



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZAKLÁDACÍ ZAŘÍZENÍ DO VÍCEETÁŽOVÉ PEKÁRENSKÉ PECE

LOADING DEVICE FOR MULTI-STOREY BAKERY OVEN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Novotný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jan Novotný
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zakládací zařízení do víceetážové pekárenské pece

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh zakládacího zařízení do víceetážové pekárenské pece. Základní technické parametry:
Nakládací výška od 800 mm do 1600 mm.
Délka dopravníku 1500 mm.
Šířka pece pro zavážení 2100 mm.
Počet etáží 2.
Provozní teplota při zakládání do 90 °C.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše možných konstrukčních řešení.
Zdůvodněná koncepce navrženého konstrukčního řešení.
Vytvoření 3D modelu.
Funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent.
Pevnostní kontrola vybraných komponent.
Celková sestava zařízení.
Vybrané podsestavy a dílenské výkresy.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 11. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zakládacího zařízení do víceetážové pekárenské pece, které bude umístěno v lince na výrobu chleba. V úvodní části je popsán princip práce chlebové linky a jsou zde definovány parametry zařízení. Dále jsou stručně uvedeny hygienické, konstrukční i materiálové požadavky na stroje pracující v potravinářském průmyslu. V další části jsou shrnuty možnosti konstrukčních řešení a zvolená koncepce. Konstrukční část je věnována návrhu dopravníku a nůžkového mechanismu. V části výpočtové je proveden statický výpočet zvedacího mechanismu a pevnostní kontrola jeho ramen a čepů. Práce také obsahuje návrh hydraulického obvodu pro pohon zdvihu. V závěru je pojednáno o způsobu řízení zakladače a o jeho bezpečnostních prvcích.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zakládací zařízení, dopravník, nůžkový mechanismus, hydraulická jednotka, potravinářské stroje

ABSTRACT

This thesis is aimed at the design of a loading device for a multi-storey bakery oven, which is going to be located in a bread production line. The introduction describes a principle of operation of the bread line and defines the parameters of the device. Furthermore, the hygienic, design and material requirements for the machines which are used in a food industry are briefly stated. Next part summarizes the possibilities of design solutions and the chosen concept. The construction part is aimed at the design of the conveyor and the scissor mechanism. In the calculation part, a static calculation of the lifting mechanism and a strength check of its arms and pins is performed. This thesis also includes the design of a hydraulic circuit for a stroke drive. Finally, the method of a control of the stacker and its safety elements are discussed.

KEYWORDS

Loading device, conveyor, scissor mechanism, hydraulic unit, food processing machinery

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOTNÝ, Jan. *Zakládací zařízení do víceetážové pekárenské pece*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121653>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 103 s. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26.června 2020

.....

Jan Novotný

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc za odborné vedení, rady a čas, který mi poskytl při realizaci této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval firmě Moravské potravinářské strojírně a.s. za umožnění spolupráce a poskytnutí zázemí i cenných rad při zpracování dané problematiky. V neposlední řadě také děkuji své rodině za neustálou podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	11
1 Pekárenský průmysl.....	12
1.1 Rozdělení pečiva.....	12
1.2 Výrobní linka na chléb.....	13
1.3 Zakládací zařízení	13
2 Stroje v potravinářském průmyslu.....	16
2.1 Hygienické požadavky	17
2.2 Materiálové požadavky	17
2.3 Konstrukční požadavky	18
3 Rešerše možných řešení	20
3.1 Zvedací mechanismus.....	20
3.2 Dopravník	28
3.3 Zvolená koncepce řešení.....	30
4 Konstrukční řešení.....	31
4.1 Konstrukce dopravníku.....	32
4.2 Konstrukce nůžkového mechanismu	38
5 Výpočet nůžkové konstrukce	44
5.1 Statický výpočet.....	46
5.2 Pevnostní kontrola ramen mechanismu	55
5.3 Kontrola čepů a pouzder	68
6 Návrh hydraulického obvodu	75
6.1 Hydraulický agregát.....	75
6.2 Děliče průtoku.....	78
6.3 Hydromotory	78
6.4 Hydraulické hadice	79
6.5 Schéma hydraulického obvodu.....	79
6.6 Hydraulický olej	80
6.7 Hydraulické ztráty.....	81
7 Řízení zakladače	84
7.1 Řídicí systém.....	84
7.2 Optická závora	85
7.3 Snímání pozice.....	85
7.4 Popis cyklu.....	86
8 Bezpečnostní prvky zakladače.....	88
8.1 Bezpečnost při chodu stroje.....	88

8.2	Bezpečnost při údržbě.....	89
	Závěr.....	90
	Seznam použitých zkratk a symbolů	95
	Seznam příloh.....	103

ÚVOD

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh zakládacího zařízení nakynutých chlebů do víceetážové pekárenské pece, které se bude skládat ze zdvihacího mechanismu a dopravníku. Výška nakládací hrany bude v dolní poloze 800 mm a v horní poloze 1 600 mm od podlahy. Pracovní šířka dopravníku bude 2 000 mm a činná délka 1 500 mm. Potřebný čas ke zdvihu zařízení je 10 s. Důležitým faktorem je vysoká teplota, která v okolí předávání do pece dosahuje až 90 °C. Zadání k této práci vzniklo ve spolupráci se společností Moravské potravinářské strojírný a.s., jejíž hlavní výrobní program spočívá v dodávce linek pro pekárenský a sladařský průmysl.

Součástí této práce je také kritická rešerše možných konstrukčních řešení, zdůvodnění navržené koncepce konstrukčního řešení, vytvoření 3D modelu, funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent, pevnostní kontrola vybraných komponent, celková sestava zařízení a vybrané podsestavy a dílenské výkresy.

Jelikož zařízení bude ve styku s potravinou, je nutné při konstrukčním návrhu myslet na speciální normy, které se vztahují na stroje používané v potravinářském průmyslu.

1 PEKÁRENSKÝ PRŮMYSL

Již od pravěku se člověk snažil o výrobu pečiva. Prvním pečivem byly jednoduché placky pečené na rozehřátých kamenech. Těsto bylo složeno z rozdrcených zrn obilovin a vody. S rozvíjejícím se zemědělstvím a dostupnějšími surovinami se postupem času z těchto jednoduchých placek stala jedna z nejrozšířenějších potravin – chléb. S rostoucím počtem obyvatel přichází potřeba vyrábět více pečiva, proto současné pekárny požadují stále výkonnější automatické linky. Ty jsou schopny vyrábět tisíce kusů pečiva za hodinu, a to za přítomnosti minimální počtu lidí (obsluhy).

1.1 ROZDĚLENÍ PEČIVA

Pečivo vyráběné v současnosti můžeme rozdělit do čtyř základních skupin:

- chléb,
- běžné pečivo (rohlíky, housky, večky, ...),
- jemné pečivo (vánočky, koblihy, ...),
- speciální pečivo (preclíky, sušenky, ...).

Jednotlivé skupiny se mezi sebou liší hlavně použitými vstupními surovinami a technologií výroby. S tím souvisí nutnost užití odlišných strojů při přípravě těsta, jeho dělení, tvarování i kynutí.

Výroba chleba se dle receptury jeví jako nejjednodušší, ovšem příprava chlebového kvásku je časově náročná a vyžaduje specifické podmínky. Z těchto důvodů výrobci používají místo kvásku pekařské droždí. Toto zjednodušení má však negativní vliv na kvalitu chleba a jeho trvanlivost (chléb z droždí totiž rychleji stárne).

V následující tabulce je pro představu uvedeno typické složení těsta pro výrobu klasického chleba. Množství těsta se upravuje dle velikosti používaných díž. Poměry surovin se většinou přepočítávají na 100 kg vykvašeného těsta. Součet hmotností z tabulky je 101,2 kg. Z toho vyplývá, že cca 1 % hmotnosti je počítáno jako ztráta vzniklá kvašením.

Tab. 1 Složení chlebového těsta [6]

Surovina	Mouka pšeničná	Mouka žitná	Sůl	Droždí	Zakyselující přípravek	Zlepšující přípravek	Voda
Množství (kg)	35	23	1,2	1	1,5	0,5	39

V tabulce č.2 je uveden směšovací poměr vstupních surovin pro výrobu běžného pečiva. Můžeme si povšimnout, že na rozdíl od těsta chlebového jsou suroviny přidávány poměrově na 100 kg mouky.

Tab. 2 Složení těsta pro běžné pečivo [7]

Surovina	Mouka pšeničná	Sůl	Droždí	Tuk	Cukr	Zlepšující přípravek	Voda
Množství (kg)	100	1,5	4	5	1	1	48

Jemné a speciální pečivo má různorodou recepturu a většinou delší dobu trvanlivosti.

1.2 VÝROBNÍ LINKA NA CHLĚB

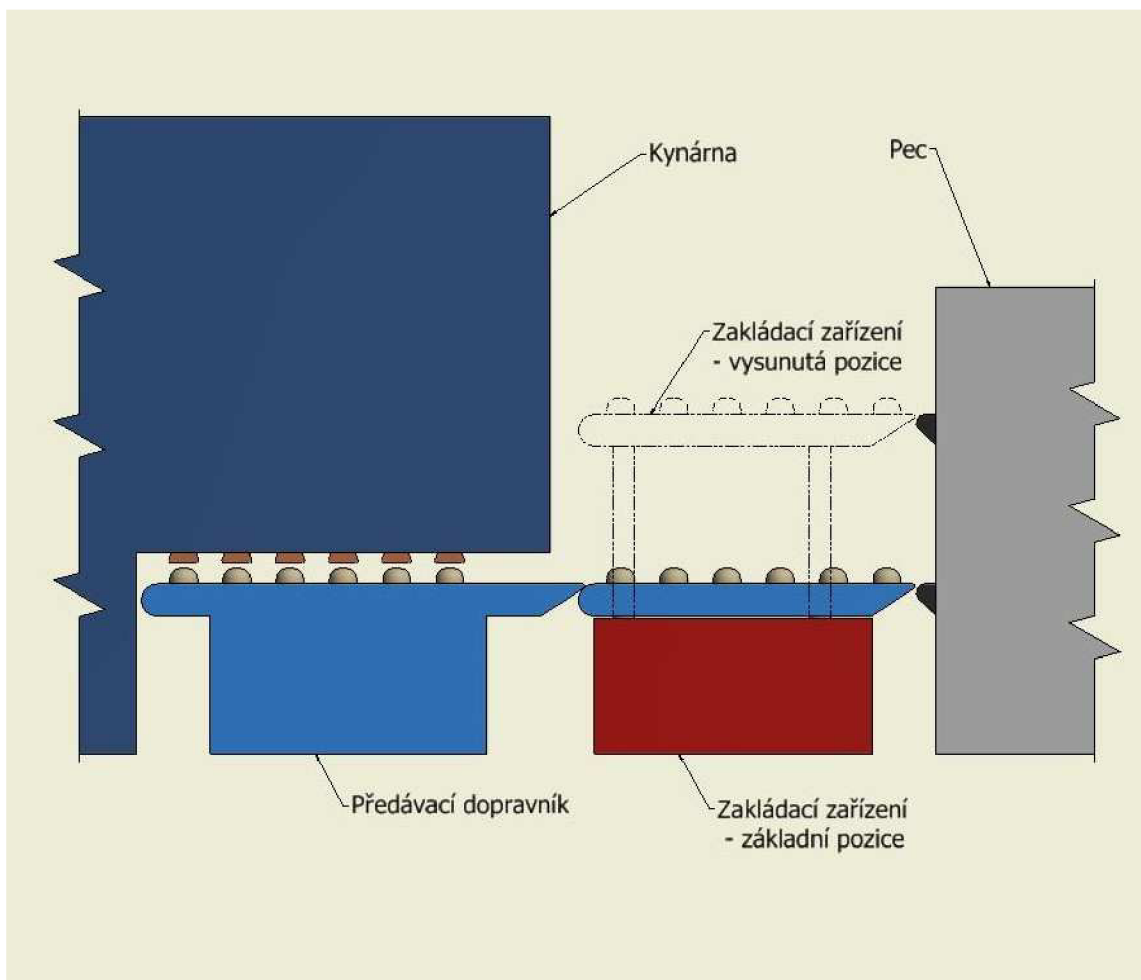
Jelikož zařízení, jehož návrh je předmětem této diplomové práce, bude nasazeno do chlebové linky, je zde uveden stručný popis strojů a postup výroby u linky tohoto druhu.

Referenční chlebová linka je vyobrazena v příloze 1. Pozice v ní uvedené se shodují s pozicemi v nadcházejícím textu.

Celý proces výroby chleba začíná přípravou těsta. Všechny potřebné suroviny jsou pomocí čerpadel a potrubí přivedeny do díže v hnětacím stroji. Zde technolog podle aktuálních podmínek v pekárně (teploty a vlhkosti vzduchu) může množství dané suroviny upravit. Po uhnětení je těsto z díže vyklopeno do zracího koše (poz. 1) umístěného nad dělicím strojem. Zde těsto zraje přibližně 15–30 minut. Doba zrání je dána podílem žitné a pšeničné mouky. Poté dávka, která může mít i 400 kg, je pomocí hradítka (poz. 2) umístěného ve spodní části koše postupně rozdělována na několik menších částí. Ty postupují do dělicího stroje (poz. 3), kde je těsto rozděleno na jednotlivé klonky (budoucí chleby) se stejnou gramáží, a odtud dále pokračují do vykulovacího stroje (poz. 4), kde se vykoulí. Toto zařízení může pracovat na principu dvou protiběžných pásů, jež jsou usazeny tak, aby tvořily tvar písmene V, nebo na principu otáčejícího se kuželu, kolem něhož klonky obíhají ve žlabech tvořících spirálu. Je-li třeba vytvořit oválný tvar, procházejí klonky navíc vyvalovacím strojem (poz. 5). Ten pracuje na principu dvou protiběžných, nad sebou umístěných pásů, mezi nimiž klonky procházejí. Po tvarování jsou klonky osazovacími zařízeními (poz. 6) umístěny do ošatek na závěsy kontinuální kynárny (poz. 7). Zde těsto při zvýšené teplotě a vlhkosti kyne přibližně 40–50 minut. Nakynuté klonky jsou dále vyklopeny na předávací dopravník (poz. 8), odkud putují na pás pece (poz. 9). Doba pečení je dána poměrem pšeničné a žitné mouky a pohybuje se mezi 40–90 minutami. Při výstupu chlebů z pece jsou horké bochníky poprášeny vodou pomocí vlašického zařízení a dále pokračují do chladírny (poz. 10), z níž je následně chléb expedován, nebo balen.

1.3 ZAKLÁDACÍ ZAŘÍZENÍ

V předchozí kapitole (1.2) byla demonstrována linka s jednoduchou (jednoetážovou) pecí. Tato práce se bude zabývat zakládacím zařízením, jenž bude umístěno místo předávacího dopravníku (poz. 8 v příloze 1). Jeho úkolem bude stejně jako v popsaném příkladě předávat nakynuté klonky z kynárny do pece, která ovšem bude mít dvě etáže (pater). Jak je patrné z obr.1, z jednoho výstupu kynárny budou klonky postupně rozdělovány do dvou pater pece.



Obr. 1 Schéma zakládání chlebů do pece

Z kynárny je během jednoho cyklu vyklopeno 6 řad chlebů na předávací dopravník, které jsou poté přesunuty na zakládací zařízení. To zůstává v základní pozici a všech 6 řad je založeno přímo na pás první etáže pece. Po vyprázdnění dopravníku zakladače je na něj přesunuto dalších 6 řad chlebů, zakladač s nimi vyjede do vysunuté pozice, kde proběhne založení do druhé etáže. Poté zakladač zaujme základní pozici a cyklus se opakuje.

