daný moment nejsou reálné. Od této hranice se zase jedná o teoretický průběh, který v reálném provozu nikdy nenastane.



Obrázek 64.: Průběh reakce v teoretickém ložisku [Autor]

3.4. Kontrola ložisek

K uložení otočného rámu pro bednu do základního rámu byla zvolena dvojice ložisek typu FY 50 FM s excentrickým zajištěním od výrobce SKF (Obrázek 65). S ohledem na povahu chodu stroje lze tvrdit, že jsou ložiska namáhána statickým zatížením. Kontrola je vyjádřena dle rovnice (19.), kde $s_0 [-]$ představuje součinitel statické bezpečnosti, $C_0 [N]$ vyjadřuje základní statickou únosnost ložiska a $F_{lož} [N]$ zatížení jednoho ložiska (18.). Jak je znázorněno na obrázku výše (Obrázek 64), velikost reakce v ložiscích v průběhu vyklápění klesá. Nicméně ložiska jsou dimenzována pro největší provozní zatížení. [36]

$$F_{lož} = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \cdot 0,5 = \sqrt{37\,567,3^2 + 43\,403,5^2} \cdot 0,5 = 28\,701,8\,N \quad (18.)$$

$$s_0 = \frac{C_0}{F_{lož}} = \frac{23\,200}{28\,701,8} = 0,81 \quad (19.)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o občasný pohyb ložiska a jistota zatížení je poměrně vysoká, tak dle dovolených hodnot součinitele statické bezpečnosti v katalogu výrobce navržené ložisko vyhovuje. [41]



Obrázek 65.: Ložisková jednotka FY 50 FM [36]

3.4.1. Návrh šroubového spoje

Zvolená ložiska mají čtyři díry pro velikost šroubu M16 ČSN 01 4007. Parametry jeho závitů jsou shrnuty v tabulce níže (Tabulka 1). Na ložisko působí pouze radiální zatížení a šroubový spoj je zatížen silou Q_r [N], která vzešla ze vztahu (20.). Hodnota $F_{lož}$ [N] udává celkové radiální zatížení ložiska. Při návrhu šroubového spoje byly údaje potřebné pro výpočet čerpány z literatury [37] a [38].

Tabulka 1.: Parametry závitů [38]

M16x2 ČSN 01 4007	
Velký průměr	$d = 16 \text{ mm}$
Střední průměr	$d_2 = 14,701 \text{ mm}$
Malý průměr	$d_3 = 13,546 \text{ mm}$
Rozteč	$P = 2 \text{ mm}$
Počet chodů	$i_c = 1$
Součinitel tření pro ocel/ocel	$f = 0,15$

$$Q_r = \frac{F_{lož}}{4} = \frac{28\,701,8}{4} = 7\,175,5 \text{ N} \quad (20.)$$

Minimální svěrná síla pro přenos radiální síly je vyjádřena z rovnice (21.), kde f [–] reprezentuje koeficient smykového tření pro rozhraní ocel – ocel a k [–] koeficient bezpečnosti přenosu.

$$F_{cmin} = \frac{Q_r \cdot k}{f} = \frac{7\,175,5 \cdot 1,3}{0,15} = 62\,187,7 \text{ N} \quad (21.)$$

Dále byly vypočteny další potřebné parametry závitů. Úhel stoupání závitů podle vztahu (22.), úhel boku profilu závitů podle vztahu (23.) a nakonec třecí úhel podle rovnice (24.).

$$\gamma = \text{tg}^{-1} \left(\frac{i_c \cdot P}{\pi \cdot d_2} \right) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{1 \cdot 2}{\pi \cdot 14,701} \right) = 2,4796^\circ \quad (22.)$$

$$\beta_n = \text{tg}^{-1}(\text{tg}(\beta) \cdot \cos(\gamma)) = \text{tg}^{-1}(\text{tg}(30) \cdot \cos(2,4796)) = 29,9768^\circ \quad (23.)$$

$$\varphi' = \text{tg}^{-1} \left(\frac{f}{\cos(\beta_n)} \right) = \text{tg}^{-1} \left(\frac{0,15}{\cos(29,9768)} \right) = 9,8242^\circ \quad (24.)$$

Kroutící moment v závitě byl vyjádřen podle vztahu (25).

$$M_k = F_{cmin} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi') \quad (25.)$$

$$M_k = 62\,187,7 \cdot \frac{14,701 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \text{tg}(2,4796 + 9,8242) = 99,7 \text{ Nm}$$

Následně byl podle rovnice (26.) vyjádřen potřebný utahovací moment na klíči, kde M_k [Nm] představuje kroutící moment v závitě a M_{TM} [Nm] třecí moment pod maticí.

$$M_{kk} = M_k + M_{TM} = M_k + F_{cmin} \cdot \rho_M \cdot f \quad (26.)$$

$$M_{kk} = 99,7 + 62\,187,7 \cdot 0,011026 \cdot 0,15 = 202,6 \text{ Nm}$$

Po návrhovém výpočtu byla provedena pevnostní kontrola šroubu. Maximální tahové napětí ve šroubu je vyjádřeno podle rovnice (27.).

$$\sigma = \frac{F_{cmin}}{S_3} = \frac{F_{cmin}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{62\,187,7}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 431,5 \text{ N/mm}^2 \quad (27.)$$

Maximální smykové napětí, kterým je šroub namáhán je dán vztahem (28.).

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{99,7 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = 204,3 \text{ N/mm}^2 \quad (28.)$$

Dále byla uplatněna energetická hypotéza, prostřednictvím které bylo vyjádřeno redukované napětí ve šroubu (29.).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{431,5^2 + 3 \cdot 204,3^2} = 558 \text{ N/mm}^2 \quad (29.)$$

Hodnota statické bezpečnosti šroubového spoje je vyjádřena níže (30.).

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{900}{558} = 1,61 \quad (30.)$$

Pro spojení každého ložiska s rámem bude použit 4x ŠROUB SE ŠESTIHRANNOU HLAVOU DIN 933-M16x50-10.9-A2L. Tyto šrouby vyhovují maximálnímu provoznímu zatížení.

3.5. Návrh hydraulického obvodu

V této kapitole je proveden návrh hydraulického obvodu. S ohledem na potřebnou sílu pístu, která vzešla ze statické analýzy a dále s ohledem na celkovou stabilitu otočného rámu, byla použita dvojice dvojčinných lineárních hydromotorů, mezi které je tato síla rovnoměrně rozdělena.

Hydraulické prvky pro tento stroj byly zvoleny jako nakupované díly. Dodavatelem hydraulických prvků byl zvolen zavedený výrobce Charvát Hykom s.r.o.

3.5.1. Návrh hydraulického válce

Při dimenzování hydraulického válce je počítáno se silou, která vzešla ze statické analýzy výše.

Síla, kterou je daný hydraulický válec schopen vyvodit je charakterizována jeho průměrem a velikostí přivedeného tlaku. Z typových řad hydraulických válců nabízených výrobcem jsem zvolil typ CHB s provozním tlakem do 20 MPa. Velikost zdvihu válce vzešla z kinematiky samotného stroje a jeho potřebná velikost je 800 mm. [39]

3.5.1.1. Průměr hydraulického válce

Potřebný průměr válce je vypočítán podle vztahu (31.), kde součinitel k_h kryje vliv pasivních odporů způsobených těsněním a jeho hodnota byla zvolena 1,3. Hodnota F_{pj} [N] vyjadřuje sílu působící na jeden píst a veličina p_{max} [MPa] představuje maximální provozní tlak. [40]

$$d'_H = \sqrt{\frac{k_h \cdot 4 \cdot F_{pj}}{\pi \cdot p_{max}}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 37\,361,9}{\pi \cdot 20}} = 55,6 \text{ mm} \quad (31.)$$

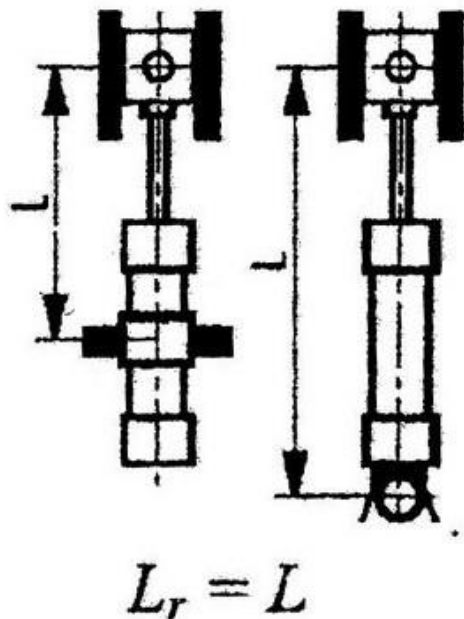
Z řady průměrů válců nabízených výrobcem volím průměr $d_H = 70 \text{ mm}$.

3.5.1.2. Průměr pístnice

Při návrhu průměru pístnice bylo uvažováno maximální vysunutí pístnice a její namáhání v oblasti elastického vzpěru.

Kritická síla F_{kr} [N] je vyjádřena dle rovnice (32.), kde $E = 2,1 \cdot 10^5$ [$N \cdot mm^{-2}$] a vyjadřuje Youngův modul pružnosti. Hodnota L_r [mm] představuje redukovanou délku, která je závislá na uložení hydraulického válce (Obrázek 66). Tato délka byla určena z geometrických rozměrů, které vplynuly z CAD modelu. Koeficient α definuje způsob uložení hydromotoru a v našem případě nabývá hodnoty $\alpha = \pi$. [38]

$$F_{kr} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_{min}}{L_r^2} \quad (32.)$$



Obrázek 66.: Redukovaná délka hydromotoru [7]

Dále je uvažováno, že hodnota d_p [mm] vyjadřuje průměr pístnice, a tedy kvadratický moment pístnice J_{min} [mm^4] vyplývá ze vztahu (33.).

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64} \quad (33.)$$

Průřez pístnice S_p [mm^2] je vyjádřen z rovnice (34.).

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \quad (34.)$$

Poloměr kvadratického momentu i_{min} [mm] je vyjádřen ze vztahu (35.).

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_p}} \quad (35.)$$

Štíhlost pístnice λ [–] byla zjištěna z rovnice (36.).

$$\lambda = \frac{L_r}{i_{min}} \quad (36.)$$

Následně byl z výše vyjádřených vztahů sestaven vztah pro kritické napětí σ_{kr} [MPa] (37.).

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{S_p} = \frac{\frac{\alpha^2 \cdot E \cdot J_{min}}{L_r^2}}{S_p} = \frac{\alpha^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad (37.)$$

Nakonec byla z těchto rovnic vyjádřena rovnice pro výpočet minimálního průměru pístnice d'_p [mm] (38.), která zahrnuje nově koeficient bezpečnosti $k_b = 2$. Tento koeficient reprezentuje poměr kritické síly a skutečné síly působící na pístnici. Při výpočtu byl uvažován případ, kdy maximální provozní síla působí na maximálně vysunutý píst. Tento kritický případ však v reálném provozu nikdy nenastane.

$$d'_p = \sqrt[4]{\frac{k_p \cdot F_{pj} \cdot L_r^2 \cdot 64}{\alpha^2 \cdot \pi \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 37\,361,9 \cdot 1860^2 \cdot 64}{\pi^2 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^5}} = 39,9 \text{ mm} \quad (38.)$$

Pro Eulerovy vztahy byla provedena kontrola podle nerovnice (39.).

$$\lambda > \lambda_m \quad (39.)$$

$$\frac{L_r}{\sqrt{\frac{J_{min}}{S_p}}} > \sqrt{\frac{\alpha^2 \cdot E}{0,8 \cdot \sigma_{kt}}}$$

$$\frac{1860}{\sqrt{\frac{125\,663,71}{1\,256,6}}} > \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{0,8 \cdot 355}}$$

$$186 > 85,4$$

Na základě výsledků plynoucích z nerovnice (39.) lze tvrdit, že použité Eulerovy vztahy jsou platné. Ze standardní řady pístnic, které nabízí výrobce volím průměr pístnice $d_p = 40 \text{ mm}$. Důležité parametry zvoleného hydraulického válce jsou shrnuty v tabulce (Tabulka 2).

Tabulka 2.: Parametry hydraulického válce [39]

Parametry hydraulického válce	
Průměr válce	$d_H = 70 \text{ mm}$
Průměr pístnice	$d_p = 40 \text{ mm}$
Délka zdvihu	$z = 800 \text{ mm}$
Maximální provozní tlak	$p_{max} = 20 \text{ MPa}$

3.5.1.3. Návrh hydrogenerátoru

V této kapitole je proveden návrh hydrogenerátoru. Požadavek na produktivitu stroje, tedy celkovou dobu vyklápění bedny je do 45 sekund.