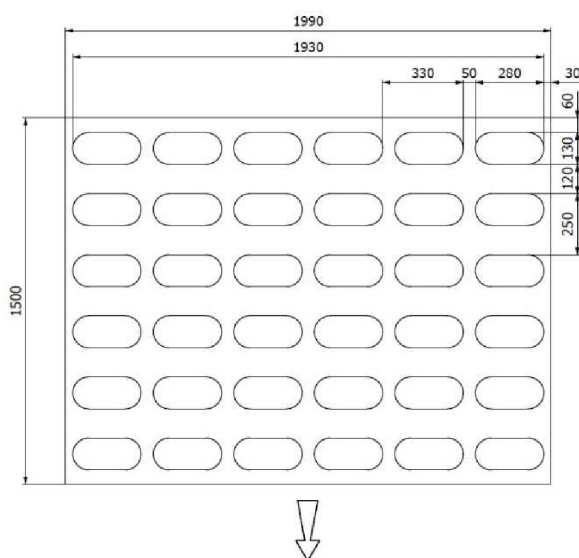
1.3.1 PARAMETRY KONKRÉTNÍHO ŘEŠENÍ

Zakládací zařízení bude navazovat na kynárnu, která má rozteč závěsů 250 mm. Jelikož se vyklápí 6 řad zároveň, je tato rozteč shodná s roztečí chlebů na předávacím dopravníku. Na zakladač navazuje pec se jmenovitou šířkou 2 100 mm. Skutečná šířka je dána počtem a velikostí chlebů v řadě. Z těchto skutečností můžeme definovat potřebné rozměry dopravníku zakladače.

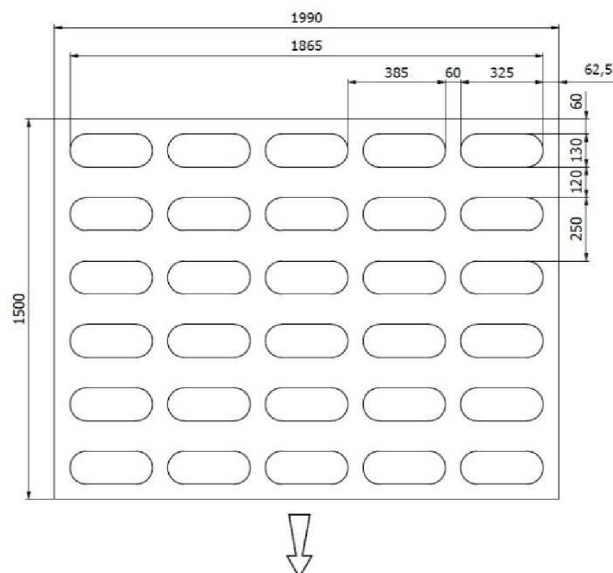
Zdvih zvedací části zakladače je dán rozdílem výšek jednotlivých etáží pece. V tomto případě je tedy zdvih 800 mm a výška pásu dopravníku v základní pozici je taktéž 800 mm.

Nosnost zvedacího mechanismu je závislá na hmotnosti samotného dopravníku a na celkové hmotnosti chlebů na něm umístěných.

Zařízení bude určeno pro dvě různé gramáže chlebů (800 g a 1 000 g). S rozdílnou gramáží souvisí také rozdílná velikost chleba a s tím také počet chlebů na závěsu kynárny. Z následujících obrázků a tabulky jsou patrné všechny potřebné parametry pro návrh zařízení.



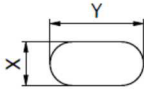
Obr. 2 Rozložení chlebů – 800 g



Obr. 3 Rozložení chlebů – 1000 g

Šířka pásu dopravníku musí vyhovovat oběma rozložením. Z obr. 2 a 3 je patrné, že šířka pásu se musí pohybovat okolo 1 990 mm.

Tab.3 Rozměry a rozložení chlebů

	Chléb 800 g	Chléb 1000 g
Rozměr X (mm)	130	130
Rozměr Y (mm)	280	325
Počet řad	6	6
Počet chlebů v řadě	6	5
Celkový počet chlebů	36	30
Celková váha chlebů (kg)	28,8	30

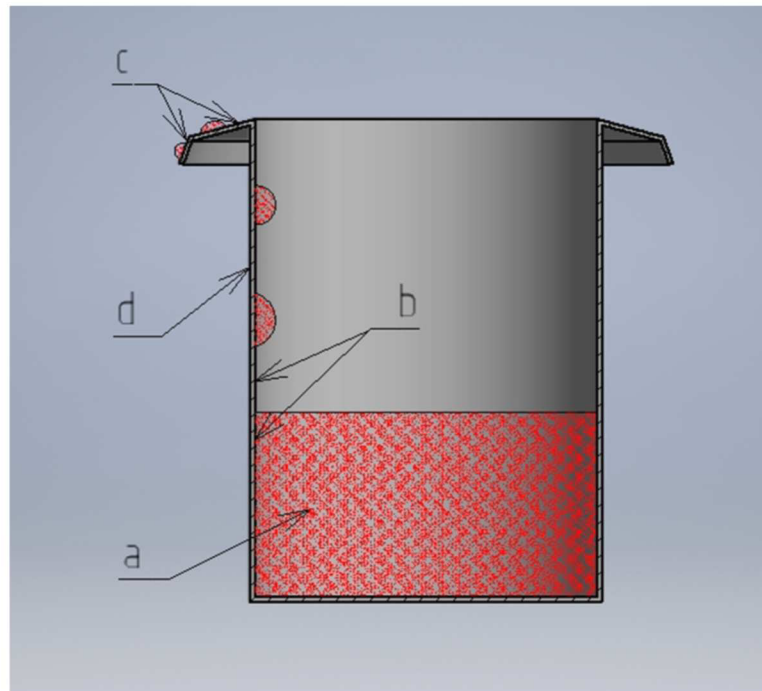
Z tabulky 3 vyplývá, že větší zatížení zakladače bude dáno konfigurací 6 x 5 chlebů o hmotnosti 1000 g. Celkové zatížení bude tedy 30 kg.

2 STROJE V POTRAVINÁŘSKÉM PRŮMYSLU

Při návrhu jakýchkoliv strojů je nutné dbát bezpečnostních norem k danému typu stroje. Jde-li o stroje pracující v přímém styku s potravinou, jsou na ně kladeny speciální požadavky. Proto je již při navrhování nového stroje nutné řídit se určitými hygienickými, materiálovými a konstrukčními požadavky danými normou ČSN EN 1672-2+A1[8]. Jejich nedodržením může totiž dojít ke vzniku hygienických rizik a ke kontaminaci potravy.

U potravinářských strojů a zařízení je podle výskytu potravy možno rozlišit tři oblasti:

- Potravinová oblast – místa, kde je potrava v přímém kontaktu s částí stroje.
- Oblast vystříknutí – místa, na kterých se může potrava za určitých podmínek vyskytnout. Z této oblasti se potrava nemůže vrátit zpět do oblasti potravinové.
- Nepotravinová oblast – místa, u nichž se nepředpokládá styk s potravou.



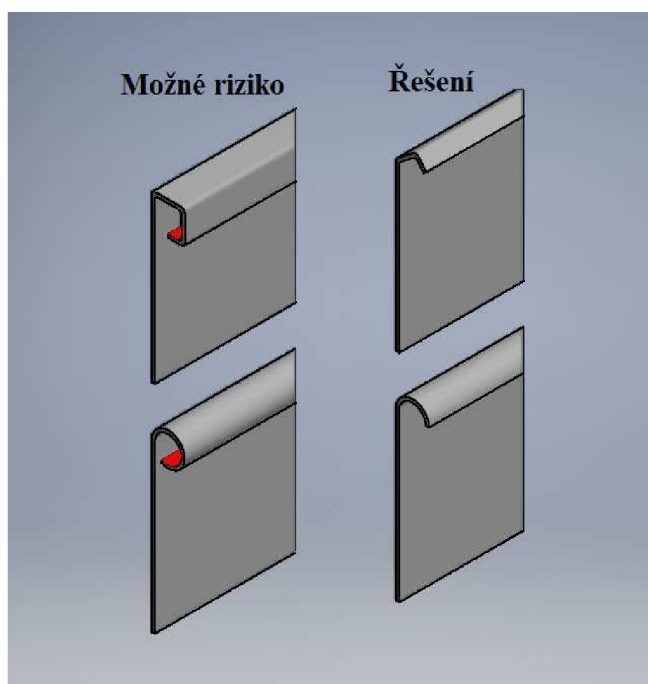
Obr. 4 Oblasti potravinářských strojů

Tab. 4 Legenda k obr. 4

a	Potravina
b	Potravinová oblast
c	Oblast vystříknutí
d	Nepotravinová oblast

2.1 HYGIENICKÉ POŽADAVKY

Navrhované zařízení musí být pro potraviny bezpečné. Je tedy nutné odstranit všechna možná hygienická rizika tak, aby nemohlo dojít ke kontaminaci potravin mikroorganismy, toxiny nebo škůdci. Všechny části stroje, a především části potravinové oblasti, musí být dobře přístupné pro čištění. Na obrázku 5 jsou vidět dva příklady konstrukčního řešení, při nichž by mohlo vzniknout hygienické riziko. Jsou zde také uvedena jejich možná řešení zabráňující případné kontaminaci potravin.



Obr.5 Tvarování lemu

Je rovněž vhodné používat materiály s takovou povrchovou úpravou, jež zabraňuje korozi a má minimální drsnost povrchu (broušení, leštění).

2.2 MATERIÁLOVÉ POŽADAVKY

V potravinářském průmyslu jsou kladeny velké nároky na čistotu. Konstrukční materiály musí odolávat korozi, vzniku trhlin a otěru. Také se z nich nesmí do potravin uvolňovat žádné pachy ani chutě.

Uvedené požadavky splňují korozivzdorné oceli obsahující minimálně 12 % chromu. Díky tomu jsou stále i v náročných podmínkách (vlhko, teplo, ...) a odolné vůči agresivním látkám. Jejich další výhodou je dobrá tvářitelnost. Většina druhů je dobře svařitelná i obrobitelná. Významnou vlastností je také leštitelnost umožňující vytvoření velmi hladkých, a tedy dobře čistitelných povrchů.

Tab. 5 Vlastnosti a použití korozivzdorných ocelí

Označení EN	Vlastnosti	Použití
1.4031	Dobře obrobitelná, zaručená svařitelnost, vysoká pevnost	Osy, hřídele, čepy
1.4305	Dobrá obrobitelnost na automatech, špatná svařitelnost	Spojovací materiál, pouzdra
1.4301	Zaručená svařitelnost, dobrá tvářitelnost za studena, dobrá leštitelnost, náchylnost k mezi krystalické korozi	Potravinářství, stavebnictví, výroba nábytku
1.4306	Shodné s 1.4301, vyšší odolnost vůči mezi krystalické korozi	Shodné s 1.4301
1.4404	Zaručená svařitelnost, dobrá obrobitelnost a leštitelnost, odolnost vůči plošné a mezi krystalické korozi	Tlakové nádoby, farmaceutický, chemický, potravinářský průmysl

2.3 KONSTRUKČNÍ POŽADAVKY

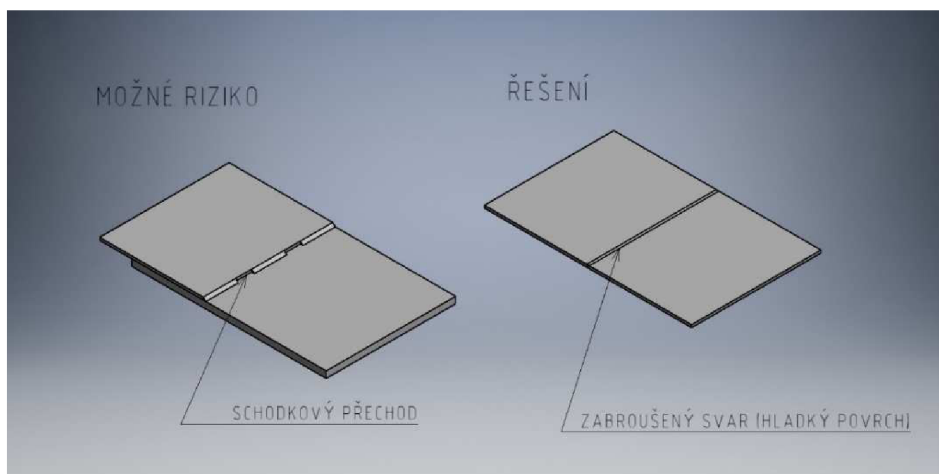
2.3.1 POTRAVINOVÁ OBLAST

Na površích těchto strojů nesmí dojít k zachycení potravin, neboť jejich částičky zachycené v těchto prostorách představují riziko kontaminace. Proto musí být povrchy hladké, bez otvorů a štěrbin. Kromě toho musí být dobře utěsněné, aby bylo zabráněno úniku potravin, případně vniknutí nežádoucích látek do potravinové oblasti.

Konstrukční řešení by nemělo obsahovat žádné mrtvé prostory, neboť právě v nich by mohlo docházet k zachytávání a hromadění zbytků produktu. Jsou-li však tyto prostory technicky nutné, musí být dobře přístupné pro čištění, případně dezinfikování.

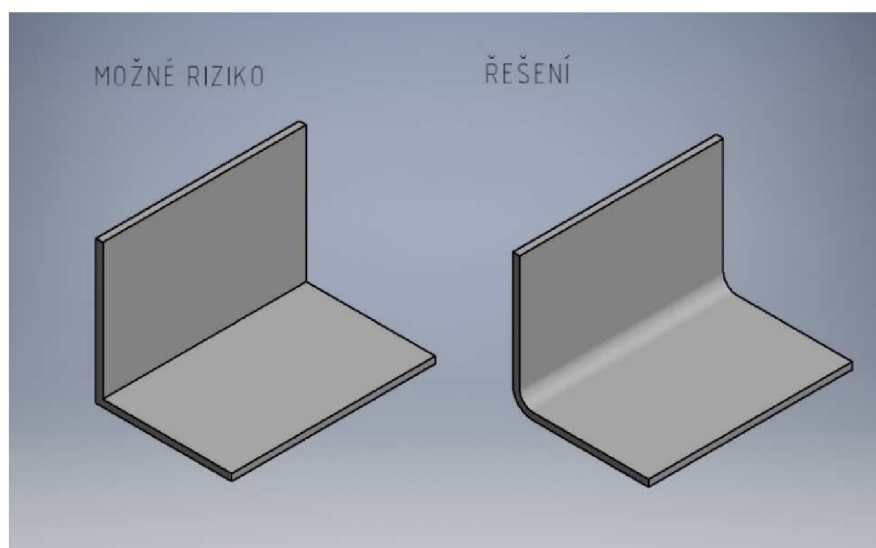
Ložiska a další mazané součásti by měly být uloženy mimo potravinovou oblast, aby nedošlo ke kontaminaci produktu mazivem. V případech, kdy je nutná přítomnost těchto komponent, je nutné zajistit, aby byla mazána mazivem, které je slučitelné s potravinou.

Spojování jednotlivých celků musí být provedeno například pomocí zabroušeného svaru (obr. 6). Spoje pomocí spojovacích lišt, přesazení nebo lemů jsou nepřijatelné. Při použití rozebíratelného spoje (šroubového spoje) je nutné dodržet hygienické lícování a zajistit hladký přechod. Použití spojovacího materiálu, jako jsou např. šrouby, matice nebo nýty, se v potravinové oblasti nedoporučuje. Je-li to však z konstrukčního hlediska nutné, musí být k těmto místům zajištěn takový přístup, aby byla dobře čistitelná.