Z parametrů zvoleného hydraulického válce je spočítán jeho objem pomocí rovnice (40.).

$$V_H = S_H \cdot z = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot z \quad (40.)$$

$$V_H = \frac{\pi \cdot 70^2}{4} \cdot 800 = 3,079 \text{ dm}^3$$

Při práci stroje jsou v činnosti dva hydraulické válce, což lze vidět v rovnici (41.) vyjadřující potřebný objemový průtok hydrogenerátoru Q' [l/min]. Hodnota t_v [s] představuje celkovou dobu výsuvu pístu, která byla pro výpočet zvolena jako 35 s.

$$Q' = \frac{2 \cdot V_H}{t_v} \cdot 60 \quad (41.)$$

$$Q' = \frac{2 \cdot 3,079}{35} \cdot 60 = 10,56 \text{ l/min}$$

Rychlost výsuvu hydromotoru je dána vztahem (42.).

$$v_H = \frac{z}{t_v} = \frac{0,8}{35} = 0,0229 \text{ m/s} \quad (42.)$$

Potřebný výstupní výkon celého mechanismu je pak vyjádřen z rovnice níže (43.).

$$P_{out} = F_p \cdot v_H \quad (43.)$$

$$P_{out} = 74\,723,7 \cdot 0,0229 = 1\,711,2 \text{ W}$$

Pro dimenzování hydraulického agregátu je potřeba znát vstupní výkon, který je vyjádřen podle vztahu (44.). Výraz η_m [–] představuje mechanickou účinnost a výraz η_v [–] reprezentuje objemovou účinnost. Velikosti obou složek celkové účinnosti byly odhadnuty na základě dostupných informací.

$$P_{in} = \frac{P_{out}}{\eta_m \cdot \eta_v} \quad (44.)$$

$$P_{in} = \frac{1\,711,2}{0,85 \cdot 0,92} = 2\,188,2 \text{ W}$$

Dále byl podle rovnice (45.) dopočítán skutečný pracovní tlak.

$$p_p = \frac{F_{pj}}{S_H} = \frac{37\,361,9}{3848,45} = 9,7 \text{ MPa} \quad (45.)$$

Na základě výpočtů a dále po konzultaci s firmou Charvát Hykom s.r.o. byl doporučen a následně zvolen hydraulický agregát, jehož technické údaje jsou shrnuty v tabulce níže (Tabulka 3).

Tabulka 3.: Parametry hydraulického agregátu [42]

Parametry hydraulického agregátu	
Výkon elektromotoru	3 kW
Otáčky elektromotoru	1435 min ⁻¹
Typ hydrogenerátoru	zubový
Dodávka průtoku hydrogenerátoru	10,5 dm ³ /min
Maximální provozní tlak	16 MPa
Objem nádrže	12 dm ³

Dle doporučení literatury [8] se velikost nádrže volí ve velikosti 3 až 6-ti násobku maximálního průtoku hydrogenerátoru. Na základě tohoto doporučení je objem nádrže vyjádřen podle rovnice (46.). Výrobce dodává zvolený agregát s podstatně menší nádrží, nicméně jím bylo deklarováno, že pro danou aplikaci je agregát s touto nádrží vhodný a dostatečný.

$$V_n' = 3 \cdot Q = 3 \cdot 10,5 = 31,5 \text{ dm}^3 \quad (46.)$$

Maximální tlak v obvodu je zabezpečen pojišťovacím ventilem s pojišťovacím tlakem 16 MPa. Rezerva skutečného pracovního tlaku vůči maximálnímu tlaku v obvodu omezeným pojišťovacím ventilem je vyjádřena dle vztahu (47.).

$$k_r = \frac{p_{max}}{p_p} = \frac{16}{9,7} = 1,6 \quad (47.)$$

3.5.1.4. Schéma hydraulického obvodu

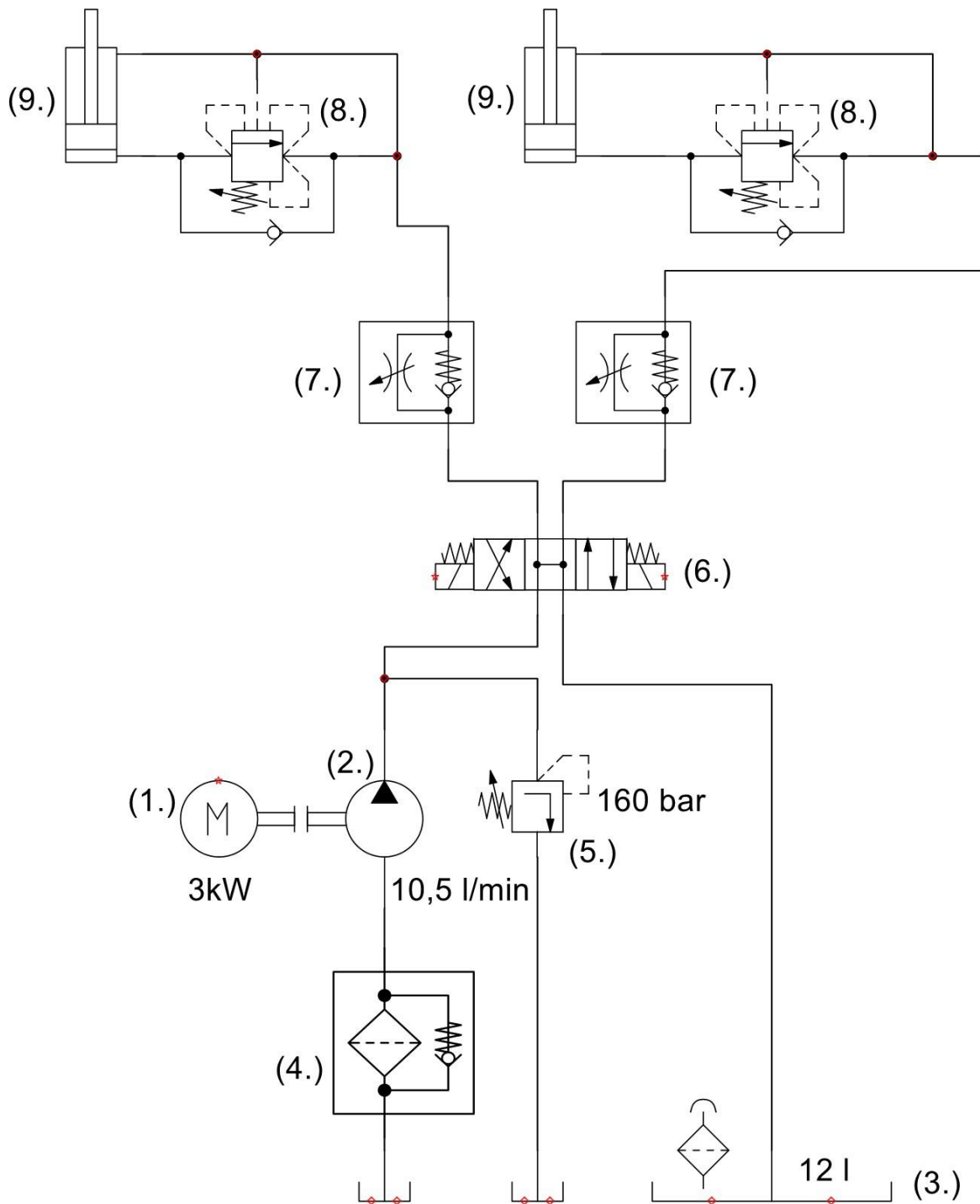
Volba zbývajících prvků hydraulického obvodu probíhala v koordinaci s dodavatelem. Jedním z nejdůležitějších požadavků na obvod byla samozřejmě správná funkčnost stroje s ohledem na jeho pracovní režimy. Na lineární hydromotory působí proměnná síla v závislosti na jejich vysunutí, avšak díky symetrii jsou oba písty zatíženy vždy stejnou silou. Lineární hydromotory se mají vysouvat konstantní rychlostí s možností zastavení v libovolné poloze, ve které bude zátěž bezpečně zajištěna a nebude hrozit její pád. Zasouvání pístu musí být plynulé a kontrolované. Rovněž s možností bezpečného zastavení v libovolné poloze. Jelikož se hydraulika jako taková podílí na významné části celkové ceny stroje, bylo dalším důležitým požadavkem zvolit tu nejméně finančně náročnou variantu. Stroj se na těchto dílech nesmí zbytečně prodražit, aby mohl svojí cenou konkurovat ostatním výrobcům. Tato varianta ale musí být zároveň stoprocentně funkční dle výše zmíněných požadavků.

Konečné schéma hydraulického obvodu je zobrazeno na obrázku (Obrázek 67). Zdrojem tlakové energie je zde hydrogenerátor (2.). Tento hydrogenerátor je poháněn třífázovým asynchronním elektromotorem o výkonu 3 kW (1.). Součástí tohoto hydraulického agregátu je i nádrž s provozní kapalinou o objemu 12 dm^3 (3.). Dále je zde umístěn sací filtr s obtokovým ventilem a jmenovitou velikostí filtrace $90 \mu\text{m}$ (4.). Proti přetížení je obvod chráněn pojišťovacím ventilem (5.) s jmenovitým pojišťovacím tlakem 160 bar .

Dalším hydraulickým prvkem našeho obvodu je rozváděč (6.). Byl zde zvolen čtyřcestný, třípolohový rozváděč se středovou polohou "H". Tato poloha umožňuje odlehčit hydrogenerátor například při potřebě zastavení pístu v nějaké mezi poloze, aniž by bylo nutné mařit vyprodukovanou energii v teplo skrze pojišťovací ventil nebo tento provozní stav obcházet vypínáním elektromotoru. Rozváděč je elektricky oboustranně ovládán pomocí tlačných magnetů v kombinaci s pružinami.

Jak již bylo zmíněno výše, vyklápění obstarávají dva dvojčinné lineární hydromotory (9.). Před každým lineárním hydromotorem jsou ještě v obvodu umístěny škrtkící ventily s obtokovými ventily (7.). Při vysouvání pístu jsou škrtkící ventily obtékány přes obtokový ventil. Při zasouvání pístnice je nutné nastavit bezpečnou rychlost spouštění zátěže směrem dolů, z tohoto důvodu byly na výstup zařazeny škrtkící ventily. Dále byly bezprostředně na výstupu jednotlivých hydromotorů zařazeny brzdící ventily (8.). Tyto ventily se zpravidla nastavují na 1,5násobek tlaku statického, který je způsoben samotnou zátěží, v našem případě uvažována ta nejvyšší možná. Jejich význam v obvodu nastává, potřebujeme-li zastavit lineární hydromotory v libovolné poloze, ve které chceme vydržet po libovolně dlouhý čas a samozřejmě v ní nesmí dojít k nekontrolovanému pádu zátěže.

Vzhledem k rovnoměrnému rozložení zátěže na oba hydromotory, zde nebylo potřeba řešit jejich synchronizaci.

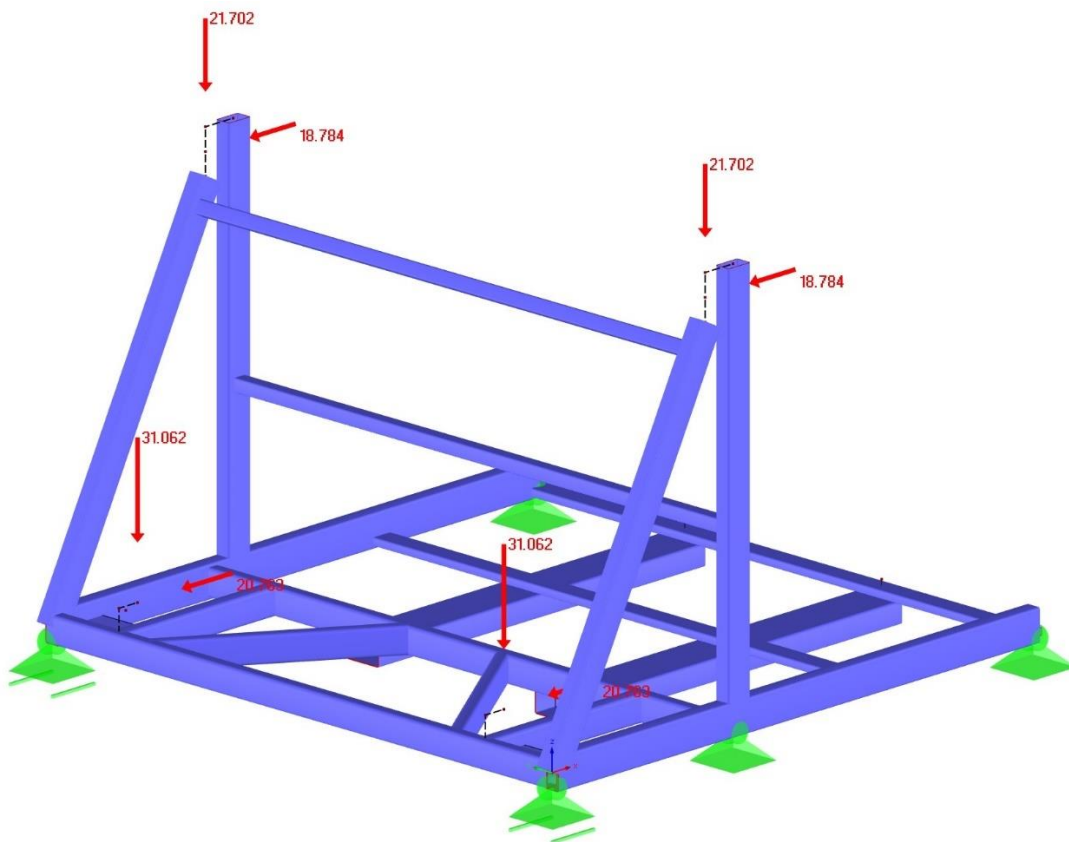


Obrázek 67.: Hydraulické schéma [Autor]

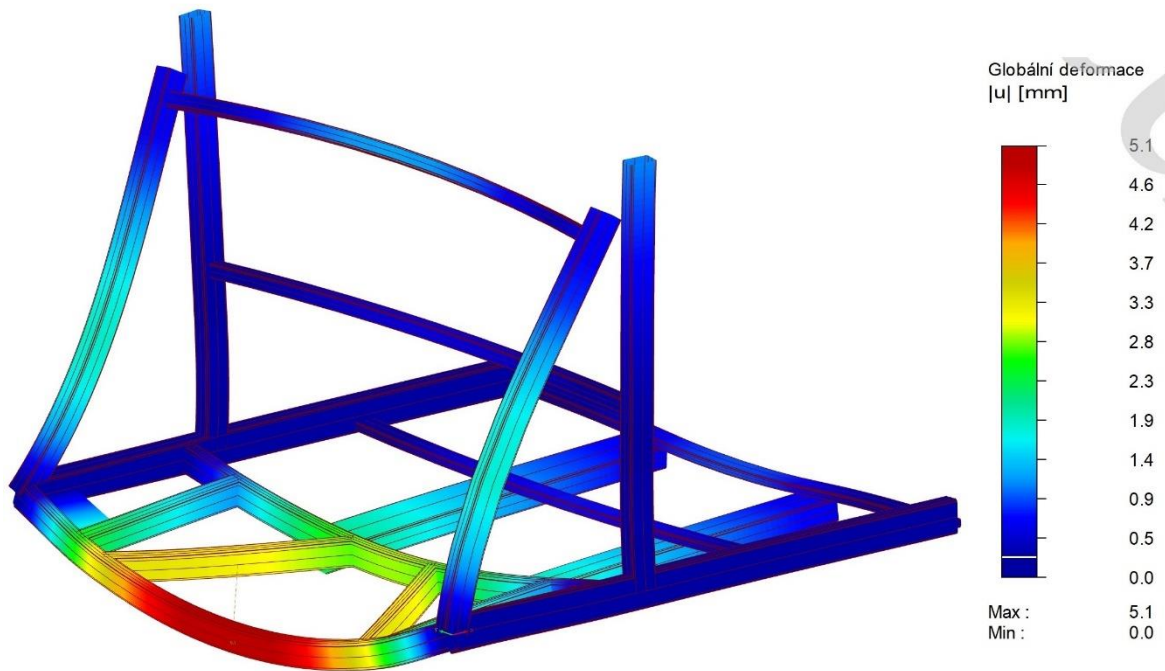
3.6. Pevnostní kontrola základního rámu

Pevnostní kontrola základního rámu byla provedena v softwaru Dlubal RFEM 5.30. Nosná konstrukce rámu byla nahrazena zjednodušeným prutovým modelem (Obrázek 68), který byl podroben největšímu zatížení, které může při provozu stroje nastat. Na tento rám působí reakční síly v ložiskách. Dále na rám působí síly od lineárních hydromotorů F_{pj} [N]. Rám byl uložen v šesti bodech prostřednictvím kloubových podpor. Vychýlení jednotlivých složek zatížení mimo pruty bylo nahrazeno použitím absolutně tuhých prutů, do kterých bylo zatížení vneseno.

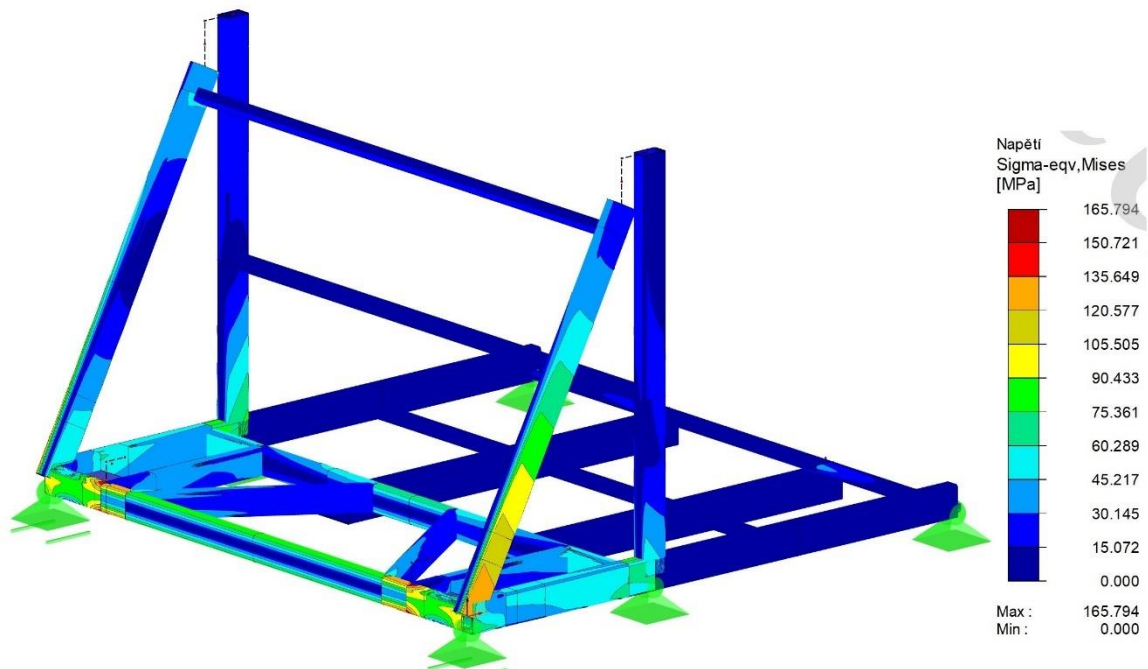
Výsledek pevnostní analýzy je zobrazen na obrázku (Obrázek 69), který vykresluje globální deformace rámu. Redukované napětí rámu podle energetické hypotézy je vykresleno na obrázku (Obrázek 70).



Obrázek 68.: Model rámu se zatížením a okrajovými podmínkami [Autor]



Obrázek 69.: Globální deformace rámu [Autor]



Obrázek 70.: Redukované napětí rámu – Mises [Autor]

K největší globální deformaci dochází uprostřed profilu, na který jsou uchyceny lineární hydromotory. Hodnota globální deformace zde činí 5,1 mm.

Maximální hodnota redukovaného napětí se rovněž nachází v místech napojení hydromotorů. Lokální špičkové napětí zde nabývá hodnoty 165,8 N/mm².

Bezpečnost vůči mezi kluzu použitého materiálu je vyjádřena podle vztahu níže (48.).

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{235}{165,8} = 1,42 \quad (48.)$$

Z globálního pohledu základní rám vyhovuje provoznímu zatížení. Vzhledem k tomu, že se maximální napětí objevuje v místech svarového spoje, provedu zde korekci dovoleného napětí (49.), kde α_{sv} představuje uvažovaný součinitel anizotropie.

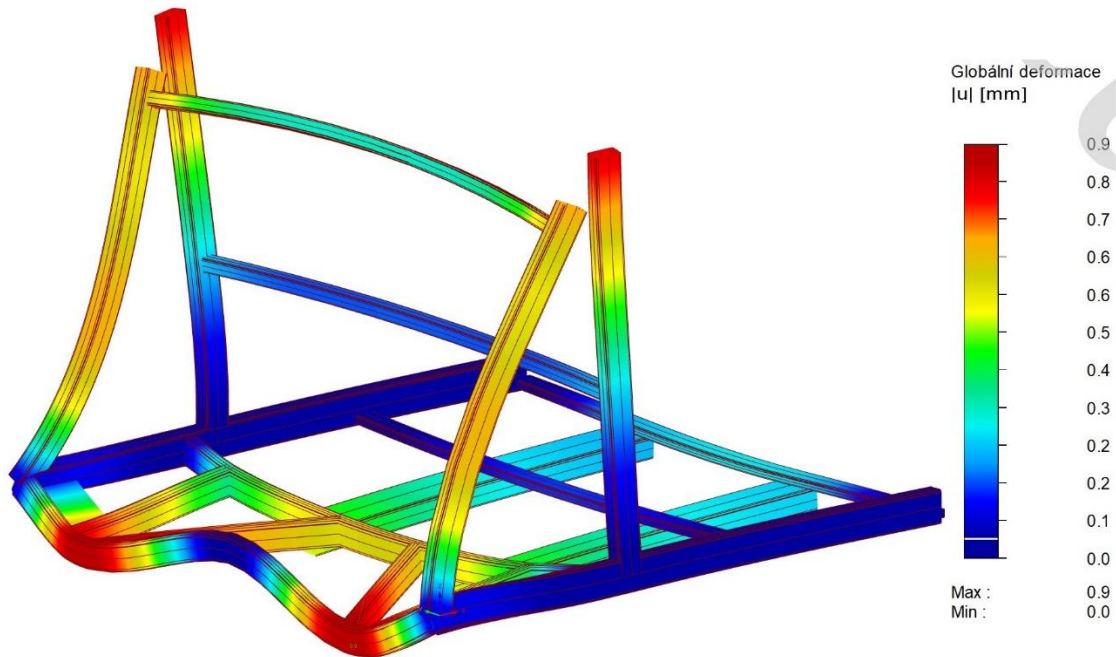
$$\sigma_D = \sigma_{kt} \cdot \alpha_{sv} = 235 \cdot 0,7 = 164,5 \text{ N/mm}^2 \quad (49.)$$

Nyní je maximální redukované napětí na hranici, či přesněji mírně za hranicí uvažovaného dovoleného napětí v daném místě konstrukce. Takto navržený rám prošel dlouhodobým testovacím provozem a dosud nevykazoval žádné negativní známky. Nicméně v následující podkapitole navrhuji alternativní řešení, které má za cíl snížit napětí v tomto místě konstrukce a současně minimalizovat zásah do stávající konstrukce.

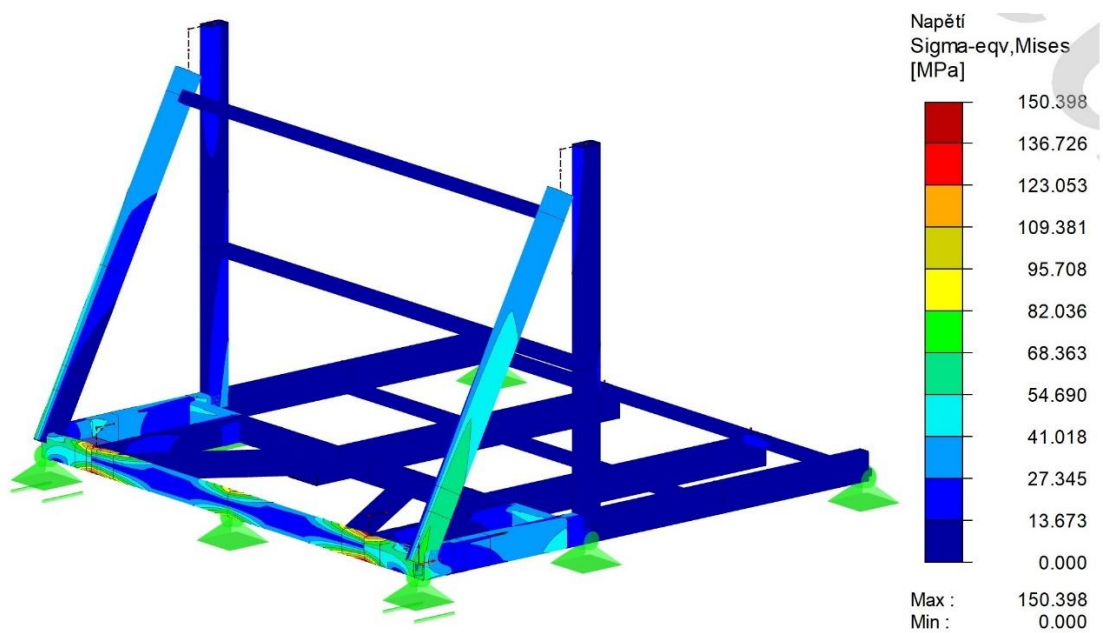
3.6.1. Alternativní řešení rámu

Alternativní řešení spočívá v úpravě stávajícího rámu, který by byl navíc podepřen v místě největšího průhybu stávajícího rámu. Řešení by spočívalo pouze v přišroubování další nohy, takže nejsou vyžadovány žádné zásahy do stávající konstrukce.

Globální deformace rámu s přidanou nohou jsou znázorněny na obrázku (Obrázek 71). Největší hodnota globální deformace činí 0,9 mm a nachází se přímo v místě uchycení hydromotorů. Redukované napětí je dále znázorněno na obrázku níže (Obrázek 72). Hodnota maximálního redukovaného napětí díky přídavné noze klesla o celých 15,4 N/mm² a jeho hodnota v potenciálně kritickém místě nyní činí 150,4 N/mm².