Obr.6 Konstrukce spojů

Na konstrukci se nesmí vyskytovat ostré vnitřní úhly (obr. 7), ale musí být zaoblené. Pro dobrou čistitelnost je minimální poloměr zaoblení 3 mm. Obecně platí, že čím větší poloměr, tím lepší čistitelnost, proto se doporučuje poloměr zaoblení vyšší.



Obr.7 Konstrukce vnitřních úhlů

2.3.2 OBLAST VYSTRÍKNUTÍ

Jelikož části potravin uniklé do této oblasti se již k dalšímu zpracování nevrací, nejsou konstrukční požadavky na tuto oblast tak striktní. Povrchy nemusejí být dokonale hladké (povoleny větší hodnoty Ra), vnitřní úhly mohou mít menší poloměry, mazivo používané na strojní součásti (ložiska) nemusí být potravinářské a spojovací materiál může do této oblasti běžně zasahovat.

2.3.3 OBLAST NEPOTRAVINOVÁ

V této oblasti by již nemělo dojít k žádnému styku s potravinou, proto je zde možno použít jakýchkoliv materiálů. Je ovšem nutné zajistit, například vhodnou povrchovou úpravou (nátěrem), aby bylo minimalizováno riziko vzniku koroze. I zde však nesmí vzniknout žádné prostory, které by umožňovaly zadržování vlhkosti, vniku škůdců nebo hromadění nečistot.

3 REŠERŠE MOŽNÝCH ŘEŠENÍ

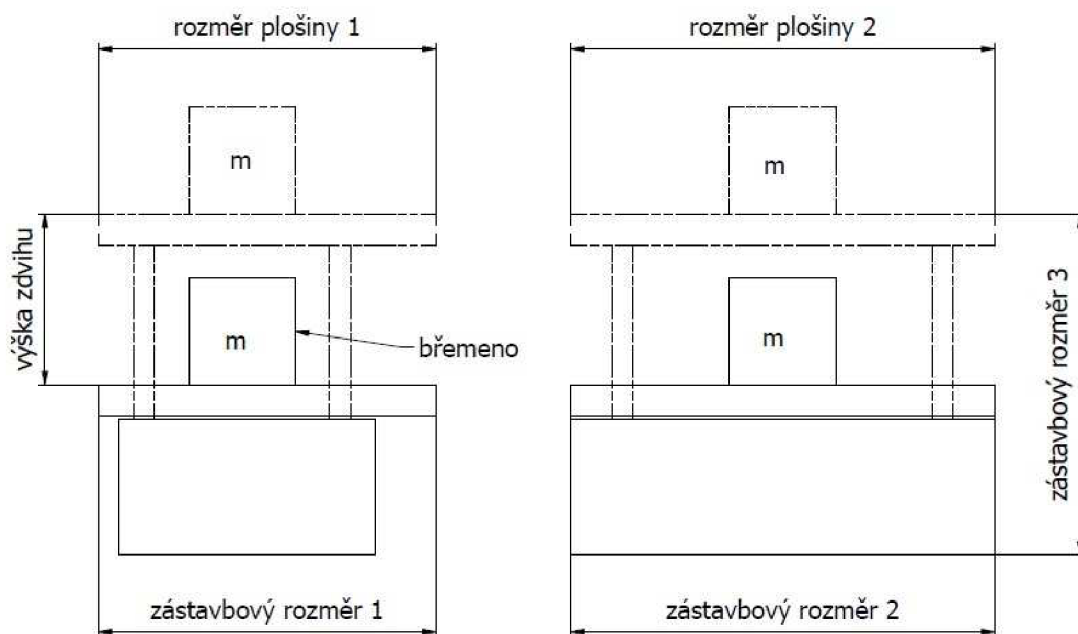
Jak bylo popsáno v kapitole 1.3, celé zařízení se bude skládat ze zvedacího mechanismu a z dopravníku na něm umístěném. Na následujících stránkách je uveden přehled možných řešení obou částí zařízení.

3.1 ZVEDACÍ MECHANISMUS

Samotný zdvihací mechanismus je možné připodobnit plošinovým zvedákům či dílenským zvedákům určeným například pro zvedání automobilů. Tyto zvedáky usnadňují přesun těžkých břemen do požadovaných výšek. Dráha jejich pohybu je přesně dána zvedacím mechanismem.

Jednotlivé druhy mechanismů se od sebe liší v několika základních technických parametrech, kterými jsou:

- výška zdvihu – vzdálenost mezi hranou plošiny při složeném a plně vysunutém stavu;
- nosnost – maximální hmotnost břemene, které lze zvednout;
- rozměry – zástavbová velikost a velikost plošiny.



Obr. 8 Schéma zdvihacího zařízení

3.1.1 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK

Nejjednodušším typem zvedacího mechanismu je jednonůžkový mechanismus (obr. 9), který se skládá ze základního rámu (poz. 1), ramen mechanismu (poz. 2), pohonu zdvihu (poz. 3) a zvedané plošiny (poz. 4).



Obr. 9 Nůžkový zvedák [13]

Výhodou tohoto řešení jsou malé zástavbové rozměry, které nepřesahují velikost pracovní plošiny. Mají plynulý chod, velký rozsah zdvihů při zachování nízké výchozí výšky a velkou nosnost. Celkový zdvih omezuje délka použitých ramen. Pro velké zdvihy je možno užít vícenůžkového mechanismu (obr. 10). Pro velká zatížení je možné využít tandemového mechanismu (obr. 11). Nůžkové zvedáky mohou být díky své konstrukci nejen stacionární, ale i mobilní, a to včetně vlastních poháněných podvozků.



Obr. 10 Vícenůžkový zvedák [14]



Obr. 11 Tandemový nůžkový zvedák [15]

Pohon nůžkového zvedáku může být řešen několika způsoby. Tím nejrozšířenějším je **pohon hydraulický** (obr. 9). Jeho hlavním prvkem je přímočarý hydromotor, jehož výhodou je velká síla, malé zástavbové rozměry a možnost uložení všech hydraulických komponent do základního rámu plošiny. Pro velké nosnosti se používá více hydromotorů paralelně zapojených do obvodu.

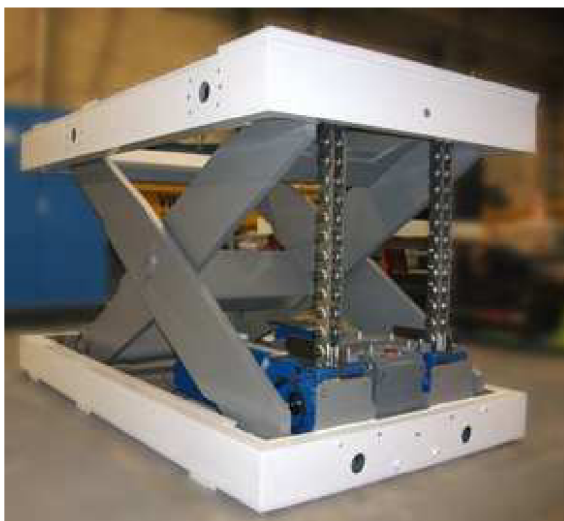
Dalšími možnými řešeními pohonu zdvihu jsou:

- 1) **Pohybový šroub**, který je uložen vodorovně s rovinou plošiny. Jeho otáčením se k sobě ramena nůžek přibližují a plošina se zvedá. Jak je patrné z obr. 12 použití pohybového šroubu vyžaduje složitější konstrukci zvedáku. Výhodou ale je, že při použití samosvorného šroubu si plošina udržuje aktuální pozici i při vypnutí elektromotoru.

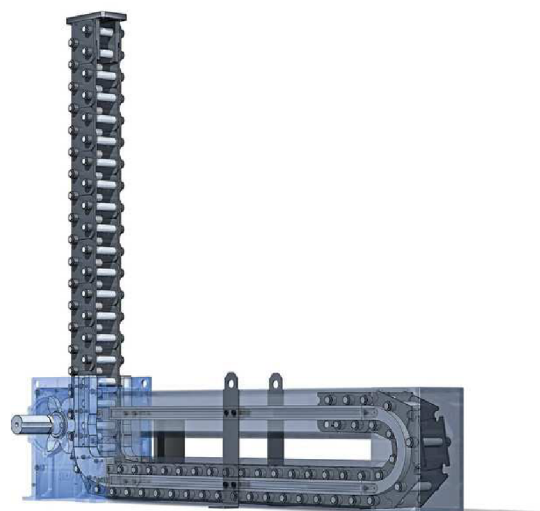


Obr. 12 Pohon pohybovým šroubem [16]

- 2) **Tlačný řetěz**, jehož funkce spočívá v tom, že převodovka s řetězovým kolem vysouvá řetěz ze zásobníku do vertikální pozice. Vzniká tak sloup, který postupně zvedá plošinu. Převodovka a zásobník jsou uloženy v základním rámu a nezabírají místo okolo zvedáku. Existují dva druhy tlačných řetězů. U prvního z nich je vyžadováno vedení, které zabraňuje zhroucení vytvářeného sloupu. Druhý druh má bočnice speciálního tvaru se zámky, které při vertikalizaci zapadají do sebe. Tím vzniká pevný sloup nevyžadující vedení.



Obr. 13 Pohon tlačným řetězem [17]



Obr. 14 Detail tlačného řetězu [18]

- 3) **Pneumatický měch** (obr. 15), jehož výhodou je jednoduchá aplikace a čistota provozu. Jako zdroj energie je využíván stlačený suchý a čistý vzduch. Pro větší nosnosti je možné k sobě paralelně spojit více měchů a v případě potřeby vyššího zdvihu je možno měchy sériově řadit nad sebe. Stlačený vzduch je také možno využít pro pohon **přímočarých pneumatických motorů** (obr.16).



Obr.15 Pohon pneumatickým měchem [19]

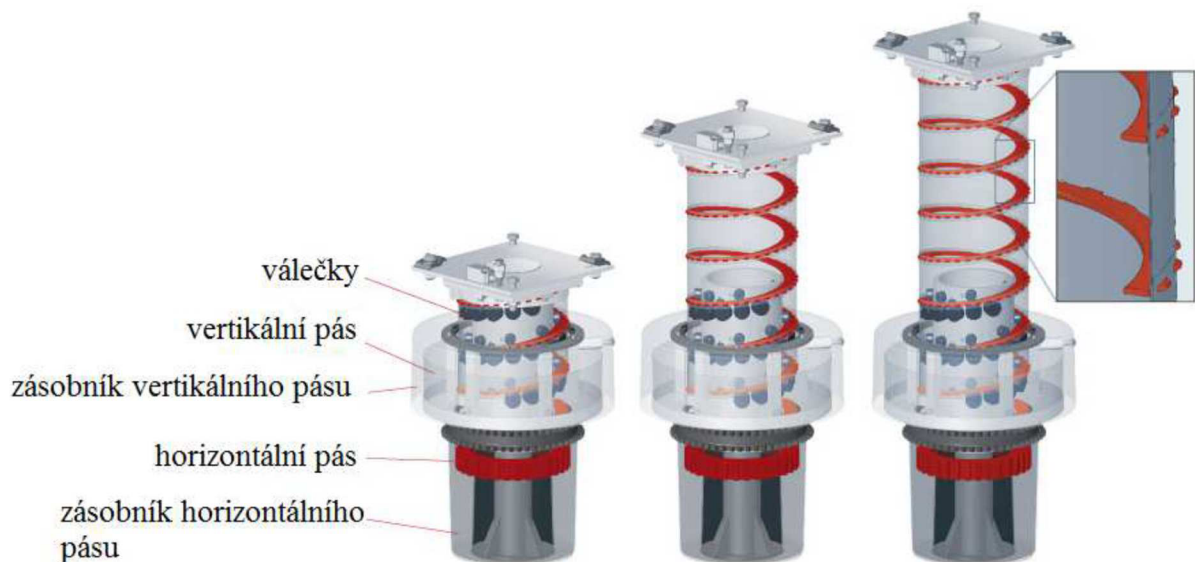
Obr.16 Pohon pneumatickým přímočarým motorem [20]

- 4) **Elektromechanický akutátor**, který se skládá z elektromotoru, jenž přes převodovku a pohybový šroub převádí rotační pohyb na translační pohyb sloupu. Převodovka (šneková nebo čelní) otáčí pohybovým šroubem uloženým v neotáčející se kuličkové matici. Vysouvání nebo zasouvání sloupu je dáno směrem otáčení elektromotoru.



Obr. 17 Lineární akutátor [21]

5) Spiralift pracuje na principu skládání dvou pružných pásů plechu. Ty vzájemně zapadají do zámků, čímž se konstrukce zpevňuje a vytváří se teleskopický sloup. Vertikální pás je pomocí válečků z otáčejícího se zásobníku vysouván a zapadá do zámků horizontálního pásu. Výhoda tohoto pohonu spočívá ve velké úspoře prostoru, jelikož složený nosný vertikální pás vypadá jako navinutý kinofilm, v němž je uprostřed uložena pružina.



Obr. 18 Pohon Spiralift [22]

3.1.2 SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Dalším možným konstrukčním řešením zdvihového mechanismu je sloupový zvedák, který je využíván pro zdvih vozidel v autoservisech. Nejčastěji se používají dvousloupové zvedáky (obr. 19) skládající se z ocelových sloupů (poz. 1) pevně ukotvených k podlaze. K nim jsou připevněna ramena (poz. 2), na nichž je umístěno zvedané břemeno nebo plošina. Zdvih ramen je realizován různými druhy pohonu (poz. 3), jako je například elektromechanický nebo elektrohydraulický pohon. U dvousloupového zvedáku je pohon umístěn většinou jen v jednom ze sloupů a propojení k druhému je vedeno v ocelovém krytu mezi sloupy (poz. 4). Výhodou tohoto spojení je zaručený synchronizovaný zdvih na obou stranách.

Předností sloupových zvedáků je především příznivá cena, avšak jejich nevýhodou jsou velké zástavbové rozměry, které přesahují maximální možný rozměr zvedaného břemene a skutečnost, že jeho konstrukce a nutnost propojení sloupů v podstatě neumožňuje výrobu mobilního sloupového zvedáku.



Obr.19 Dvousloupový zvedák [23]

Pro pohon zdvihu u sloupových zvedáků se nejčastěji používá:

- 1) **Elektromechanický pohon** zahrnuje matici a pohybový šroub, kterým otáčí elektromotor. Přenos točivého momentu na druhý sloup je řešen pomocí kardanu nebo řetězového převodu. Možné je taktéž užít dvou elektromotorů a dvou pohybových šroubů (jeden pro každý sloup), potom však musí být zajištěna elektronická synchronizace obou elektromotorů.
- 2) **Elektrohydraulický pohon** zahrnuje také elektromotor, jenž je umístěn na jednom ze sloupů a pohání čerpadlo. To dodává hydraulický olej k přímočarým hydromotorům, pomocí nichž je zdvih realizován. Přívod kapaliny k druhému sloupu je uložen v krytu mezi sloupy. V něm je také veden systém kladek a ocelových lan nebo řetězů, který zajišťuje synchronizaci zdvihu.