Obrázek 71.: Globální deformace rámu po úpravě [Autor]

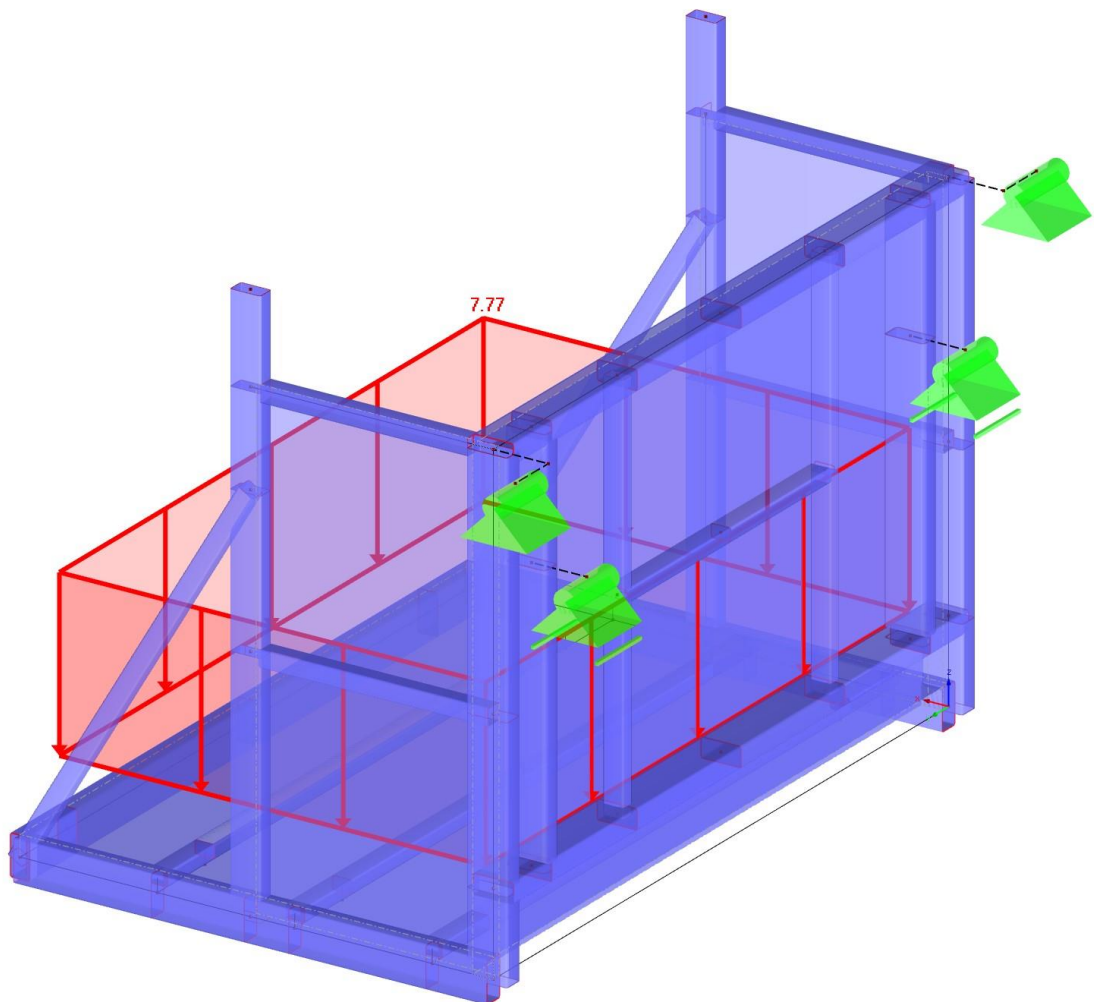


Obrázek 72.: Redukované napětí Mises rámu po úpravě [Autor]

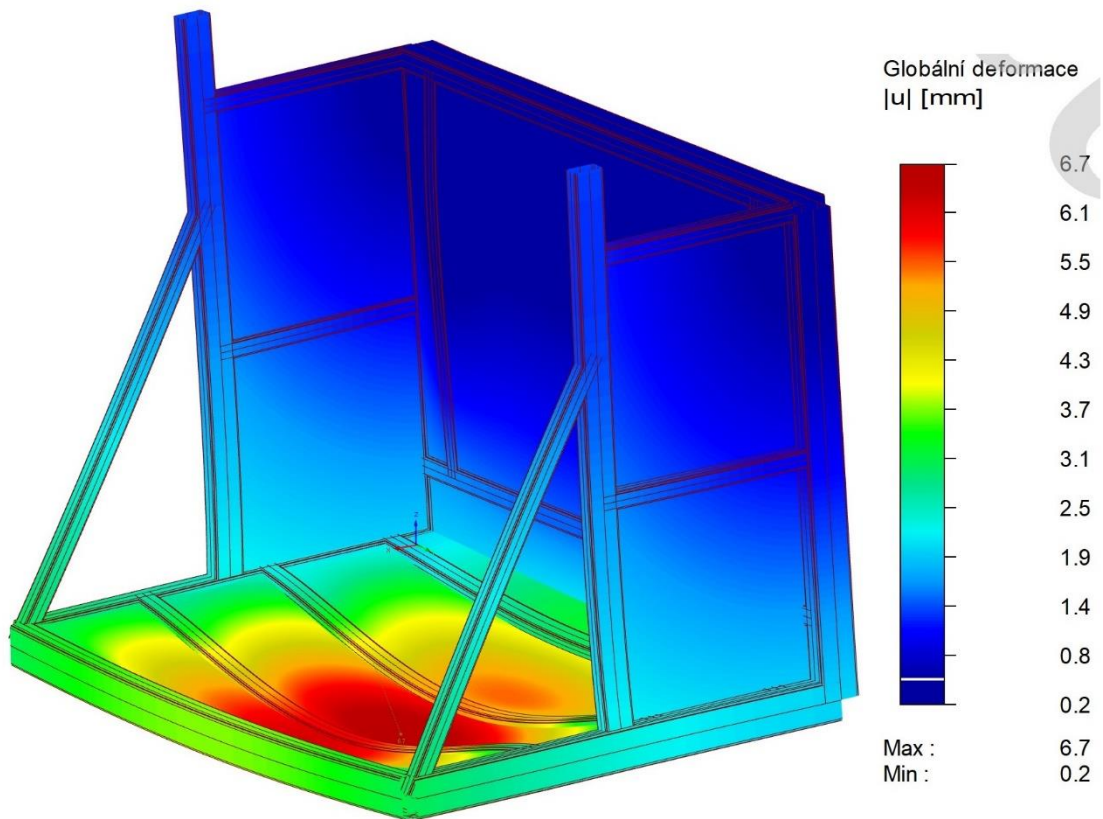
3.7. Pevnostní kontrola otočného rámu

Pevnostní kontrola otočného rámu byla rovněž provedena v software Dlubal RFEM 5.30. Stejně jako u základního rámu, byl i zde vytvořen zjednodušený prutový model (Obrázek 73). Rám je rotačně uložen ve dvojici ložisek a dále je rotačně připojen ke dvěma lineárním hydromotorům. V rámci pevnostní analýzy bylo uvažování zatížení od vlastní tíhy rámu a dále zatížení od plné bedny s produktem. Vychýlení jednotlivých rotačních vazeb od prutového modelu bylo nahrazeno absolutně tuhými pruty. Dále bylo využito excentricity určitých prutů.

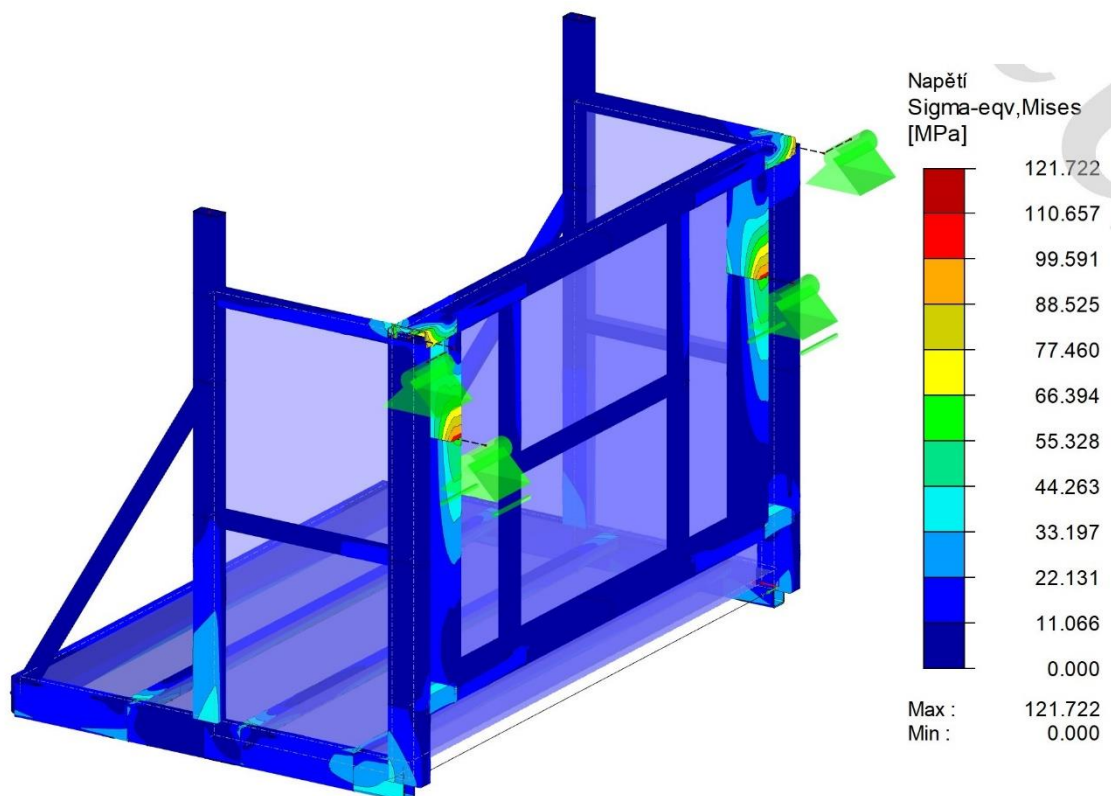
Výsledek pevnostní analýzy je znázorněn na obrázku (Obrázek 74), kde je zobrazena globální deformace rámu, a dále na obrázku (Obrázek 75), který zobrazuje redukované napětí dle energetické hypotézy.



Obrázek 73.: Model rámu se zatížením a okrajovými podmínkami [Autor]



Obrázek 74.: Globální deformace otočného rámu [Autor]



Obrázek 75.: Redukované napětí otočného rámu – Mises [Autor]

K největší globální deformaci dochází na podlaze rámu, kde je položena bedna. Hodnota globální deformace zde činí $6,7 \text{ mm}$. Jedná se o krátkodobý případ, protože hned po zahájení výsuvu pístů se část zatížení od bedny přenesse na svislou stěnu rámu.

Maximální hodnota redukovaného napětí se nachází v místě napojení pístnic hydromotorů. Lokální špičkové napětí zde dosahuje hodnoty $121,7 \text{ N/mm}^2$.

Bezpečnost vůči mezi kluzu použitého materiálu je vyjádřena podle vztahu níže (50.).

$$k = \frac{\sigma_{Kt}}{\sigma_{red}} = \frac{235}{121,7} = 1,93 \quad (50.)$$

Hodnota maximálního napětí se opět nachází v místě svarového spoje, a tak zde musím snížit hodnotu dovoleného napětí dle rovnice (51.)

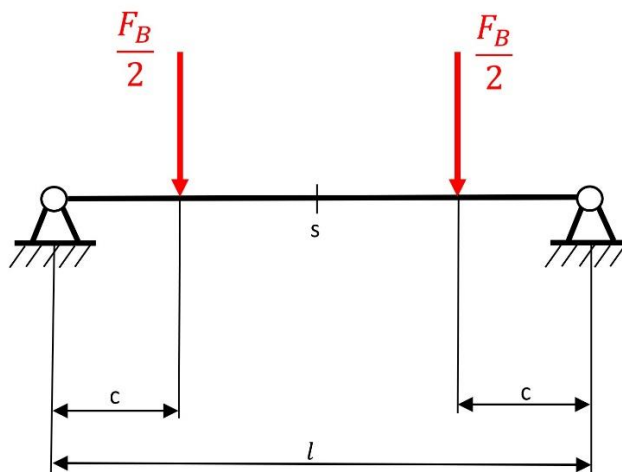
$$\sigma_D = \sigma_{Kt} \cdot \alpha_{sv} = 235 \cdot 0,7 = 164,5 \text{ N/mm}^2 \quad (51.)$$

Maximální napětí vykazuje menší hodnotu, než je hodnota dovoleného napětí v daném místě konstrukce. Navržený rám tedy vyhovuje maximálnímu provoznímu zatížení.

3.7.1. Kontrola dorazu bedny

Součástí otočného rámu je doraz, do kterého se opře prázdná bedna v závěru vyklápění. Pro doraz byla použita hladká podélně svařovaná trubka dle EN 10219. Rozměr této trubky je $48,3 \times 4$ a materiál ocel S235JR.

Výpočtový model znázorněn na obrázku (Obrázek 76). Síla F_B [N] vyjadřuje zatížení od prázdné bedny.



Obrázek 76.: Výpočtový model dorazu bedny [Autor]

Největší ohybový moment je vyjádřen podle rovnice (52.).

$$M_{o_{max}} = \frac{F_B}{2} \cdot c = 539,5 \cdot 0,155 = 83,6 \text{ Nm} \quad (52.)$$

Moment setrvačnosti použité trubky je vypočítán z rovnice (53.), kde r_t [mm] vyjadřuje vnější poloměr trubky a r_{tm} [mm] vnitřní poloměr trubky.

$$I_y = \frac{\pi}{4} \cdot (r_t^4 - r_{tm}^4) = \frac{\pi}{4} \cdot (24,15^4 - 20,15^4) = 137\,676 \text{ mm}^4 \quad (53.)$$

Ohybové napětí v krajních vláknech je dáno vztahem (54.).

$$\sigma_{o_{max}} = \pm \frac{M_{o_{max}} \cdot r_t}{I_y} = \pm \frac{83,6 \cdot 10^3 \cdot 24,15}{137\,676} = \pm 14,7 \text{ N/mm}^2 \quad (54.)$$

Největší průhyb nastane v polovině nosníku a je vyjádřen dle rovnice (55.).

$$w_s = \frac{\frac{F_B}{2} \cdot c}{24 \cdot E \cdot I_y} \cdot (3 \cdot l^2 - 4 \cdot c^2) \quad (55.)$$

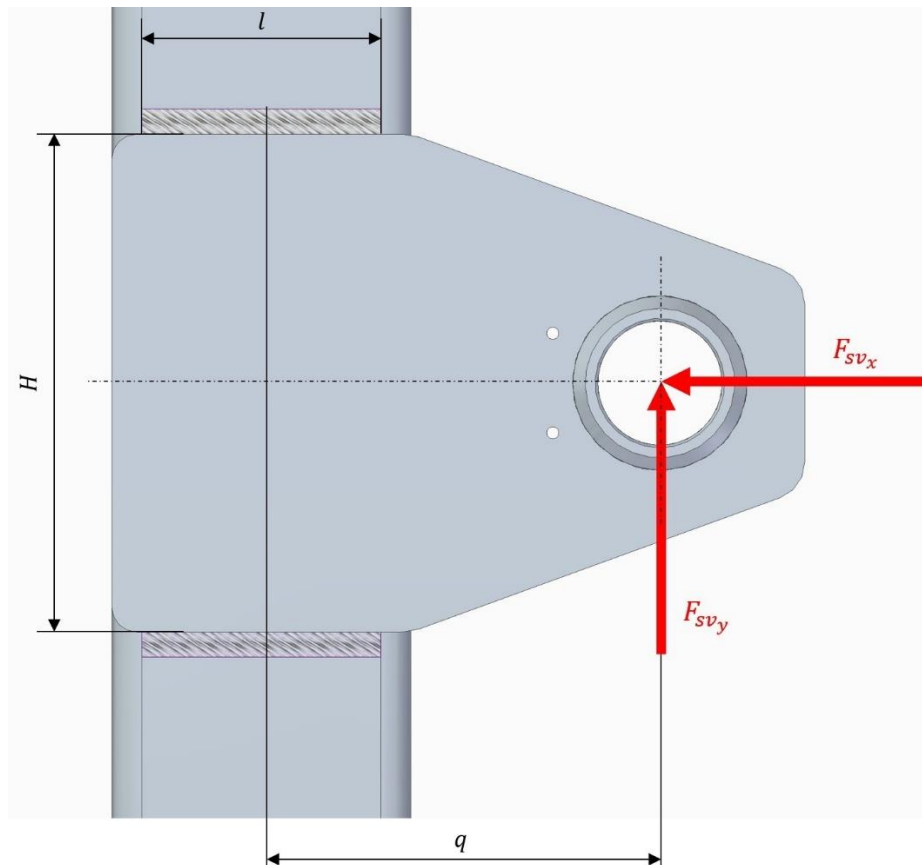
$$w_s = \frac{539,5 \cdot 155}{24 \cdot 210\,000 \cdot 137\,676} \cdot (3 \cdot 1910^2 - 4 \cdot 155^2) = 1,3 \text{ mm}$$

Výsledné ohybové napětí je hluboko pod mezí kluzu použitého materiálu a hodnota maximálního průhybu je rovněž přípustná. Navržený doraz bedny vyhovuje.

3.8. Kontrola svarového spoje

V této kapitole je provedena kontrola svarového spoje. Je zde kontrolován koutový svar, který je použit pro spoj plechového vypáleného dílu k otočnému rámu (Obrázek 77). Tento svarový spoj byl vybrán z důvodu lokace největšího napětí dle pevnostní analýzy otočného rámu. Kontrola pevnosti svarového spoje byla provedena podle normy ČSN 05 0120. [43]

Použitým materiálem je zde konstrukční ocel S235JR s uvažovanou mezí kluzu $\sigma_{kt} = 235 [N/mm^2]$. Charakteristický rozměr svaru byl zvolen jako $a = 8 [mm]$. Délka svaru byla zvolena $l = 95 [mm]$. Rozměr $q [mm]$ reprezentuje délku uvažovaného ramena a rozměr $H [mm]$ výšku plechového dílu. Výpočet svarového spoje byl proveden s pomocí literatury [44] [45].



Obrázek 77.: Výpočtový model svarového spoje [Autor]

Zatížení od lineárního hydromotoru $F_{pj} [N]$ je rovnoměrně rozděleno mezi dvojici těchto plechů, které společně tvoří uložení pro čep. Pro výpočet svaru se uvažuje zatížení, které působí na jeden z těchto plechů. Toto zatížení je vypočteno podle rovnice (56.).

$$F_{sv} = \frac{F_{pj}}{2} = \frac{37\,361,9}{2} = 18\,681 \text{ N} \quad (56.)$$

Svarový spoj je dimenzován pro počáteční polohu mechanismu, kdy je svar nejvíce namáhán. Jednotlivé složky síly působící na svar jsou vyjádřeny podle rovnic (57.) a (58.).

$$F_{sv_x} = F_{sv} \cdot \cos(56,24^\circ) = 18\,681 \cdot \cos(56,24^\circ) = 10\,381,3 \text{ N} \quad (57.)$$

$$F_{sv_y} = F_{sv} \cdot \sin(56,24^\circ) = 18\,681 \cdot \sin(56,24^\circ) = 15\,530,9 \text{ N} \quad (58.)$$

Součinitel anizotropie koutového svarového spoje pro kolmý směr (59.).

$$\alpha_{\tau_{\perp}} = 0,75 \quad (59.)$$

Součinitel anizotropie koutového svarového spoje pro podélný směr (60.).

$$\alpha_{\tau_{\parallel}} = 0,65 \quad (60.)$$

Tahová složka napětí je vyjádřena následujícím vztahem (61.).

$$\tau_T = \frac{F_{sv_x}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{10\,381,3}{2 \cdot 8 \cdot 95} = 6,8 \text{ N/mm}^2 \quad (61.)$$

Ohybová složka napětí je dána vztahem (62.).

$$\tau_O = \frac{F_{sv_y} \cdot q}{h \cdot a \cdot l} = \frac{15\,530,9 \cdot 160}{200 \cdot 8 \cdot 95} = 16,3 \text{ N/mm}^2 \quad (62.)$$

Smyková složka napětí vyplývá z rovnice (63.).

$$\tau_S = \frac{F_{sv_y}}{2 \cdot a \cdot l} = \frac{15\,530,9}{2 \cdot 8 \cdot 95} = 10,2 \text{ N/mm}^2 \quad (63.)$$

Dostali jsme tedy tři složky napětí, po jejichž úpravě a dosazení do základní pevnostní podmínky můžeme formulovat následující vztah (64.).

$$\tau_V = \sqrt{\left(\frac{\tau_T + \tau_O}{\alpha_{\tau_{\parallel}}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_S}{\alpha_{\tau_{\perp}}}\right)^2} \quad (64.)$$

$$\tau_V = \sqrt{\left(\frac{6,8 + 16,3}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{10,2}{0,75}\right)^2} = 38,1 \text{ N/mm}^2$$

Následná volba koeficientu bezpečnosti (65.).

$$k = 2 \quad (65.)$$

Dovolené napětí je dáno vztahem (67.) a následná pevnostní podmínka svaru vztahem (67.).

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{kt}}{k} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ N/mm}^2 \quad (66.)$$

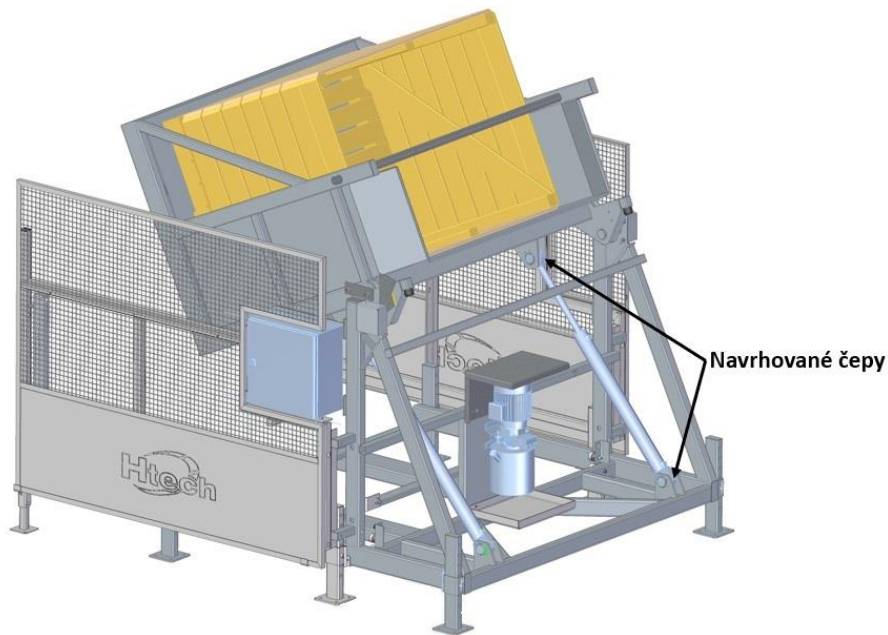
$$\tau_V \leq \sigma_D \quad (67.)$$

Pevnostní podmínka byla splněna a navržený svar tedy vyhovuje.

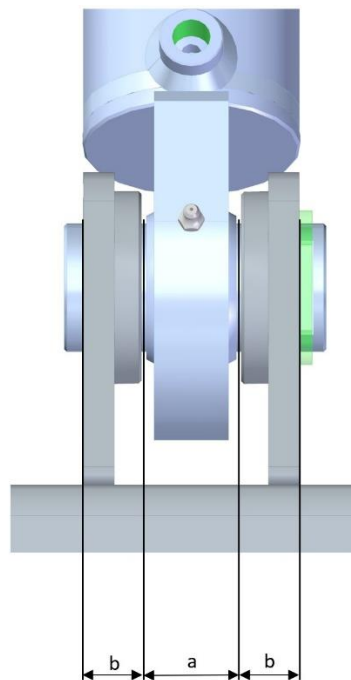
3.9. Návrh čepu

V rámci této kapitoly byl proveden analytický návrh a následná MKP analýza čepu (Obrázek 79), který zajišťuje rotační vazbu mezi rámem a lineárním hydromotorem. Výpočty jsou provedeny opět pro případ, kdy jsou čepy v rámci cyklu vyklápění zatíženy nejvíce. Při návrhu čepu bylo čerpáno z literatury [37], odkud byly zvoleny hodnoty dovolených napětí.

Jako materiál čepu byla zvolena konstrukční ocel S235JR s minimální mezí kluzu 235 N/mm^2 .

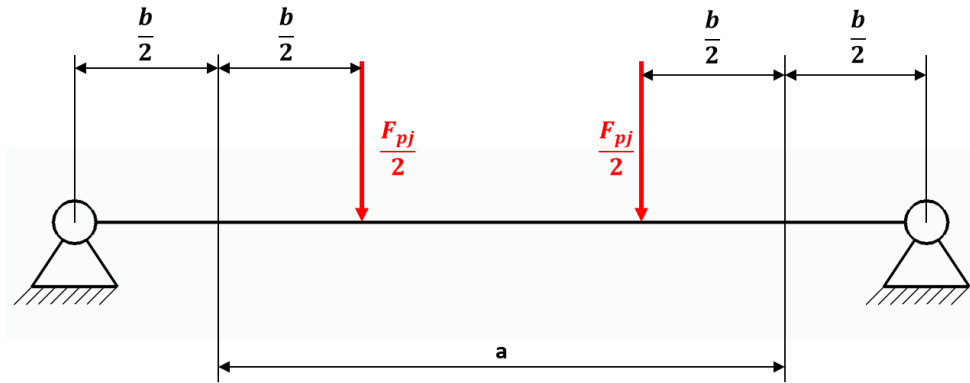


Obrázek 78.: Umístění čepů na stroji [Autor]



Obrázek 79.: Čepový spoj [Autor]

Analytický návrh byl proveden na základě zjednodušeného výpočtového modelu (Obrázek 80), kde F_{pj} [N] vyjadřuje sílu působící na jeden hydromotor, a tedy i na čep. Hodnota b [mm] představuje šířku jednoho pouzdra, ve kterém je čep uložen. Hodnota a [mm] vyjadřuje šířku oka hydromotoru pro jeho rotační uložení.