Méně častěji je možné setkat se s dalšími druhy sloupových zvedáků, jako jsou:

- 1) **Jednosloupové zvedáky** jsou prostorově úspornějším řešením (obr. 20), neboť mají menší zástavbové rozměry. S tím však souvisí i nižší nosnost a nutnost masivnější konstrukce sloupu, ramene i kotevní konstrukce. Pohon tohoto zvedáku bývá řešen podobně jako u dvousloupového, ovšem bez přenosu ovládacích sil na druhý sloup.
- 2) **Čtyřsloupové i vícesloupové zvedáky** (obr. 21) jsou využívány pro vyšší nosnosti. Sloupy na obou stranách bývají propojeny plošinami, které nahrazují ramena. Pohon zdvihu je realizován jedním hydraulickým válcem, který ovládá soustavu lan a kladek, pomocí níž je plošina zvedána.



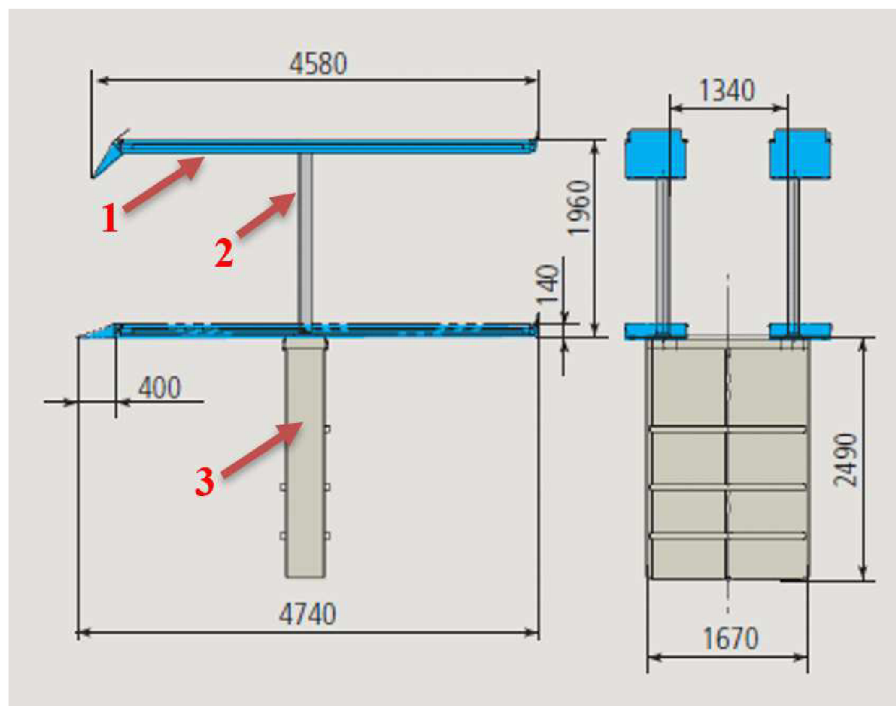
Obr. 20 Jednosloupový zvedák [24]



Obr. 21 Čtyřsloupový zvedák [25]

3.1.3 PÍSTOVÝ ZVEDÁK

Pístový zvedák (obr. 22) je zřejmě nejelegantnějším, prostorově nejméně náročným, ale také nejdražším řešením. Je tvořen plošinou (poz. 1), jež je zvedána hydraulickými válci (poz. 2) uloženými v kazetě (poz. 3). Ta bývá společně s ostatními hydraulickými komponenty většinou zabetonována do podlahy. Díky tomu plošina nezabírá mnoho místa v pohotovostním ani ve vysunutém stavu. Používaná provedení mají jednu nebo dvě pístnice a používají se pro zdvih velmi těžkých břemen (až 60 t). Tyto zvedáky mohou být vybaveny vodotěsnou kazetou a odolnými pístnicemi, které umožňují použití v prašných a vlhkých prostředích. Běžně se používají jednopístové (obr. 23) a dvoupístové (obr. 24).



Obr.22 Schéma pístového zvedáku [26]



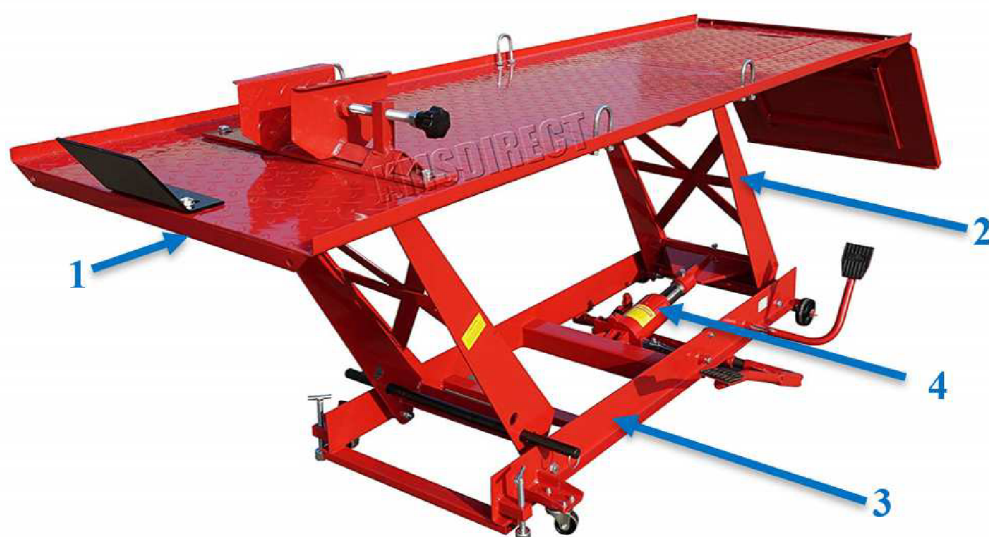
Obr. 23 Jednopístový zvedák [27]



Obr. 24 Dvoupístový zvedák [28]

3.1.4 NÍZKOZVDIŽNÉ ZVEDÁKY

Pro zdvihy do jednoho metru se používají zvedáky pracující na principu paralelogramu (obr. 25). Plošina (poz. 1) zvedáku je spojena rotační vazbou s jednotlivými rameny (poz. 2), která jsou uložena v základním rámu (poz. 3). Pohon zdvihu (poz. 4) bývá realizován většinou hydraulickým válcem uloženým mezi rameny a plošinou, mezi jednotlivými rameny nebo mezi základnou a rameny. Další možnosti pohonu jsou shodné s nůžkovými zvedáky. Výhodou je lehká konstrukce, proto tento typ zvedáků bývá často konstruován jako mobilní. Nevýhodou paralelogramového mechanismu je, že při zdvihu se zvedák nepohybuje jen vertikálně, ale také horizontálně. Zástavbové rozměry jsou pro tento typ mechanismu větší a není možné jej využít v aplikacích, kde je nutný pouze přímočarý vertikální pohyb.

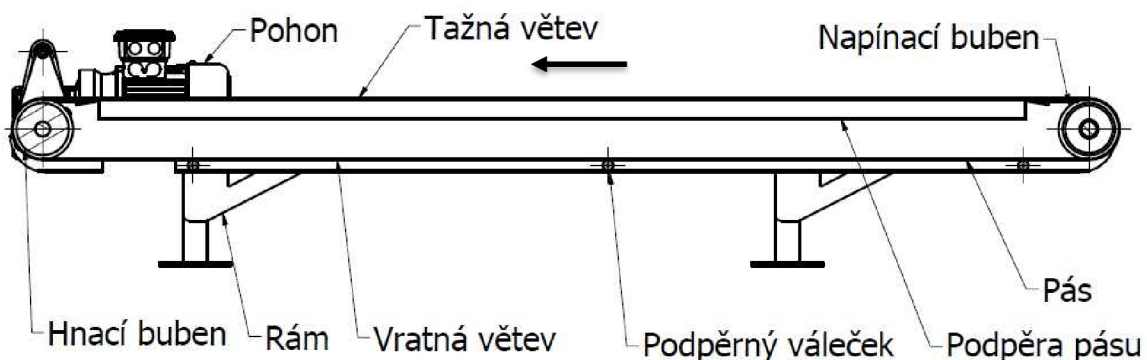


Obr. 25 Mobilní paralelogramový zvedák [29]

3.2 DOPRAVNÍK

Dopravní systémy mohou být rozděleny podle mnoha kritérií, např.: druhu pohonu (s tažným elementem nebo bez), mobility (stacionární, pojízdné, přemístitelné, ...) nebo druhu přepravovaného materiálu (pásové, válečkové, článkové, ...).

Jelikož bude dopravník sloužit k dopravě nakynutých chlebů, budou dále uvažovány jen ty druhy dopravníků, které svou konstrukcí tuto aplikaci umožňují. Je to **pásový dopravník**. Jedná se o druh dopravníku s tažným elementem (pásem). Na následujícím schématu (obr. 26) jsou zobrazeny základní komponenty dopravníku.



Obr. 26 Řez pásovým dopravníkem

Pás dopravníku je v přímém kontaktu s potravinou, pohybujeme se tedy v potravinové oblasti. Z tohoto důvodu musí být pás vyroben z materiálu, který eliminuje jakékoliv riziko kontaminace, je tedy z hygienického hlediska bezpečný. V následujících podkapitolách je uveden přehled typů pásů použitelných pro daný účel.

3.2.1 PLASTOVÉ PÁSY

Plastové pásy jsou vyrobeny z několika vrstev, tou základní je tkanina. K ní se dle požadavku na vlastnosti a použití pásu přidávají vrstvy polymerů, např. PVC, polyuretan nebo polyester.

Plastové pásy určené pro potravinářský průmysl jsou odolné vůči vysokým i nízkým teplotám, tukům, opotřebení, třepení a jejich horní vrstva umožňuje snadné odebírání výrobků.

Tyto pásy se spojují nerozebíratelným spojem a vzniká tak „nekonečný“ pás. Horní vrstva pásů může být dle požadavku profilována (kruhy, čtverce, příčně, či podélně). Pásy mohou být také osazeny našeči (pro šikmé dopravníky), bočnicemi nebo vodičmi profily (vedení pásu). Jako hnací element se používá hnací bubek, který může být pro lepší záběr bez prokluzu pogumovaný a pro vystředění pásu může být opatřen kónickými konci.



Obr. 27 Syntetický pás [30]

3.2.2 TKANÉ PÁSY

Tyto pásy jsou utkané z přírodních (bavlna, len) nebo syntetických (polyamid, polystyren) vláken. Jsou odolné vůči tahu, opotřebení, vysokým i nízkým teplotám. Jejich velkou výhodou je schopnost přechodu pásu přes válečky malých průměrů. Umožňují tedy předávání malých výrobků na další dopravníky. Stejně jako u syntetických pásů se pro pohon používají hnací bubny, které mohou být opatřeny kónickými konci i pogumované.

Tkané pásy jsou vyráběny zákazníkovi na míru jako nekonečné (nejsou rozpojitelné) nebo se spojem (sešité kovovou strunou). Mohou být taktéž doplněny vodícími profily pro středění dráhy pásu. Vrchní vrstvy nanesené na tkaninu lze rovněž profilovat.



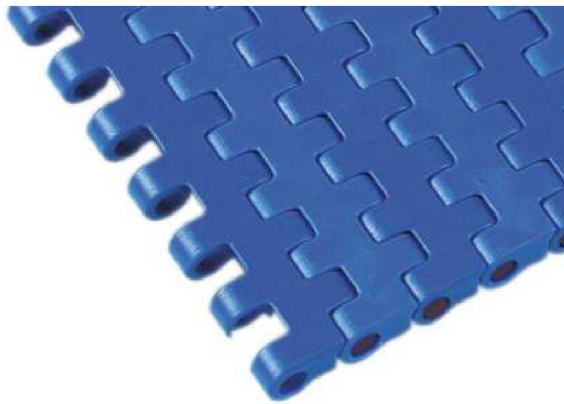
Obr. 28 Tkaný pás [31]

3.2.3 MODULÁRNÍ PÁSY

Modulární pás je tvořen plastovými články, které jsou vzájemně spojeny spojovacími tyčinkami. Články jsou vyrobeny z odolných plastů, např. z polypropylenu nebo z polyethylenu. Z článků můžeme složit pásy různých šířek. Rozteč článků se pohybuje od 8 mm (určeno pro malé poloměry ohybu) až po 63,5 mm, čímž se dosáhne velké pevnosti v tahu.

Předností těchto pásů je nejen vysoká pevnost, otěruvzdornost, nízký koeficient tření či jednoduchá údržba, ale především odolnost vůči vysokým teplotám, nárazově i 230°C.

Pohon je realizován hnací hřídelí, na které jsou uložena hnací ozubená kola. Ta zapadají do jednotlivých článků a zastávají tak i funkci bočního vedení pásu. Jako příslušenství je k pásům dodáváno velké množství různých unašečů, rolen, bočnic nebo vodící moduly.



Obr. 29 Modulární pás [32]

3.3 ZVOLENÁ KONCEPCE ŘEŠENÍ

Po zvážení všech možných kritérií byla zvolena následující řešení základních částí:

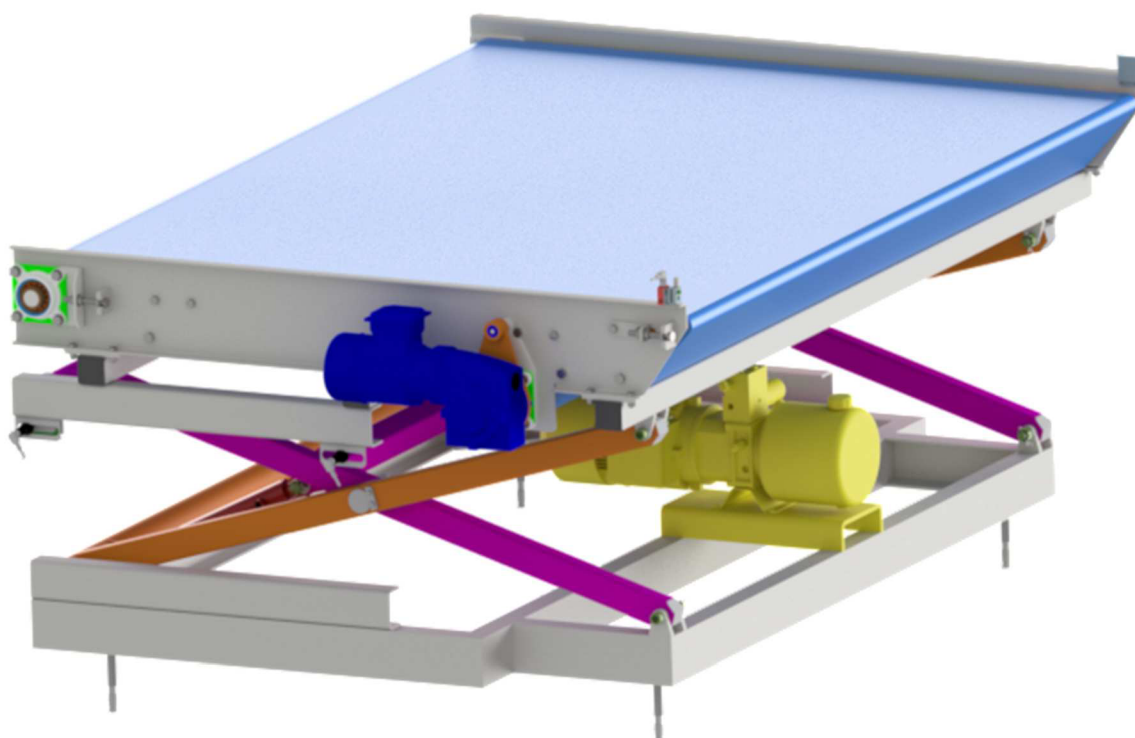
- **Mechanismus zvedáku**>> Nůžkový mechanismus: Je to nejjednodušší mechanismus, který bude lehce přemístitelný a jednoduchý pro finální montáž. Má ideální zástavbové rozměry, jelikož jeho konstrukce nebude přesahovat rozměry dopravníku na něm umístěném. Pro zdvih 800 mm bude dostačovat jednonůžkový mechanismus.
- **Pohon zdvihu**>> Hydraulický: Hydraulická pohonná jednotka zdvihu bude umístěna pod dopravníkem, takže nebude nutné vyčlenit pro ni jakýkoli další prostor v budově pekárny. Také případná modifikace pro větší zátěže bude jednodušší, neboť lze přidat další hydromotory připojené paralelně ke stávajícím.
- **Pás dopravníku**>> Modulární: Modulární pás umožňuje jednoduchou montáž i výměnu pásu. Přidáním, či odebráním článků bude možné měnit jeho celkovou délku. Hnací i vratná hřídel má výrobně nenáročnou konstrukci tvořenou nakupovanými řetězovými koly. Pás dopravníku bude napínán průhyby pásu mezi podpěrnými válečky ve vratné větvi. Nastavitelnou vratnou hřídelí bude možno v malých mezích upravovat délku dopravníku.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá návrhem zvolených koncepčních řešení základního zařízení a popisem jednotlivých konstrukčních celků.