Obrázek 80.: Výpočtový model [Autor]

Dovolené ohybové napětí čepu σ_{Do} volím 70 N/mm^2 . Předběžný průměr čepu je vyjádřen pomocí rovnice (69.) a vychází ze vztahu (68.), kde M_o [Nm] vyjadřuje ohybový moment a W_o [mm^3] modul průřezu v ohybu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{pj}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \leq \sigma_{Do} \quad (68.)$$

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{pj} \cdot b}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37\,361,9 \cdot 22,5}{\pi \cdot 70}} = 39,4 \text{ mm} \quad (69.)$$

Volím průměr čepu $d_{\check{c}} = 50 \text{ mm}$. Skutečné ohybové napětí je následně vypočteno z rovnice (70.).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{pj}}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} = \frac{18\,681 \cdot 22,5}{\frac{\pi \cdot 50^3}{32}} = 34,3 \text{ N/mm}^2 \quad (70.)$$

Provozní ohybové napětí čepu vyhovuje.

Pro čep volím dovolené smykové napětí $\tau_D = 50 \text{ N/mm}^2$. Skutečné smykové napětí čepu je vypočteno podle rovnice (71.).

$$\tau_{\check{c}} = \frac{\frac{F_{pj}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} \leq \tau_D \quad (71.)$$

$$\tau_{\check{c}} = \frac{2 \cdot F_{pj}}{\pi \cdot d_{\check{c}}^2} = \frac{2 \cdot 37\,361,9}{\pi \cdot 50^2} = 9,5 \text{ N/mm}^2$$

Provozní smykové napětí čepu vyhovuje.

Velikost redukovaného napětí podle energetické hypotézy je dána vztahem (72.). Koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu použitého materiálu je pak vyjádřen z rovnice (73.).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{34,3^2 + 3 \cdot 9,5^2} = 38 \text{ N/mm}^2 \quad (72.)$$

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{235}{38} = 6,2 \quad (73.)$$

Hodnota výsledného redukovaného napětí je přípustná a v tomto ohledu čep vyhovuje.

Dále byla provedena kontrola kontaktních tlaků, nejprve na rozhraní čepu a oka hydromotoru (74.) a následně na rozhraní čepu a pouzdra (75.). Pro oba případy volím dovolený kontaktní tlak $p_D = 30 \text{ MPa}$.

$$p_1 = \frac{F_{pj}}{d_{\check{c}} \cdot a} \leq p_D \quad (74.)$$

$$p_1 = \frac{37\,361,9}{50 \cdot 39} = 19,2 \text{ MPa}$$

První kontaktní tlak vyhovuje počáteční podmínce.

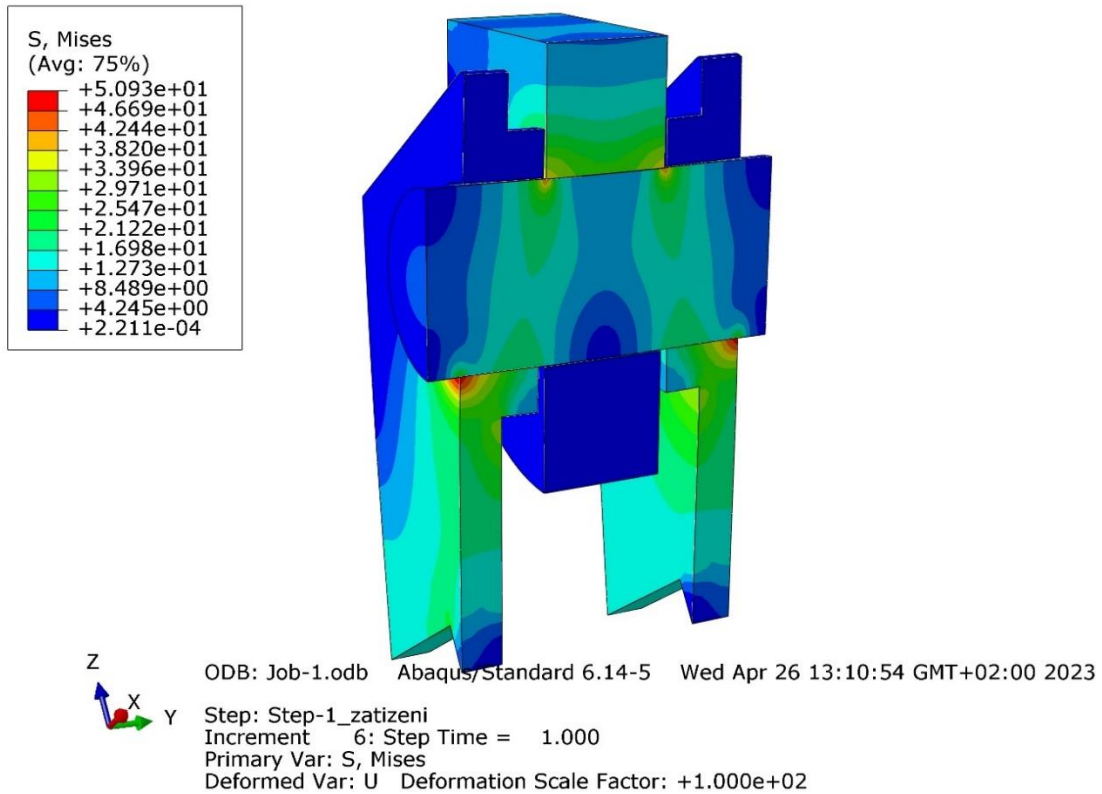
$$p_2 = \frac{F_{pj}}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b} \leq p_D \quad (75.)$$

$$p_2 = \frac{37\,361,9}{2 \cdot 50 \cdot 22,5} = 16,6 \text{ MPa}$$

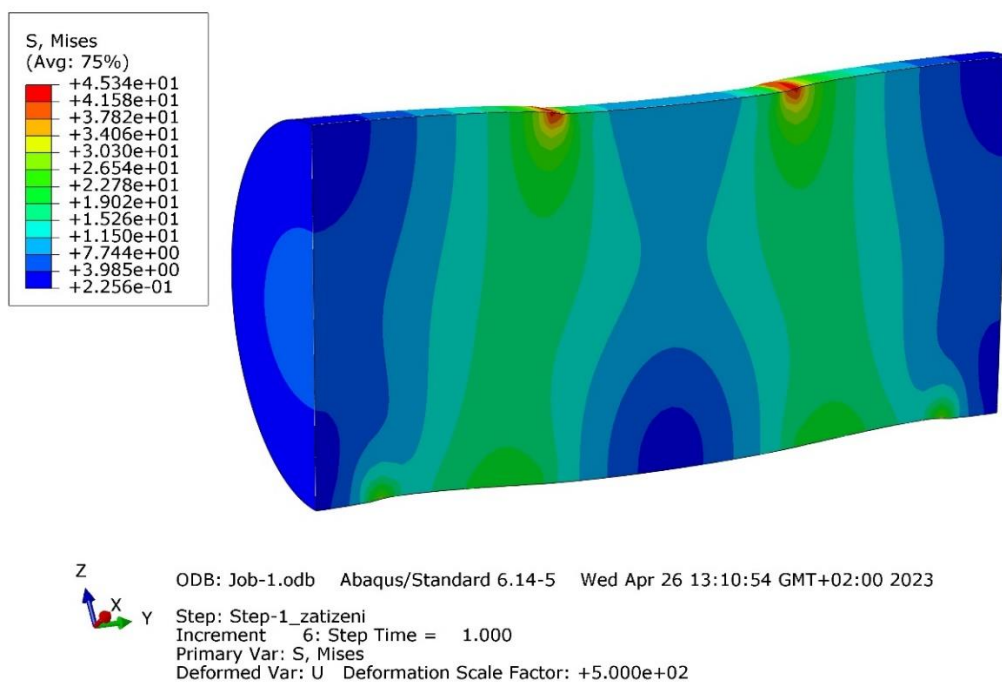
Druhý kontaktní tlak vyhovuje počáteční podmínce. Navržený čep vyhovuje.

3.9.1. MKP analýza

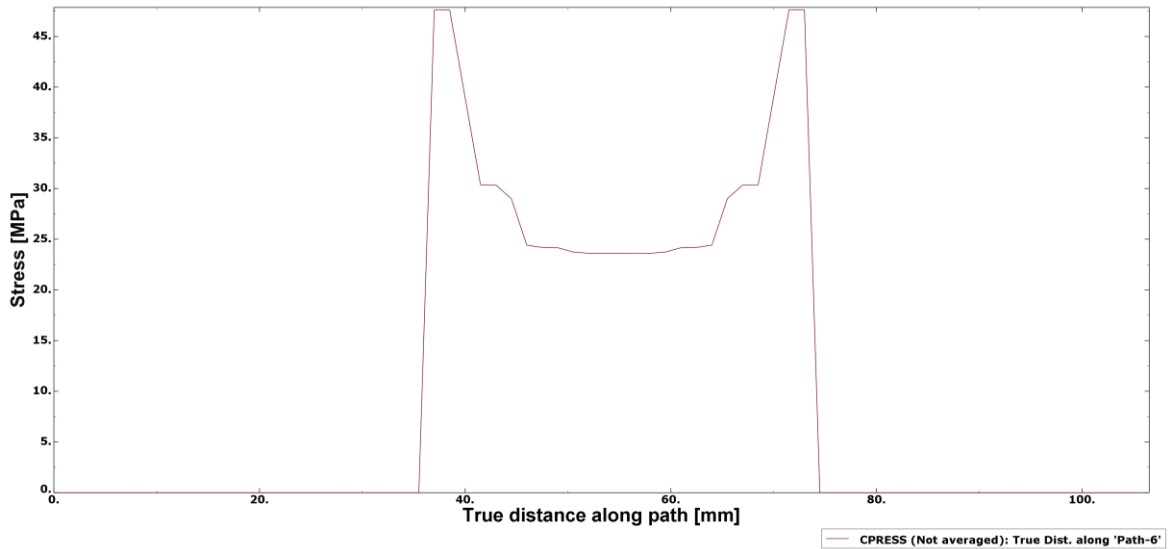
Čepový spoj byl dále zkontrolován metodou konečných prvků v softwaru Abaqus. Analýza byla provedena pro případ spoje lineárního hydromotoru s plechy základního rámu. V těchto vypálených plechových dílech jsou ještě přivařena pouzdra, do kterých je čep uložen. Při analýze bylo uvažováno největší provozní zatížení.



Obrázek 81.: Redukované napětí sestavy uložení čepu [Autor]



Obrázek 82.: Redukované napětí čepu [Autor]



Obrázek 83.: Průběh kontaktního tlaku ve směru osy čepu [Autor]

Při hodnocení výsledků je nutné rozlišovat mezi místy s hranovým stykem, kde vznikají lokální špičková napětí, a místy s plošným stykem, která jsou relevantnější pro porovnání výsledků s analytickým výpočtem.

Výsledkem analýzy jsou redukováná napětí dle energetické hypotézy, která jsou zobrazena na obrázku (Obrázek 81) v rámci celé sestavy a na obrázku (Obrázek 82) pouze v rámci čepu. Největší lokální špičkové napětí na čepu vzniklo na hranovém styku a jeho hodnota činí $45,34 \text{ N/mm}^2$. Hodnota redukováného napětí na stykových plochách se pohybuje okolo 32 N/mm^2 . Bezpečnost při uvažování nejvyššího napětí na hranovém styku je vyjádřena dle rovnice (76.).

$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = \frac{235}{45,34} = 5,18 \quad (76.)$$

Z MKP analýzy lze rovněž tvrdit, že plechy s pouzdry, do kterých je uložen čep, jsou dimenzovány dostatečně, neboť hodnota redukováného napětí se u nich pohybuje hluboko pod mezí kluzu použitého materiálu.

Průběh kontaktního tlaku ve směru osy čepu je znázorněn na obrázku (Obrázek 83), z něhož lze konstatovat, že lokální špičková hodnota kontaktního tlaku na hranovém styku dosahuje hodnoty $47,5 \text{ MPa}$. Na plošném styku kontaktní tlak dosahuje nejvyšší hodnoty 30 MPa .

Tabulka 4.: Porovnání výsledků jednotlivých výpočtových metod [Autor]

	<i>Analytický výpočet</i>	<i>MKP výpočet</i>	<i>Rozdíl metod [%]</i>
$\sigma_{red} [N/mm^2]$	38 N/mm^2	32 N/mm^2	15,8 %
$p [MPa]$	19,2 MPa	30 MPa	36 %

Porovnání výsledků jednotlivých výpočtových metod v místech s plošným stykem je znázorněno v tabulce výše (Tabulka 4). Větší rozdíl ve výsledcích vznikl u kontaktních tlaků, což je zapříčiněno odlišným způsobem výpočtu u jednotlivých metod. MKP metoda pracuje s Hertzovými tlaky, kdežto analytická metoda nikoli. Na základě provedených výpočtů lze tvrdit, že navržený čep vyhovuje provozním podmínkám.