Celé základní zařízení se bude skládat ze dvou základních podsestav:

1. Dopravník
2. Zvedací mechanismus



Obr. 30 Sestava základního zařízení

Pro návrh a kontrolní výpočet zvedací části budou stěžejními vstupními parametry zatěžující síly, jež plynou jednak z hmotnosti přepravovaných klonků na dopravníku (viz kapitola 1.3) a jednak od celkové hmotnosti samotného dopravníku. Z tohoto důvodu bude nejdříve navržena koncepce dopravníku. Zatěžující síla pak bude dána hmotností vypočítanou modelovacím programem.

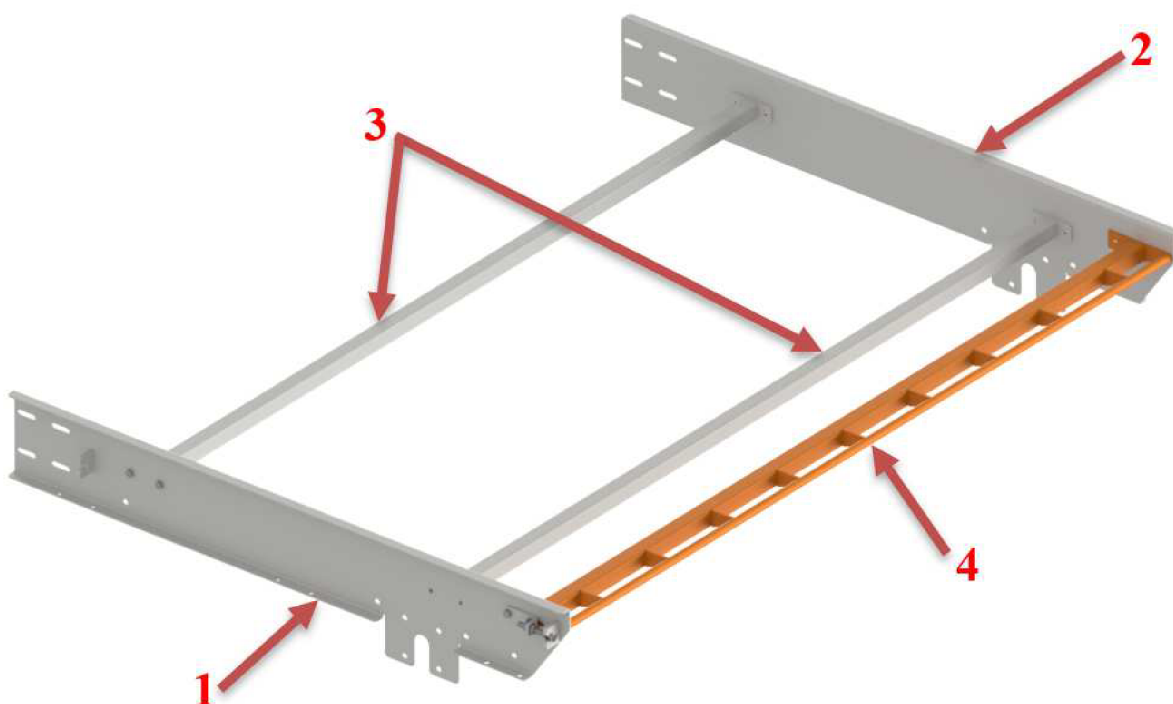
Návrh a koncepční řešení všech částí včetně 3D modelu byl zpracován v programu Autodesk Inventor 2020.

4.1 KONSTRUKCE DOPRAVNÍKU

Celková konstrukce dopravníku bude řešena tak, aby byla samonosná, to znamená pevnostně nezávislá na zvedacím zařízení. Dopravník bude tedy možné ze zvedáku jednoduše demontovat a po doplnění nožiček či podstavce může fungovat jako samostatné zařízení. V níže uvedených kapitolách budou popsány jednotlivé části dopravníku.

4.1.1 RÁM

Rám dopravníku se bude skládat z bočnic (poz. 1,2) spojených dvěma jednoduchými příčnicí (poz. 3) a jedním příčnicí (poz. 4), který bude zároveň plnit funkci předávací hrany pásu. Všechny tyto komponenty budou spojeny šroubovými spoji. Bočnice budou ohraňené výpalky z plechu tloušťky 4 mm. Příčnice budou tvořeny uzavřenými profily o rozměrech 40 x 40 mm s tloušťkou stěny 3 mm. Předávací hrana bude tvořit tyč o průměru 20 mm. Příčnick s touto hranou bude možno podélně nastavovat v rozmezí ± 15 mm. Tímto bude umožněno nastavit hranu dopravníku tak, aby bylo dosaženo ideálního předávání klonků na pás pece. Části konstrukce budou vyrobeny z nerezavějící oceli 1.4301. Stejně tak spojovací materiál je v provedení nerez.



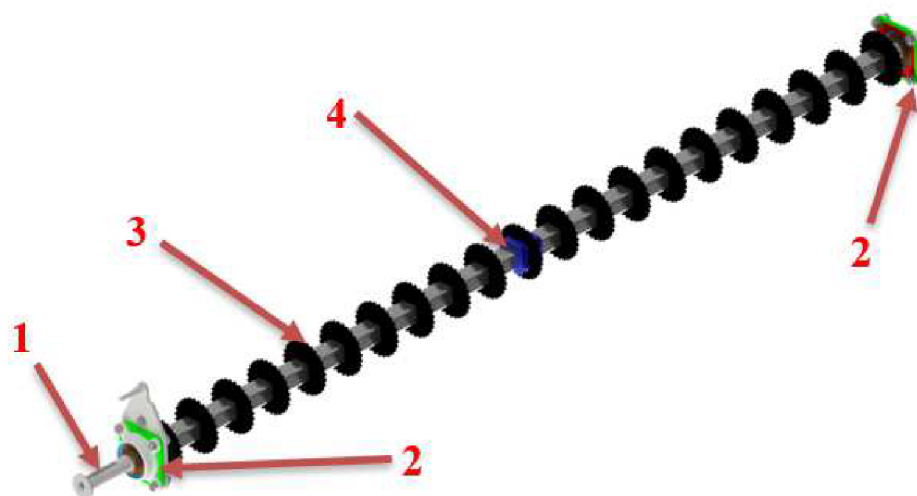
Obr. 31 Rám dopravníku

4.1.2 PÁS

Byl zvolen modulární článkový pás typ M-QNB-C firmy Ammeraal Beltech s.r.o. [38]. Rozteč článků (12,7 mm) tohoto pásu umožňuje vytvořit předávací hranu dopravníku s dostatečně malým rádiusem pro předání klonků. Včetně tloušťky pásu bude výsledný rádius v tomto případě 18,8 mm. V kapitole 1.3.1 byla určena potřebná šířka pásu, z katalogu výrobce byla vybrána standardně dodávaná šířka 1983 mm s hmotností pásu 12,1 kg na metr jeho délky. Dopínání tohoto pásu bude řešeno jeho průvěsem mezi podpěrnými válečky ve vratné větvi.

4.1.3 HNACÍ HŘÍDEL

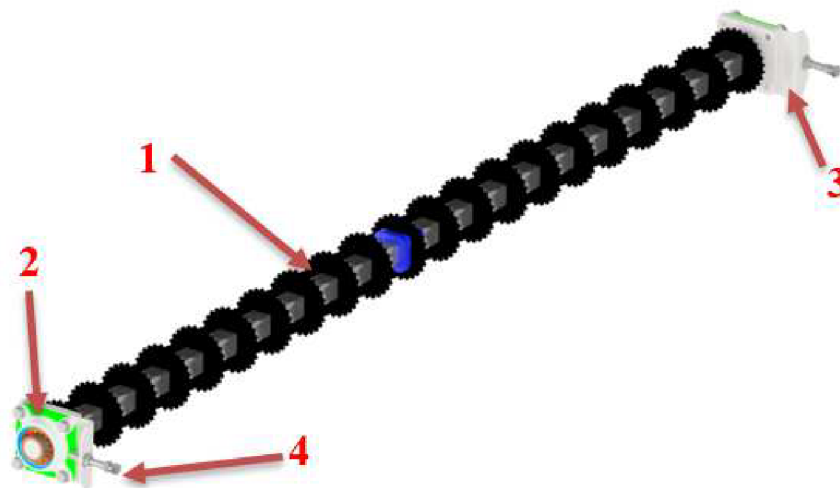
Hřídel pohonu (poz. 1) se bude skládat z jáklového profilu, do kterého jsou vloženy a zavařeny čepy. Na jedné, delší straně bude čep opatřen drážkou pro pero. Na něj bude nasazen motor s převodovkou. Celý hřídel bude uložen v ložiskových domcích UCF 207 (poz. 2). K přenosu síly na pás dopravníku bude užito ozubených kol (poz. 3) nasunutých na profil hřídele. Přenos krouťacího momentu bude dán tvarovým spojem čtvercového tvaru. Pro hnací hřídel byla vybrána kolečka s 28 zuby. Pro zvolenou šířku pásu výrobce doporučuje užít minimálně 20 koleček. V tomto případě bylo použito 21, přičemž prostřední je proti axiálnímu pohybu zafixováno speciální upínací objímkou (poz. 4). Tímto je také pásu zamezeno axiálnímu posuvu.



Obr. 32 Hnací hřídel dopravníku

4.1.4 VRATNÁ HŘÍDEL

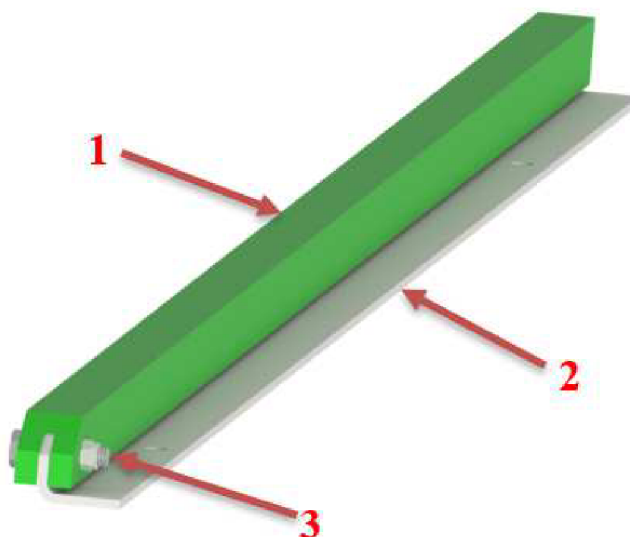
Vratná hřídel (poz. 1) je podobné koncepce jako hřídel hnací. Není ovšem přizpůsobena pro uložení motoru. Ložiskové domky UCF 207 (poz. 2) budou přes desku napínáku (poz. 3) přimontovány k rámu. Tímto bude umožněno pomocí napínacího šroubu (poz. 4) seřídít v malé míře celkovou délku dopravníku. Ozubená kolečka a jejich rozložení bude shodné s hřídelí hnací.



Obr. 33 Vratná hřídel dopravníku

4.1.5 PODPĚRNÉ LIŠTY TAŽNÉ VĚTVE

Pás musí být v tažné větvi podepřen po celé délce. K tomu slouží podpěrné profily (poz. 1) vyrobené z kluzného plastu UHMW dodávané firmou Ammeraal Beltech s.r.o. [38]. Součinitel tření mezi nimi a pásem je 0,13. Lišty jsou nasazeny na plechový L-profil 20x25 mm (poz. 2). Proti pohybu ve směru chodu pásu budou plastové profily v místě náběhu pásu připevněny k L-profilu pomocí šroubového spoje (poz. 3). Tento celek bude namontován na příčnice rámu dopravníku. Pro zvolenou šířku pásu bude použito 15 ks lišt.



Obr. 34 Podpěrná lišta

4.1.6 PODPĚRNÉ VÁLEČKY VRATNÉ VĚTVE

Ve vratné větvi bude pás podepřen několika válečky, které musí být od sebe vzdáleny 600-1 200 mm, aby umožnily dopínání pásu. Použity budou válečky **Series CR 1450** v nerezovém provedení zakoupené ve firmě Interroll s.r.o. [33]. Byly zvoleny válečky s vnějším průměrem 60 mm, což je pro pásy s roztečí 12,7 mm dostačující. Šířka samotného válečku je 2 000 mm a k bočnicím dopravníku budou připevněny pomocí šroubů M12.



Obr. 35 Podpěrný váleček Interroll [33]

4.1.7 VÝPOČET A VOLBA POHONU DOPRAVNÍKU

K pohonu bude použit elektromotor se šnekovou převodovkou NORD s.r.o. [37] s dutou výstupní hřídelí, která bude přímo nasazena na hřídel pohonu. Motor bude připojen k frekvenčnímu měniči otáček. Dle požadavku musí pás při přebírání a předávání chlebě dosáhnout rychlosti $v_p=10 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$. K volbě pohonu potřebujeme znát potřebné výstupní otáčky převodovky a výkon elektromotoru.

Výpočet otáček

K pohonu pásu byla zvolena hnací kolečka s 28 zuby. Vnější poloměr kolečka s nasazeným pásem je dle katalogu 61,1 mm. Potřebné otáčky n_e byly určeny následujícím vztahem:

$$n_e = \frac{v_p}{2 \cdot \pi \cdot r_k} = \frac{10}{2 \cdot \pi \cdot 0,061} = 26,048 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

$v_p=10 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ (rychlost pásu)

$r_k=0,061 \text{ m}$ (poloměr vnější kružnice kolečka s nasazeným pásem)

Výpočet výkonu

Výpočet výkonu motoru pro takto malé dopravníky se v běžné praxi neprovádí. Vychází se především z předchozích zkušeností. Pro tento dopravník bude zvolen motor s výkonem 0,37 kW. Pro kontrolu je zde uveden zjednodušený výpočet.

Nejprve bylo nutné zjistit užitečnou tažnou sílu F_S :

$$F_S = f_t \cdot L \cdot g \cdot c_s \cdot [(m_1 + 2 \cdot m_2) + m_{RH} + m_{RD}] = \quad (2)$$

$$= 0,13 \cdot 1,5 \cdot 9,81 \cdot 2,2 \cdot [(20 + 2 \cdot 12,1) + 0 + 45] = 375,397 \text{ N},$$

kde:

$f_t = 0,13$ (součinitel tření pásu)

$L = 1,5 \text{ m}$ (délka dopravníku)

$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ (tíhové zrychlení)

$m_1 = 20 \text{ kg}$ (hmotnost dopravovaného produktu na 1 m délky pásu)

$m_2 = 12,1 \text{ kg}$ (hmotnost pásu na 1 m jeho délky)

$m_{RH} = 0 \text{ kg}$ (hmotnost rotujících částí v horní větvi na 1 m délky dopravníku)

$m_{RD} = 45 \text{ kg}$ (hmotnost rotujících částí v dolní větvi na 1 m délky dopravníku)

$c_s = 2,2$ (provozní součinitel pásu s malou roztečí, předávací hranou a častými rozběhy)

Výkon motoru P_m vychází ze vztahu:

$$P_m = \frac{F_S \cdot b_0 \cdot v_p}{60 \cdot \eta_m} = \frac{375,397 \cdot 1,983 \cdot 10}{60 \cdot 0,57} = 217,664W \quad (3)$$

$b_0 = 1,983m$ (šířka pásu)

$\eta_m = 0,57$ (účinnost šnekové převodovky)

Z výpočtu je patrné, že výkon motoru 0,37 kW je plně dostačující. Naddimenzování je pro těžké podmínky v pekárně a nepřetržitý provoz 23 h denně vhodné.

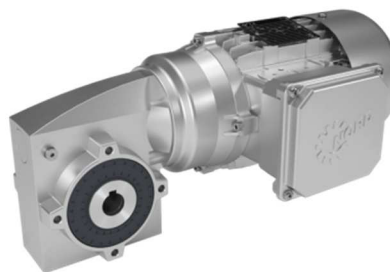
Volba pohonu

Po zjištění všech potřebných parametrů byl z katalogu Nord G1035[37] vybrán motor s převodovkou SK1SMI63-IEC71-71L/4. Ten má na výstupní hřídeli převodovky pouze 23 otáček za minutu při frekvenci 50 Hz. Motor bude ovšem napojen na frekvenční měnič. Výrobce z důvodů velkého zahřívání dovoluje motorům se šnekovými převodovkami běžet na 65 Hz. S tímto rozmezím nastavení bude dosaženo požadovaných 26 otáček za minutu.

Vytipovaný pohon výrobce nabízí v provedení SMI, jenž je určen pro potravinářský průmysl (obr.36). Na rozdíl od běžného provedení SI (obr.37) je převodovka konstruována tak, aby na jejím povrchu ulpívalo co nejméně částic prachu či mouky.

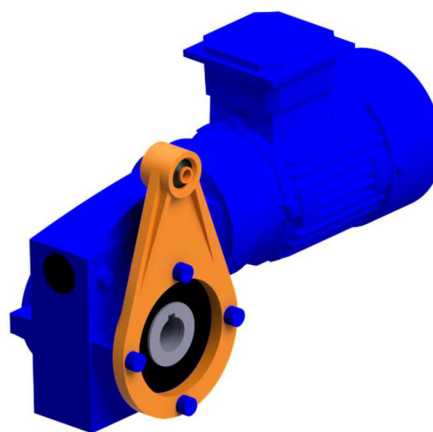


Obr. 36 Převodovka Nord – typ SI [35]



Obr. 37 Převodovka Nord – typ SMI [36]

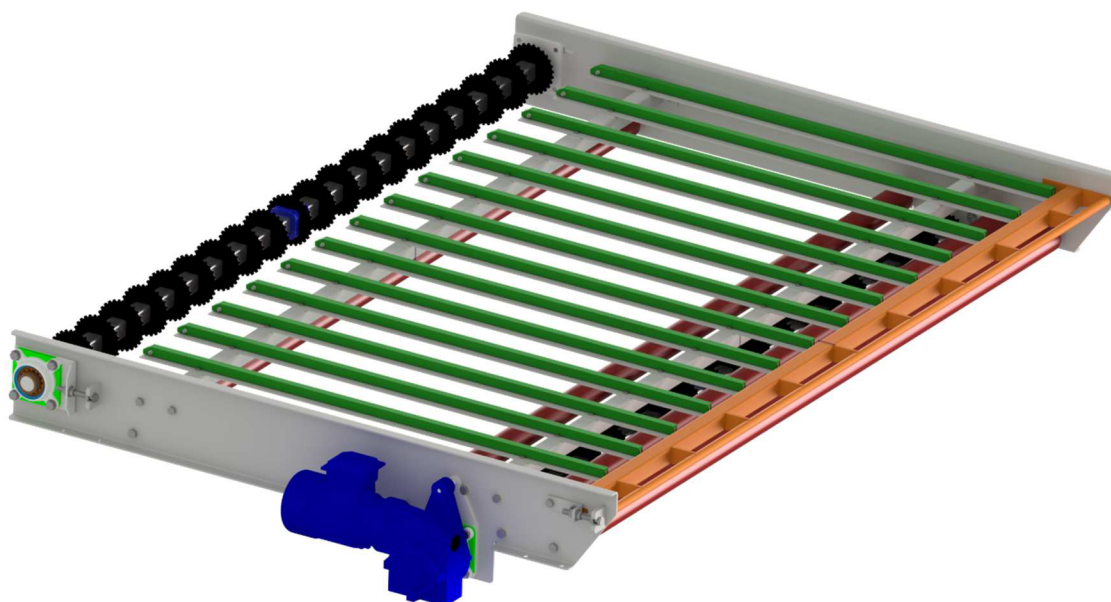
Jelikož bude pohon přímo nasazen na hnací hřídel dopravníku, je převodovka vybavena ramenem momentové podpory. Pomocí něj bude převodovka zajištěna proti pootočení, poněvadž silentblok ramene bude nasazen na trnu pevně spojeném s bočnicí dopravníku.



Obr. 38 Rameno momentové podpory

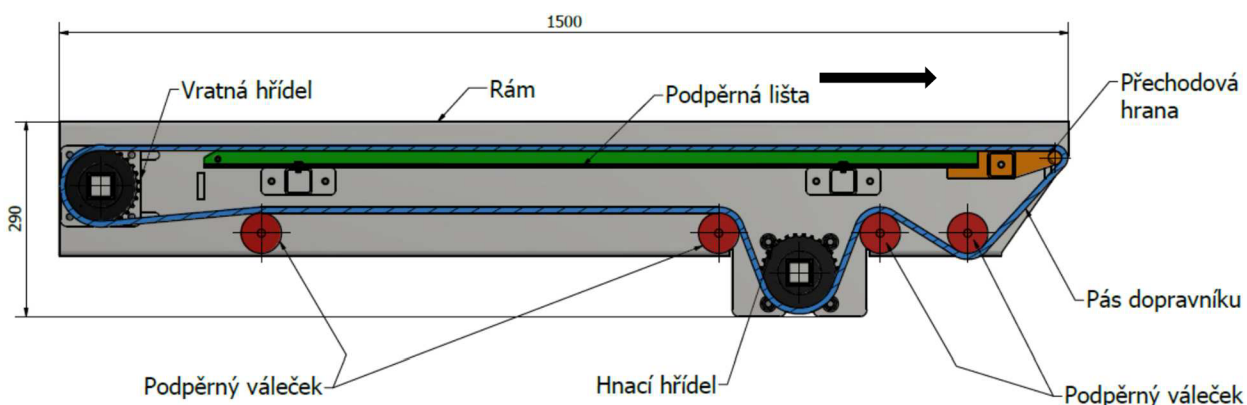
4.1.8 SESTAVA DOPRAVNÍKU

Na obrázku 39 je vyobrazen model celkové sestavy dopravníku. Modulární pás je na tomto vyobrazení kvůli viditelnosti všech ostatních částí skryt. Celá koncepce bude řešena tak, aby rám i ostatní komponenty bylo možno jednoduše demontovat, například kvůli dopravě na místo montáže.



Obr. 39 Celková sestava dopravníku

Z řezu dopravníkem (obr. 40) je patrné umístění všech výše zmíněných částí dopravníku a také trasa pásu. Z důvodu vytvoření přechodové (předávací) hrany je pohonná hřídel přesunuta do spodní části dopravníku. Pro vytvoření dostatečného opásání hnacích koleček pásem jsou použity podpěrné válečky, které také upravují trasu pásu u přechodové hrany tak, aby se pás nedostal do kolize s bubnem pece.



Obr. 40 Řez dopravníkem

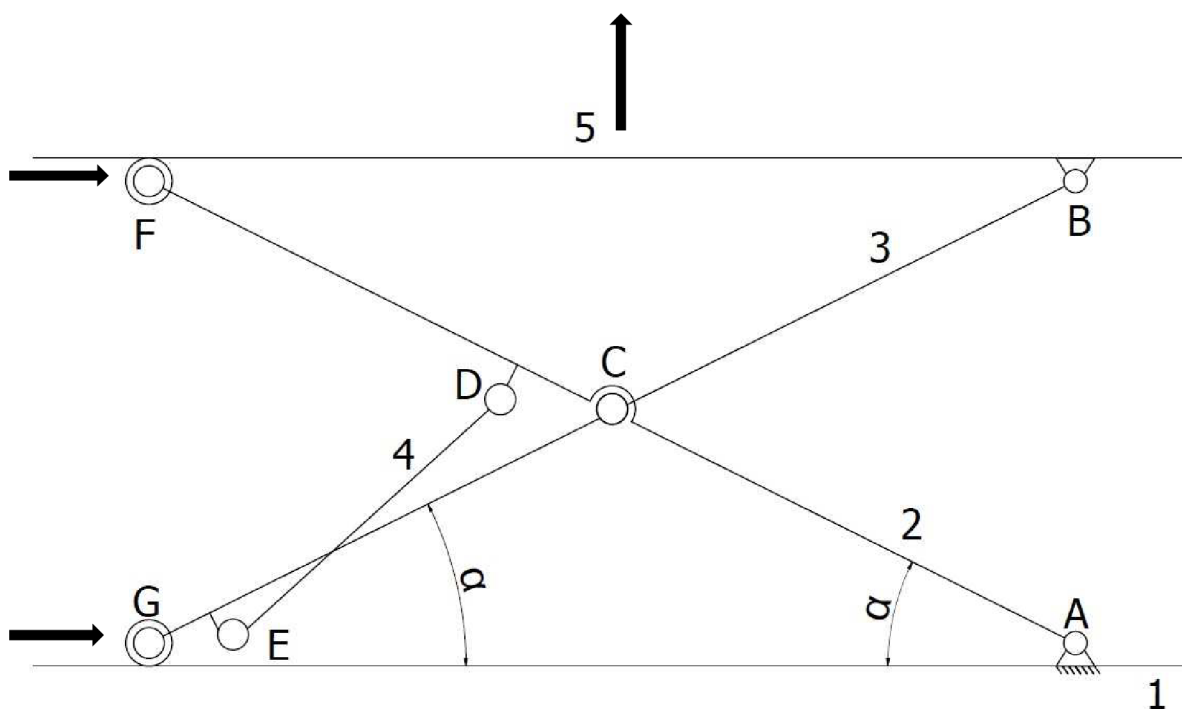
4.2 KONSTRUKCE NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Konstrukce zvedáku je navržena tak, aby výška pásu dopravníku v dolní poloze byla 800 mm a v horní poloze dosahovala hodnoty 1 600 mm. Pro potřebný zdvih bude dostačující užít jednonůžkového mechanismu. Zástavbové půdorysné rozměry mechanismu nesmějí přesahovat rozměry dopravníku. Důležité je, aby trajektorie pohybu dopravníku při zvedání mechanismus směřovala pouze kolmo vzhůru, nikoliv do boku ve směru toku těsta. Proto je potřeba zvolit vhodnou kinematiku mechanismu.

4.2.1 KINEMATIKA NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

Z výše uvedených důvodů byla zvolena tzv. nesymetrická kinematika (obr. 41). Jedná se o mechanismus jednoduché konstrukce, u níž je jeden konec ramen (těleso 2 a 3) v bodě A spojen s podstavcem (těleso 1) a v bodě B spojen s dopravníkem (těleso 5), a to vždy rotační vazbou. Druhý konec obou ramen je pak v bodech F a G spojen s rámem či s dopravníkem obecnou vazbou (rotační a posuvnou). Bod C, který se nachází uprostřed délky obou ramen, představuje vazbu rotační. Obě ramena jsou stejně dlouhá.

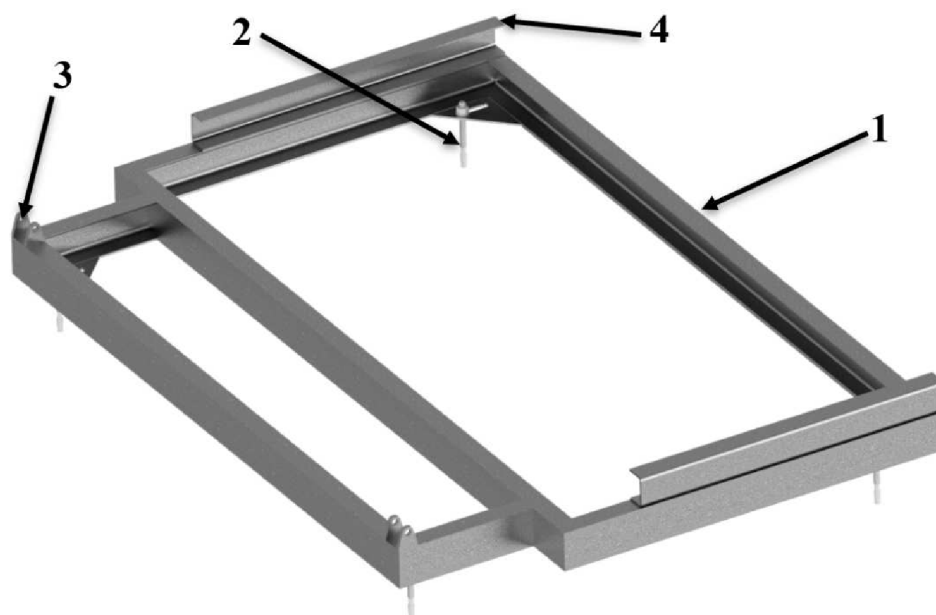
Zdvih mechanismu je realizován pomocí hydraulických pístů (těleso 4). V bodech D a E jsou písty pomocí rotačních vazeb připevněny k ramenům (těleso 2 a 3). Vysouváním pístu, jež je dáno prodlužováním vzdálenosti mezi body D a E, se zvětšuje úhel alfa, zároveň se zkracují vzdálenosti bodů A, G a B, F, čímž dochází ke zdvihu dopravníku.



Obr. 41 Nesymetrická kinematika

4.2.2 PODSTAVEC

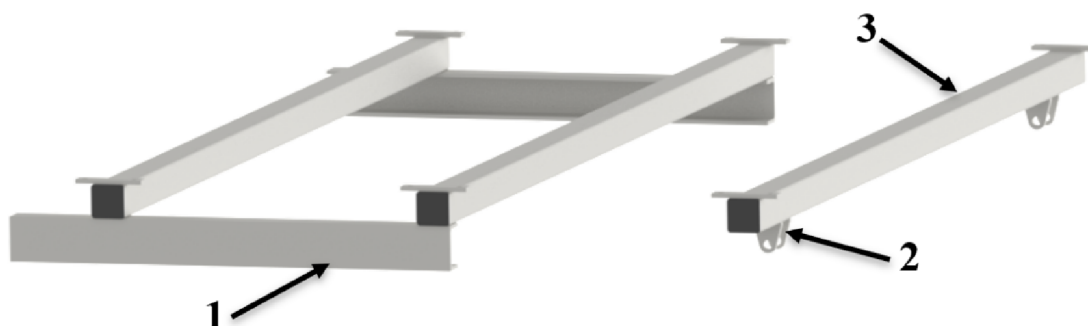
Na kinematickém schématu (obr. 41) je podstava charakterizována tělesem 1. Základní rám (poz. 1) je tvořen U-profilu o výšce 100 mm a bude se nacházet přímo na podlaze pekárny. Po ustavení zkompletovaného zařízení do požadované pozice bude tento rám pomocí čtyř průvlnkových kotev (poz. 2) se závitem M16 zafixován k podlaze. V přední části rámu se nacházejí oka (poz. 3) pro připevnění ramene zvedáku. K zadní části jsou připevněny vodící profily (poz. 4), jež slouží k lineárnímu vedení posuvných elementů. Je tak zajištěn pouze horizontální posuv nůžkové konstrukce.