3.10. Kalkulace výrobních nákladů

Kalkulace výrobních nákladů má za cíl stanovit přibližné náklady na výrobu jednoho stroje. Při kalkulaci je bráno v potaz minimální možné množství objednávaného materiálu.

Náklady nakupovaných komponent jsou znázorněny v tabulce (Tabulka 5). Informace o cenách byly čerpány z katalogů jednotlivých výrobců. V případě hydraulických prvků je čerpáno z cenové nabídky, kterou vytvořil dodavatel konkrétně pro tento stroj.

Tabulka 5.: Náklady na nakupované komponenty [Autor]

Nakupované komponenty		
Název položky	Ks	Cena [Kč]
Ložiskový domek FY510M SKF	2	945
Ložisko YET210 SKF	2	1712
Světelná závora EOS4 603 X	1	11 091
Magnetický bezpečnostní senzor MG-M20	1	691
Magnet k senzoru MG-MM	1	256
Silentblok B 50x40 mm, M10x28 mm	4	565
Indukční senzor E2B-M30KS15-M1-B1	2	760
Ostatní elektronika, kabeláž, atd.	1	2270
Hydraulický válec HV 70/40-800	2	17 258
Hydraulický agregát (včetně hydraulických prvků)	1	19 114
Spojovací materiál	1	1 300
Celkem		55 962,- Kč

Tabulka 6.: Ostatní náklady [Autor]

Náklady na profily (včetně dělení a povrchových úprav)	24 500,- Kč
Náklady na plechy (včetně dělení, ohraňování a povrchových úprav)	13 500,- Kč
Mzdové a režijní náklady	68 400,- Kč
Celkem	106 400,- Kč

Náklady na hutní materiál a na jeho přibližné zpracování jsou vyjádřeny v tabulce (Tabulka 6). Hutní materiál byl nakupován u společnosti Ferona, a.s. a pro získání konkrétních cen bylo využito jejich technické podpory. Přesná cenová kalkulace stroje byla provedena zadavatelem tématu diplomové práce a tato informace je interní. Na některé nákladové položky tedy musel být proveden odhad. Pro přibližné vyjádření mzdových a režijních nákladů byl zvolen koeficient 1,8, kterým byly vynásobeny celkové náklady na materiál.

Celkové náklady na výrobu jednoho stroje činí přibližně **162 362,- Kč**. Uvedené ceny jsou bez DPH.

4. Závěr

V rámci této diplomové práce byl proveden návrh výklopníku beden. V úvodu práce bylo specifikováno konkrétní zadání, které vychází z požadavků firmy Htech cz s.r.o. a aktuálních požadavků zákazníků.

Následně byla tato práce rozdělena na dvě hlavní části. První část se věnuje mapování současného stavu problematiky na trhu s výklopníky. Byl proveden průzkum, jak tuzemského, tak zahraničního trhu s těmito stroji, a tak byla vymezena jasná představa o tom, co nabízejí konkurenční výrobci. Dále byla provedena rešerše jednotlivých prvků hydraulických obvodů. Jelikož je na stroji použito několik bezpečnostních a řídicích senzorů, byla v této kapitole provedena i rešerše průmyslových senzorů.

Druhá část práce je věnována samotnému návrhu stroje. V této části byl proveden konstrukční návrh v podobě 3D modelu a následně byla vypracována i kompletní výkresová dokumentace. Konstrukční návrh byl proveden v softwaru Solid Edge.

V rámci kontrolních a návrhových výpočtů bylo provedeno následující:

- statická analýza mechanismu dle vytvořeného výpočtového modelu,
- dimenzování ložisek otočného rámu,
- návrh šroubového spoje pro spojení ložisek se základním rámem,
- návrh hydraulického obvodu a volba hydraulických prvků u dodavatele,
- pevnostní kontrola základního a otočného rámu metodou konečných prvků,
- kontrola dorazu bedny,
- kontrola vybraného svarového spoje,
- návrh čepu a pevnostní kontrola čepu pro uchycení lineárního hydromotoru k základnímu rámu metodou konečných prvků,
- přibližná kalkulace výrobních nákladů vztažena na jeden kus.

V prvním čtvrtletí roku 2023 byly vyrobeny 4 kusy nově navrženého výklopníku beden. Dva kusy již byly i předány zákazníkům, kde byly úspěšně podrobeny testovacímu provozu. Na obrázku (Obrázek 85) je stroj zobrazen již přímo z provozu u zákazníka. Dále bylo u jednoho zákazníka nutné provést úpravu velikosti stroje z důvodu používání jiného rozměru beden. Z pohledu rozměrových úprav se konstrukční provedení stroje ukázalo jako velmi variabilní a je tedy poměrně rychle možné reagovat na specifické požadavky daného zákazníka.

Všechny v úvodu vytyčené cíle této diplomové práce byly splněny.



Obrázek 84.: Stroj při testech na dílně [Autor]



Obrázek 85.: Stroj v chodu u zákazníka [Autor]

Seznam zkratek a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
φ	<i>rad</i>	Úhel lineárního hydromotoru
α	<i>rad</i>	Úhel vychýlení otočného rámu
α_2	<i>rad</i>	Úhel vychýlení těžiště otočného rámu
α_3	<i>rad</i>	Úhel vychýlení těžiště bedny
R_1	<i>m</i>	Vzdálenost čepu od osy otáčení
R_1	<i>m</i>	Poloměr čepu od osy otáčení
R_2	<i>m</i>	Poloměr těžiště otočného od osy otáčení
R_3	<i>m</i>	Poloměr těžiště bedny od osy otáčení
k	<i>m</i>	Rozměr lin. hydromotoru v zasunutém stavu
z	<i>m</i>	Výsuv lin. hydromotoru
G_1	<i>N</i>	Zatížení od vlastní tíhy otočného rámu
G_2	<i>N</i>	Zatížení od vlastní tíhy bedny s produktem
a_p	<i>m</i>	Vzdálenost osy otáčení od čepu
i	–	Stupně volnosti mechanismu
n	–	Počet těles mechanismu
v_{pev}	–	Počet pevných vazeb
r	–	Počet rotačních vazeb
p	–	Počet pevných vazeb
v	–	Počet valivých vazeb
o	–	Počet obecných vazeb
A_x	<i>N</i>	Reakce v ložisku ve směru x
A_y	<i>N</i>	Reakce v ložisku ve směru y
F_p	<i>N</i>	Síla potřebná k otočení bedny
m_p	<i>kg</i>	Hmotnost produktu
m_b	<i>kg</i>	Hmotnost bedny
g	$m \cdot s^{-2}$	Tíhové zrychlení
C_0	<i>N</i>	Základní statická únosnost ložiska
$F_{lož}$	<i>N</i>	Zatížení jednoho ložiska
s_0	–	Součinitel statické bezpečnosti ložiska
Q_r	<i>N</i>	Zatížení šroubového spoje
d	<i>mm</i>	Velký průměr šroubu
d_2	<i>mm</i>	Střední průměr šroubu
d_3	<i>mm</i>	Malý průměr šroubu
P	<i>mm</i>	Rozteč závitu
i_c	–	Počet chodů závitu
F_{cmin}	<i>N</i>	Minimální svěrná síla



f	—	Součinitel tření pro ocel na oceli
γ	°	Úhel stoupání závitu
β	°	Úhel boku profilu
φ'	°	Třecí úhel
M_k	$N \cdot m$	Kroutící moment v závitu
M_{kk}	$N \cdot m$	Utahovací moment na klíči
M_{TM}	$N \cdot m$	Třecí moment pod maticí
ρ_M	m	Třecí poloměr
σ	$N \cdot mm^{-2}$	Tahové napětí
S_3	mm^2	Nosný průřez šroubu
τ	$N \cdot mm^{-2}$	Smykové napětí
W_k	mm^3	Modul průřezu v krutu
σ_{red}	$N \cdot mm^{-2}$	Redukované napětí
σ_{kt}	$N \cdot mm^{-2}$	Mez kluzu materiálu
k	—	Statická bezpečnost
k_h	—	Součinitel pasivních odporů
F_{pj}	N	Síla působící na jeden lineární hydromotor
p_{max}	MPa	Maximální provozní tlak
d'_H	mm	Předběžný průměr hydraulického válce
d_H	mm	Zvolený průměr hydraulického válce
π	—	Ludolfovo číslo
E	$N \cdot mm^{-2}$	Youngův modul pružnosti v tahu
F_{kr}	N	Kritická síla vzpěru
L_r	mm	Redukovaná délka vzpěru
J_{min}	mm^4	Kvadratický moment pístnice
d_p	mm	Průměr pístnice
S_p	mm^2	Průřez pístnice
i_{min}	mm	Poloměr kvadratického momentu
λ	—	Štíhlost pístnice
λ_m	—	Mezní štíhlost vzpěru
σ_{kr}	$N \cdot mm^{-2}$	Kritické napětí vzpěru
k_b	—	Koeficient bezpečnosti vzpěru
V_H	dm^3	Objem hydraulického válce
S_H	mm^2	Plocha hydraulického válce
t_v	s	Doba výsuvu pístu
Q'	l/min	Potřebný objemový průtok hydrogenerátoru
v_H	m/s	Rychlost výsuvu pístu
P_{out}	W	Výstupní výkon mechanismu
P_{in}	W	Vstupní výkon mechanismu

η_m	—	Mechanická účinnost
η_v	—	Objemová účinnost
p_p	<i>MPa</i>	Pracovní tlak
k_b	—	Rezerva pracovního tlaku
α_{sv}	—	Součinitel anizotropie
F_B	<i>N</i>	Zatížení od prázdné bedny
$M_{o_{max}}$	<i>N · m</i>	Maximální ohybový moment
I_y	<i>mm⁴</i>	Moment setrvačnosti
r_t	<i>mm</i>	Vnější poloměr trubky
r_{tm}	<i>mm</i>	Vnitřní poloměr trubky
$\sigma_{o_{max}}$	<i>N · mm⁻²</i>	Maximální ohybové napětí
w_s	<i>mm</i>	Průhyb v místě s
l	<i>mm</i>	Příslušná délka
H	<i>mm</i>	Výška plechového dílu
q	<i>mm</i>	Délka uvažovaného ramene
a	<i>mm</i>	Příslušný rozměr
b	<i>mm</i>	Příslušný rozměr
F_{sv}	<i>N</i>	Celkové zatížení svaru
F_{sv_x}	<i>N</i>	Zatížení svaru ve směru x
F_{sv_y}	<i>N</i>	Zatížení svaru ve směru y
$\alpha_{\tau_{\perp}}$	—	Součinitel anizotropie pro kolmý směr
$\alpha_{\tau_{\parallel}}$	—	Součinitel anizotropie pro podélný směr
τ_T	<i>N · mm⁻²</i>	Tahová složka napětí koutového svaru
τ_O	<i>N · mm⁻²</i>	Ohybová složka napětí koutového svaru
τ_S	<i>N · mm⁻²</i>	Smyková složka napětí koutového svaru
τ_V	<i>N · mm⁻²</i>	Výsledné napětí koutového svaru
σ_D	<i>N · mm⁻²</i>	Dovolené normálové napětí
σ_{Do}	<i>N · mm⁻²</i>	Dovolené ohybové napětí
M_o	<i>N · m</i>	Ohybový moment
W_o	<i>mm³</i>	Modul průřezu v ohybu
d'_{ζ}	<i>mm</i>	Předběžný průměr čepu
d_{ζ}	<i>mm</i>	Zvolený průměr čepu
τ_D	<i>N · mm⁻²</i>	Dovolené smykové napětí
σ_o	<i>N · mm⁻²</i>	Ohybové napětí
τ_{ζ}	<i>N · mm⁻²</i>	Smykové napětí čepu
p_D	<i>N · mm⁻²</i>	Dovolený kontaktní tlak
p_1, p_2	<i>N · mm⁻²</i>	Provozní kontaktní tlaky

Seznam použité literatury

- [1] Raptor Technologies s.r.o. *Jednoúčelové stroje* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.raptor-cnc.com/jednoucelove-stroje.html>
- [2] PRO-VEGA Sp. J. *Wywrotnica skrzyniopalet* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://pro-vega.pl/oferta/maszyny-do-warzyw/wywrotnice-skrzyniopalet/wkc-wywrotnica-skrzyniopalet>
- [3] Allround Vegetable Processing. *Box tipper* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.allroundvp.com/portfolio-items/box-tipper/>
- [4] Gillenkirch. *KK-1000-H Hydraulic box tipper* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.gillenkirch.com/en/solutions/machines/receiving/kk-1000-h-hydraulic-box-tipper/>
- [5] Wyma Solutions. *Kippen* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.wymasolutions.com/de/product-category/tipping>
- [6] Zeta. *Výklopníky beden a palet* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.zeta-zr.cz/vyklopniky-beden-str-38-1-38-2.html>
- [7] ANDRLÍK, Vladimír. *TEKUTINOVÉ MECHANISMY A POHONY* [Přednáška]. Praha, 2014 [cit. 2023-04-14]. Prezentace. ČVUT.
- [8] ŠKOPÁN, Miroslav. *HYDRAULICKÉ POHONY STROJŮ*. Brno, listopad 2004. Studijní text - sylabus. Vysoké učení technické v Brně.
- [9] HELLER, Josef. *Pohony a přenosy II*. Praha, 1988. České vysoké učení technické v Praze.
- [10] OLEJE CZ. *Výkonová klasifikace průmyslových maziv* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Vykonova-klasifikace-prumyslovych-maziv>
- [11] MARTINEK, Radislav. *Senzory v průmyslové praxi*. Praha: BEN, 2004. ISBN 80-7300-114-4.
- [12] REMEK, B, P HATSCHBACH a J VÁVRA. *Experimentální metody a měření v dopravní technice*. 2., přeprac. vyd. Praha, 2011. ISBN 978-80-01-04921-1.