Obr. 42 Podstavec

4.2.3 KONZOLY DOPRAVNÍKU

Stejně jako v případě podstavce musí být k dopravníku připevněny vodící profily (poz. 1) a oka (poz. 2) pro uložení ramene zvedáku. Z tohoto důvodu jsou k bočnicím dopravníku přišroubovány tři nosníky (poz. 3). Na prvním z nich jsou umístěna oka a ke dvěma zbývajícím jsou přivařeny vodící profily.



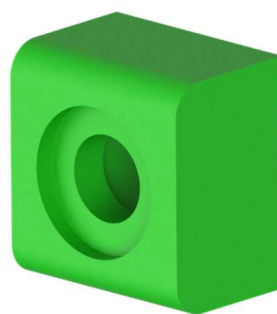
Obr. 43 Konzoly dopravníku

4.2.4 POSUVNÉ ELEMENTY

Posuvné elementy budou připevněny k ramenům a budou se pohybovat ve vodících profilech na dopravníku i na podstavci. Z počátku bylo v úmyslu použít pojezdové kladky od firmy Winkel (obr. 44), protože mají velkou únosnost. Kvůli jejich vysoké ceně (přibližně 3 000 Kč včetně DPH) bylo navrženo jiné řešení, a to řešení s posuvnými plastovými kostkami (obr. 45) z materiálu UHMW, které dodává firma Murtfeldt Plasty s.r.o. pod obchodním označením "S"plus+LF. Tento materiál má nízkou hodnotu součinitele tření, a to menší než 0,1. Navrženou součást je firma Murtfeldt Plasty s.r.o. schopna dodat za 990 Kč včetně DPH. Na základě ceny i dobrých vlastností materiálu bylo zvoleno řešení s plastovými kostkami. Kostky budou navíc plnit funkci stěrky odstraňující případné zanesení vodících profilů moukou.



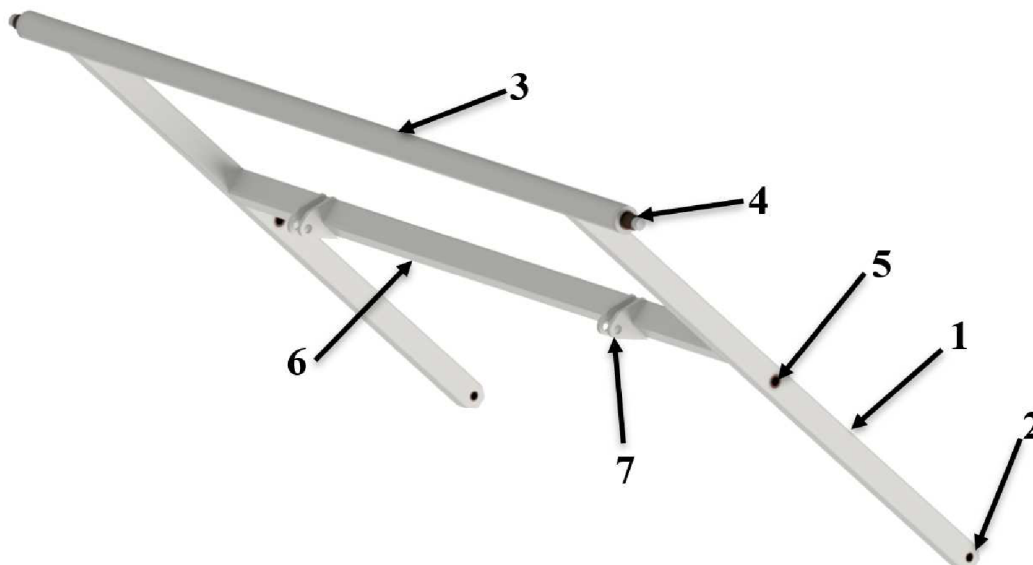
Obr. 44 Kladka Winkel [39]



Obr. 45 Posuvná kostka Murtfeldt

4.2.5 RAMENO 1

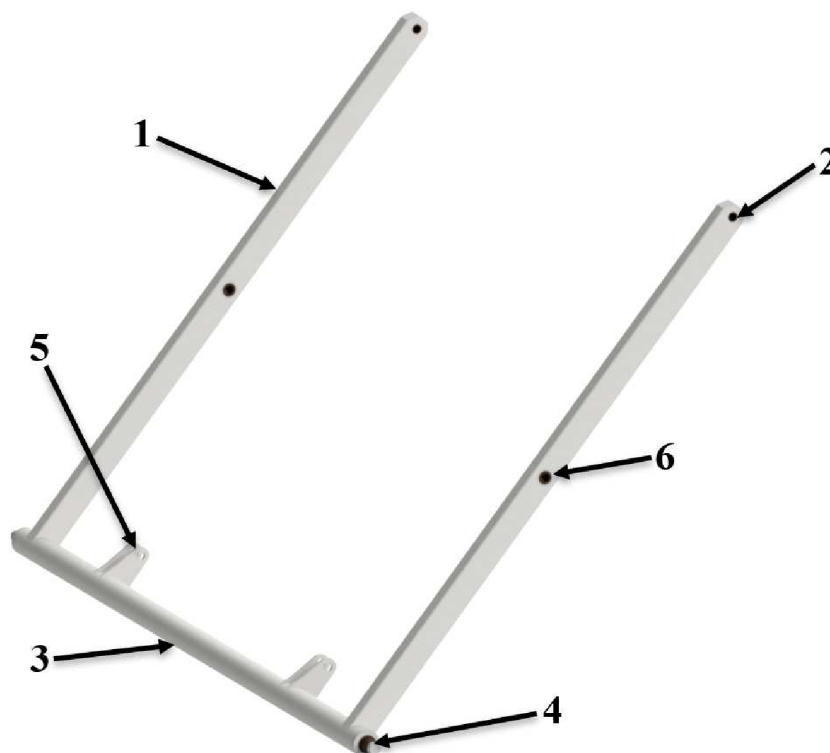
Rameno 1 (obr. 46) je na obrázku kinematiky (obr. 41) označeno jako těleso 2. To je zkonstruováno ze dvou ocelových jáklů (poz. 1). Tyto profily mají na jednom konci vložky se zalisovanými samomaznými kluznými ložisky (poz. 2). Přes ně je rameno pomocí čepů připevněno do ok podstavce. Na druhém konci profilů je přivařena rozpěrná trubka (poz. 3), do níž jsou vloženy čepy (poz. 4) určené pro uložení posuvných kostek. V polovině délky nosných jáklů jsou také umístěny vložky s kluznými ložisky (poz. 5), přes něž bude rameno 1 čepy spojeno s ramenem 2. Další částí ramene 1 je příčně vložený jákl (poz. 6), na kterém jsou přivařena oka (poz. 7) určená pro uložení hydraulických pístů.



Obr. 46 Rameno 1

4.2.6 RAMENO 2

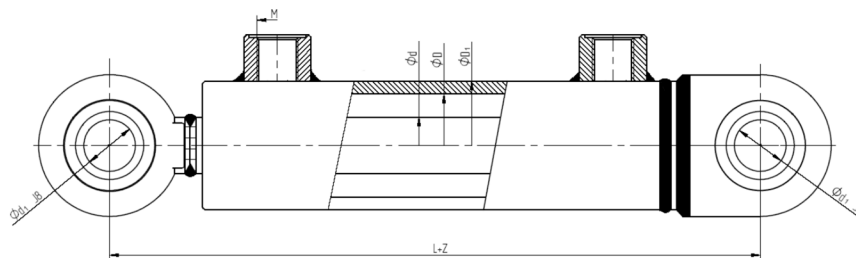
Rameno 2 (obr. 47) je na obrázku kinematiky (obr. 41) označeno jako těleso 3. To je podobně jako rameno 1 zkonstruováno ze dvou ocelových jáklů (poz. 1). Na jednom konci jsou vložky se zalisovanými samomaznými kluznými ložisky (poz. 2) pro uložení do ok konzol dopravníku. Na druhém konci profilů je přivařena rozpěrná trubka (poz. 3), do níž jsou vloženy čepy (poz. 4) posuvných kostek. Navíc jsou na ní navařena oka (poz. 5) pro uložení hydraulických válců. Pro spojení s ramenem 1 jsou zde stejně jako v předchozím případě vložky s kluznými ložisky (poz. 6).



Obr. 47 Rameno 2

4.2.7 HYDRAULICKÝ PŘÍMOČARÝ MOTOR

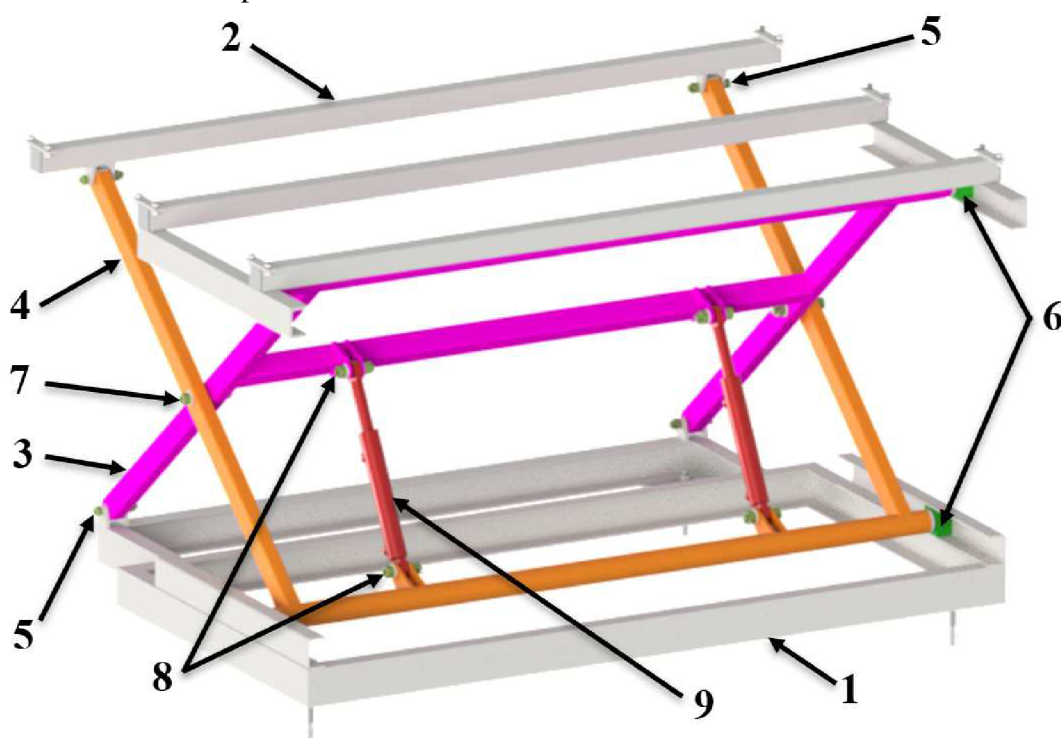
Pro pohon zdvihu byl zvolen dvojitý hydraulický píst, jelikož bude nutné zařízení zvedat i spouštět v určitých časech. Šířka celého zakladače přesahuje 2 m, proto jsou zde použity dva písty, aby nedocházelo ke křížení konstrukce. Potřebná velikost pístů byla určena výpočtem sil v mechanismu, který je uveden v následující kapitole. Z výpočtu vyplynulo, že budou použity písty o průměru 40 mm a zdvihem 250 mm.



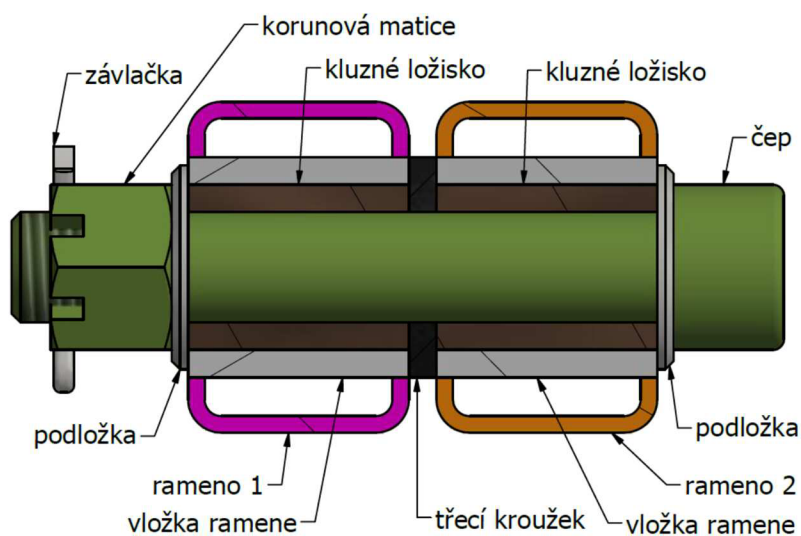
Obr. 48 Hydraulický přímočarý motor [40]

4.2.8 SESTAVA NŮŽKOVÉHO ZVEDÁKU

Na obr. 49 je zobrazena nůžková konstrukce složená z výše uvedených komponent. Tedy z podstavce (poz. 1), konzol dopravníku (poz. 2), k nimž jsou ramena (poz. 3 a 4) připojena pomocí čepů (poz. 5). Naproti nim jsou posuvné kostky (poz. 6) uloženy na ramenech a vloženy do vodících profilů, které zajišťují pouze horizontální posuv a celkovou stabilitu nůžkové konstrukce. Samotná ramena jsou vzájemně také spojena čepy (poz. 7). Mezi ramena jsou rovněž pomocí čepů (poz. 8) vloženy hydraulické přímočaré motory (poz. 9). Ostatní hydraulické komponenty budou uloženy v prostoru pod dopravníkem, takže nebude nutné pro ně vyčlenit další místo v pekárně.