- [13] Schneider Electric. *XCKM115 - poloh. spínač* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.se.com/cz/cs/product/XCKM115/poloh-sp%C3%ADna%C4%8D-xckm-p%C3%A1ka-s-plast-kladkou-1z+1v-m%C5%BEik-kabel-vstup-pg11/>
- [14] Elfetex. *SCHNEIDER Polohový spínač, 1z+1V, Kočičí vous* [online]. [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://www.elfetex.cz/11-239-237-polohovy-spinac-1z-1v-kocici-VOUS>
- [15] Automatizece.hw. *Optické senzory přiblížení* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/clanek/2005121901>
- [16] Senzory pro průmysl. *Optické senzory* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <http://www.senzory-pro-prumysl.cz/index.php/opticke-senzory>
- [17] HORÁK, Vítězslav. *Využití senzorů v průmyslových aplikacích*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Radim Blecha, Ph.D.
- [18] Senzortech. *Rozdelenie optoelektrických snímačov* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://senzortech.sk/tree.php?stranka=eshop2info#sC1>
- [19] Automatizace hw. *Bezkontaktní indukční snímače přiblížení* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/komponenty-mereni-a-regulace/indukcni-snimace-priblizeni-obecny-popis.html>
- [20] Senzory pro průmysl. *Indukční senzory* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <http://www.senzory-pro-prumysl.cz/index.php/indukcni-senzory>
- [21] Automatizace hw. *Ultrazvukové senzory přiblížení* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/ultrazvukove-senzory-priblizeni-funkce-provedeni-pouziti.html>
- [22] Senzory pro průmysl. *Ultrazvukové senzory* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <http://www.senzory-pro-prumysl.cz/index.php/ultrazvukove-senzory>
- [23] IFM. *Ultrazvukový senzor UGT580* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs/product/UGT580>
- [24] Turck. *Ultrazvukový senzor RU10L* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://www.turck.cz/cs/product/100003159>

- [25] Automatizace hw. *Laserový senzor Banner LE250* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/mereni-a-regulace/novinka-laserovy-senzor-pro-mereni-vzdalenosti-banner-le250.html>
- [26] Senzory pro průmysl. *Kapacitní senzory* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <http://www.senzory-pro-prumysl.cz/index.php/kapacitni-senzory>
- [27] Automatizace hw. *Bezkontaktní kapacitní snímače přiblížení* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/komponenty-mereni-a-regulace/bezkontaktni-kapacitni-senzory-priblizeni-obecny-popis.html>
- [28] Distrelec. *VL180-2P42431 - Reflexní optický snímač* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: https://www.distrelec.cz/cs/reflexni-opticky-snimac-7m-pnp-sick-vl180-2p42431/p/13762993?ext_cid=shgooaqczcs-PerformanceMax-CSS&&cq_src=google_ads&cq_cmp=18001463667&cq_con=&cq_term=&cq_med=pla&cq_plac=&cq_net=x&cq_pos=&cq_plt=gp&gclsrc=aw.ds&glid=Cj0KQCQjw48OaBhDWARIsAMd966DwfUjtjlfUVJAvsyGA_Pn-u9fTvC44IzravyxXGECEWJaySkujz3waAmMJEALw_wcB&gclsrc=aw.ds
- [29] Automatizace hw. *Magnetické senzory přiblížení - 1. díl* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/magneticke-senzory-priblizeni.html>
- [30] Automatizace hw. *Magnetické senzory přiblížení - 2. díl* [online]. [cit. 2023-04-14]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/magneticke-senzory-priblizeni-2-dil.html>
- [31] HABERKORN. *Silentblok B* [online]. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/silentblok-b.html>
- [32] TME Electronic Components. *Omron E2B-M30KS15-M1-B1* [online]. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://www.tme.eu/cz/details/e2bm30ks15m1b1/indukcni-cidla-valcova-dc/omron/e2b-m30ks15-m1-b1/>
- [33] Reer. *EOS4 603 X* [online]. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://www.reersafety.com/en/product/eos4-603-x-1310213/>
- [34] Reer. *Magnus MG M20* [online]. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://www.reersafety.com/en/product/mg-m-20-1291020/>
- [35] VALÁŠEK, Michael, Vladimír STEJSKAL a Jiří BŘEZINA. *Mechanika A*. Praha: ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02890-9.

- [36] SKF. *FY 50 FM* [online]. [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/flanged-ball-bearing-units/productid-FY%2050%20FM>
- [37] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *ČÁSTI STROJŮ 1. svazek*. Páté, přepracované vydání. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-03 00046-7.
- [38] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. Šesté vydání. Úvaly: ALBRA, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [39] Charvát Hykom s.r.o. *Hydraulické válce* [online]. [cit. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.charvat-chs.cz/wp-content/uploads/katalog-v%C3%A1lce.pdf>
- [40] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2005. ISBN 80-7078-238-2.
- [41] SKF. *Valivá ložiska, katalog* [online]. [cit. 2023-04-25]. Dostupné z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486
- [42] Charvát Hykom s.r.o., [cit. 2023-04-25]
- [43] ČSN 05 0210 *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*. Praha: Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1972.
- [44] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [45] ŠVEC, Vladimír. *ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ: Spoje a části spojovací*. 3. Praha: ČVUT, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.

Seznam obrázků

Obrázek 1.: Výklopník PRO-VEGA WKC-1612 [2]	3
Obrázek 2.: Výklopník Allround Z250 [3]	4
Obrázek 3.: Výklopník Gillenkirch KK-1000-H [4]	5
Obrázek 4.: Hydraulický výklopník beden Wyma Solutions [5]	6
Obrázek 5.: Výklopník beden Wyma Solutions s převodovkou [5]	6
Obrázek 6.: Rotační výklopník Wyma Solutions [5]	7
Obrázek 7.: Výklopník beden Zeta VP1100 [6]	8
Obrázek 8.: Blokové schéma hydraulického mechanismu [7]	9
Obrázek 9.: Zubový hydrogenerátor s vnějším ozubením [8]	11
Obrázek 10.: Jednočinný lamelový hydrogenerátor [7]	11
Obrázek 11.: Radiální pístová čerpadla s písty v rotoru (vlevo) a ve statoru (vpravo) [7]	12
Obrázek 12.: Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou rovinou a s nakloněným blokem [7]	12
Obrázek 13.: Provedení lineárních hydromotorů [7]	13
Obrázek 14.: Přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí [7]	14
Obrázek 15.: Varianty spojení vík s válcem [8]	14
Obrázek 16.: Způsoby uchycení lineárních hydromotorů [7]	15
Obrázek 17.: Clona a tryska [8]	16
Obrázek 18.: Konstrukční provedení škrtkých ventilů [8]	16
Obrázek 19.: Dvoucestný škrtkový ventil se stabilizací [7]	17
Obrázek 20.: Synchronizace hydromotorů skrze děliče průtoku [7]	17
Obrázek 21.: Jednostupňový tlakový s kuličkou [7]	18
Obrázek 22.: Dvoustupňový tlakový ventil [7]	19
Obrázek 23.: Jednostupňový redukční ventil [7]	20
Obrázek 24.: Nepřímo řízený redukční ventil [7]	20
Obrázek 25.: Základní konstrukce jednosměrných ventilů [8]	21
Obrázek 26.: Řízený jednosměrný ventil [7]	21
Obrázek 27.: Hydraulický zámek [7]	22
Obrázek 28.: Konstrukce rozváděčů [8]	22
Obrázek 29.: Možné způsoby ovládní rozváděčů [8]	23
Obrázek 30.: Konstrukce hadice [7]	24
Obrázek 31.: Umístění filtrů v obvodu [8]	26
Obrázek 32.: Princip těsnění o-kroužkem [7]	27
Obrázek 33.: Radiální hřídelové těsnění [7]	27
Obrázek 34.: Schéma měření a řízení fyzikálního procesu [12]	28
Obrázek 35.: Koncový spínač s kladkou na páce [13]	29
Obrázek 36.: Koncový spínač s kočičím vousem [14]	29
Obrázek 37.: Reflexní senzor [18]	30
Obrázek 38.: Reflexní závora [18]	31
Obrázek 39.: Jednocestná závora [18]	31
Obrázek 40.: Laserový senzor [25]	32
Obrázek 41.: Konstrukce aktivní cívky [19]	33
Obrázek 42.: Příklady použití ultrazvukových senzorů [22]	34
Obrázek 43.: Válcové provedení [24]	35
Obrázek 44.: Kvádrové provedení [23]	35
Obrázek 45.: Schéma bezkontaktního kapacitního snímače [27]	36
Obrázek 46.: Kapacitní senzor ve válcovém provedení se závitěm [28]	36
Obrázek 47.: Princip Reedova magnetického senzoru [29]	37
Obrázek 48.: Detekce válce magnetoindukčním senzorem [29]	38
Obrázek 49.: Příklady použití senzoru s Hallovou sondou [30]	38
Obrázek 50.: Schéma návrhu výklopníku [Autor]	39
Obrázek 51.: Základní části stroje [Autor]	40
Obrázek 52.: Základní rám stroje [Autor]	41

Obrázek 53.: Kostra otočného rámu pro bednu [Autor]	42
Obrázek 54.: Otočný rám [Autor]	43
Obrázek 55.: Bezpečnostní rám [Autor]	43
Obrázek 56.: Celková sestava stroje – 1 [Autor].....	44
Obrázek 57.: Celková sestava stroje – 2 [Autor].....	44
Obrázek 58.: Použitý indukční senzor [32]	45
Obrázek 59.: Počáteční poloha mechanismu [Autor]	46
Obrázek 60.: Koncová poloha mechanismu [Autor]	46
Obrázek 61.: Výpočtový model [Autor]	47
Obrázek 62.: Uvolnění otočného rámu [Autor]	50
Obrázek 63.: Průběh zatížení teoretického hydromotoru [Autor]	51
Obrázek 64.: Průběh reakce v teoretickém ložisku [Autor].....	52
Obrázek 65.: Ložisková jednotka FY 50 FM [36]	53
Obrázek 66.: Redukovaná délka hydromotoru [7]	57
Obrázek 67.: Hydraulické schéma [Autor]	62
Obrázek 68.: Model rámu se zatížením a okrajovými podmínkami [Autor]	63
Obrázek 69.: Globální deformace rámu [Autor]	64
Obrázek 70.: Redukované napětí rámu – Mises [Autor]	64
Obrázek 71.: Globální deformace rámu po úpravě [Autor].....	66
Obrázek 72.: Redukované napětí Mises rámu po úpravě [Autor]	66
Obrázek 73.: Model rámu se zatížením a okrajovými podmínkami [Autor].....	67
Obrázek 74.: Globální deformace otočného rámu [Autor].....	68
Obrázek 75.: Redukované napětí otočného rámu – Mises [Autor]	68
Obrázek 76.: Výpočtový model dorazu bedny [Autor]	69
Obrázek 77.: Výpočtový model svarového spoje [Autor]	71
Obrázek 78.: Umístění čepů na stroji [Autor]	73
Obrázek 79.: Čepový spoj [Autor].....	73
Obrázek 80.: Výpočtový model [Autor]	74
Obrázek 81.: Redukované napětí sestavy uložení čepu [Autor].....	76
Obrázek 82.: Redukované napětí čepu [Autor]	76
Obrázek 83.: Průběh kontaktního tlaku ve směru osy čepu [Autor]	77
Obrázek 84.: Stroj při testech na dílně [Autor].....	81
Obrázek 85.: Stroj v chodu u zákazníka [Autor].....	81

Seznam tabulek

Tabulka 1.: Parametry závitů [38].....	54
Tabulka 2.: Parametry hydraulického válce [39]	58
Tabulka 3.: Parametry hydraulického agregátu [42]	60
Tabulka 4.: Porovnání výsledků jednotlivých výpočtových metod [Autor]	78
Tabulka 5.: Náklady na nakupované komponenty [Autor]	78
Tabulka 6.: Ostatní náklady [Autor]	79

Seznam příloh

1. 3D model výklopníku beden
2. VÝKLOPNÍK BEDEN, výkres sestavy, číslo výkresu: HVP_01.O
3. ZÁKLADNÍ RÁM, výrobní výkres svařence, číslo výkresu: C4.11-00-705.O
4. OTOČNÝ RÁM, výrobní výkres svařence, číslo výkresu: C4.11-00-706.O