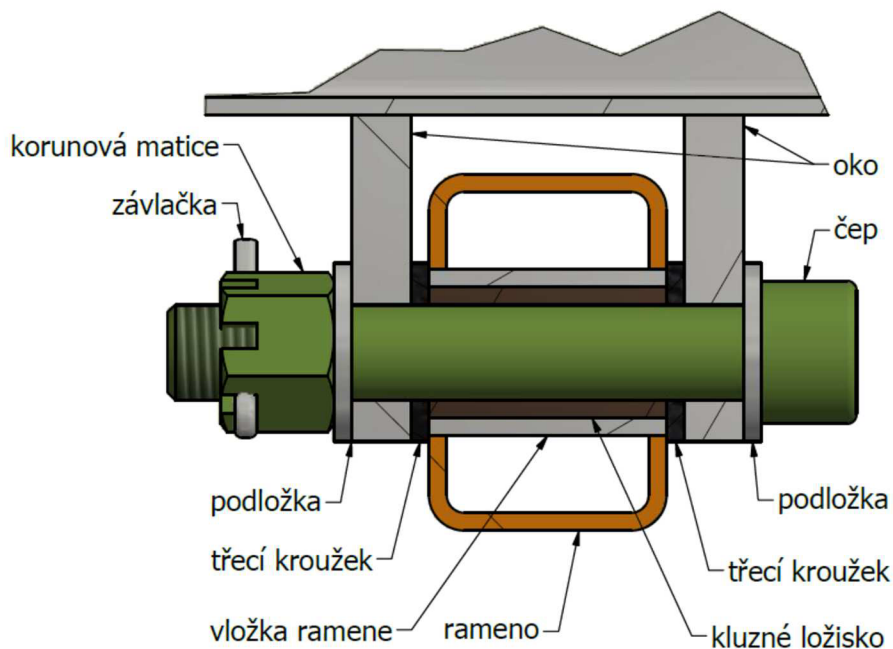


Obr. 49 Sestava nůžkového zvedáku



Obr. 50 Detail spojení obou ramen

Detail spojení obou ramen zvedáku je vyobrazen na obr. 50. Jako čep je použit vyráběný díl ukončený závitem. Ten prochází samomaznými kluznými ložisky uloženými v ramenech a je zajištěn korunovou maticí a závlačkou. Mezi ramena je vložen třecí kroužek z materiálu „S“ Murtfeldt.

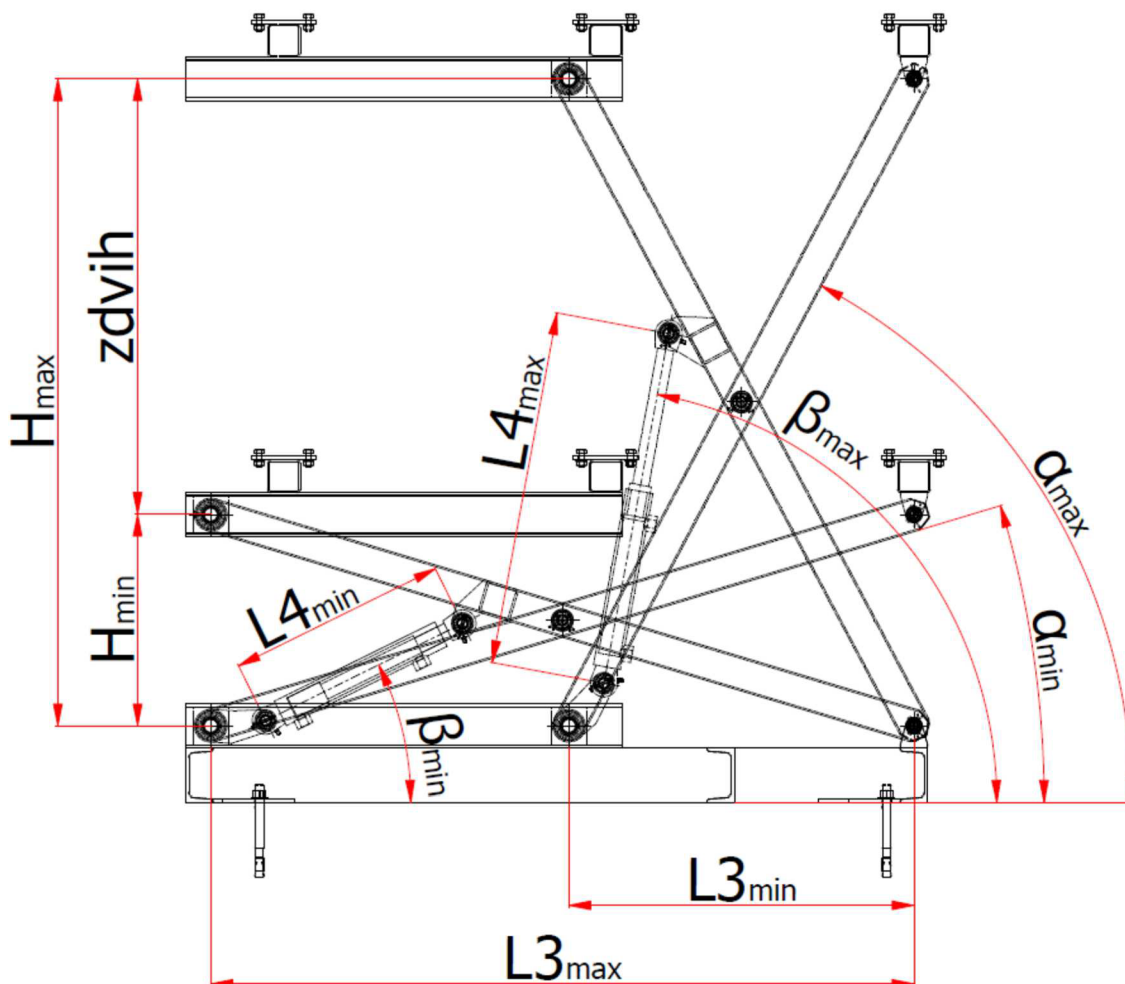


Obr. 51 Detail spojení ramene s oky

Spojení ramen s oky podstavce a konzol dopravníku je vyobrazeno na obr. 51. Je řešeno podobně jako v předchozím případě. Oky a samomazným kluzným ložiskem prochází čep zajištěný korunovou maticí a závlačkou. Třecí kroužky jsou v tomto případě dva a jsou vloženy mezi oka a rameno. Toto spojení je shodné s připojením hydromotorů do ok, ovšem místo ramene je mezi nimi umístěno připojovací oko hydromotoru.

5 VÝPOČET NŮŽKOVÉ KONSTRUKCE

Pro výpočty potřebné k návrhu nůžkové konstrukce bylo nutné zjistit zatížení mechanismu a reakce sil v jednotlivých součástech. Je tedy nezbytné stanovit hmotnosti a rozměry všech komponent zvedáku. Na následujícím schématu (obr. 52) je vyobrazena konkrétní konstrukce nůžkového zvedáku v základní (spodní) a ve vysunuté (horní) poloze.



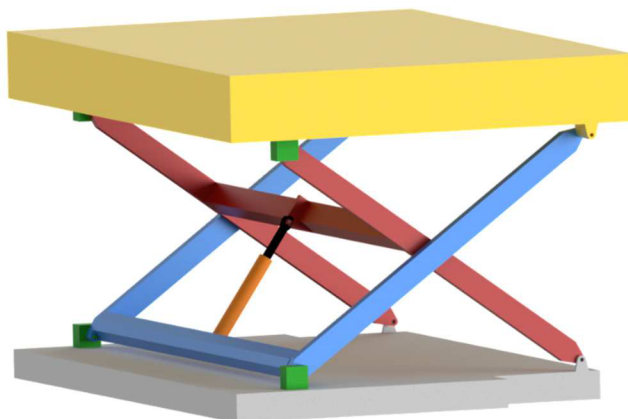
Obr. 52 Schéma nůžkové konstrukce

Rozdíl kót H_{\max} a H_{\min} určuje zdvih celého zařízení. Nabývá hodnot od 0 do 800 mm. Při výpočtu bylo s hodnotou zdvihu pracováno jako s nezávislou proměnnou. Ostatní hodnoty vyobrazené na tomto schématu byly brány jako závislé proměnné na hodnotě zdvihu. Hodnotou L_3 je definována vzdálenost mezi čepem ramene a osou posuvné kostky uložené v podstavci. Tato vzdálenost je při daném zdvihu shodná se vzdáleností mezi osou kostky a čepem ramene uložené v konzolách dopravníku. Při maximálním zdvihu je hodnota L_3 minimální.

Délka L_4 označuje aktuální celkovou vzdálenost mezi čepy uložení pístu. Úhel β udává sklon pístu vůči rovině podlahy v pekárně. Hodnota α charakterizuje úhel sklonu ramene vůči

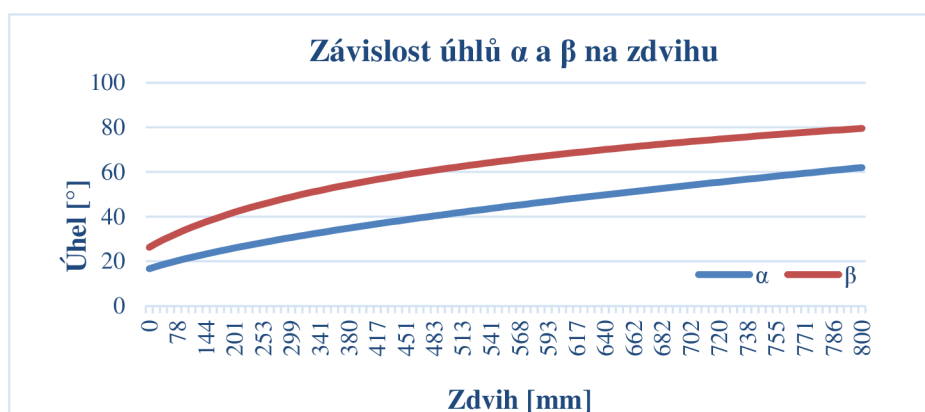
podlaze. Všechny tyto tři hodnoty jsou ve spodní poloze nůžkového mechanismu minimální a společně s hodnotou zdvihu rostou.

Pro zjištění průběhu změny závislých proměnných na hodnotě zdvihu byl sestaven zjednodušený simulační model v programu Autodesk Inventor, který byl následně importován do simulačního programu MSC Adams.

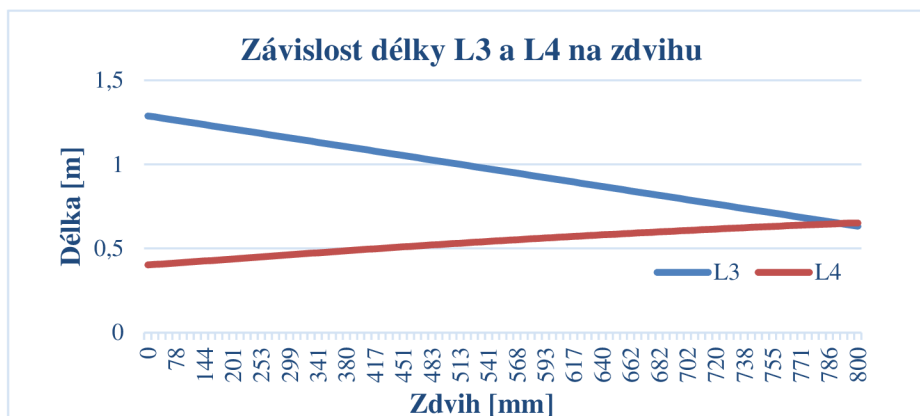


Obr. 53 Simulační model

Výstupy této operace byla tabulka hodnot a níže uvedené grafy průběhů hodnot závislých parametrů na zdvihu. Simulace byla provedena pro 101 poloh zdvihu.



Obr. 54 Graf závislosti úhlů na zdvihu



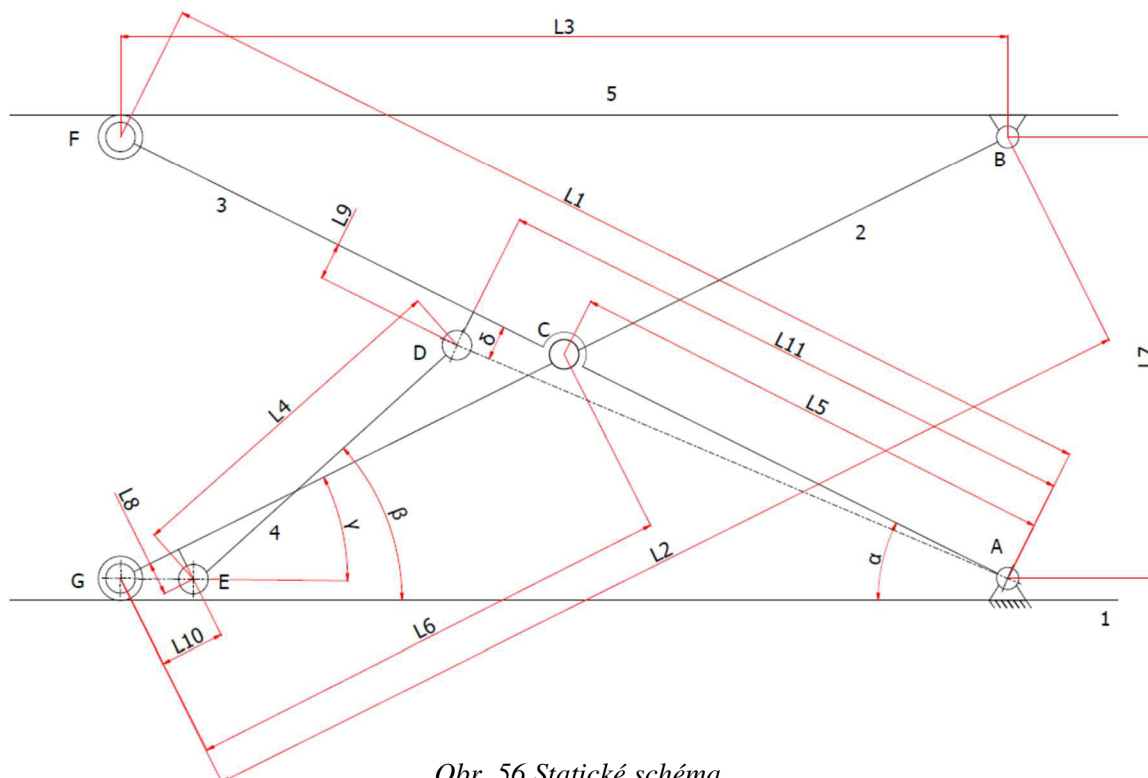
Obr. 55 Graf závislosti délky na zdvihu

5.1 STATICKÝ VÝPOČET

V této části práce je proveden statický výpočet výsledných stykových sil v mechanismu. Celá soustava je pro tento výpočet uložena staticky určitě (nepohyblivě). Pro výpočet byla použita metoda uvolňování těles soustavy, jež spočívá ve vyjmutí jednoho z těles nůžkové konstrukce, zavedení příslušných reakčních sil působících na vyjmuté těleso a sestavení rovnic statické rovnováhy. Při výpočtu nebyl brán zřetel na čepová tření a třecí síly působící na posuvné kostky s velmi nízkým koeficientem tření ($<0,1$). Jejich velikosti jsou totiž vzhledem k ostatním silám zanedbatelné. Také bylo uvažováno, že poloha těžiště vysouvajícího se pístu je neměnná a jeho hmotnost je konstantní.

5.1.1 ROZBOR ÚLOHY

Nůžkový mechanismus je prostorová úloha, jejíž komponenty jsou však uspořádány v rovnoběžných rovinách, a proto bude k řešení přistupováno jako k rovinné soustavě těles. Na obr. 56 je zobrazeno statické schéma se zakótovanými konstantními rozměry, které udává následná tabulka 7. Rozměry nezahrnuté v této tabulce jsou proměnné závislé vycházející z grafů uvedených na obrázcích 54 a 55.



Obr. 56 Statické schéma

Tab. 6 Hodnoty konstant z obr. 56

Konstanta	L1	L2	L5	L6	L8	L9	L10	L11	γ	δ
Velikost	1345	1345	672,5	672,5	20	58,5	99,1	846	11,4	3,9
Jednotka	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	[°]	[°]

Celý mechanismus je zatížen hmotností přepravovaného materiálu a vlastní hmotností dopravníku s namontovanými konzolami. Obě tyto hmotnosti jsou pro další výpočty zvětšeny o adekvátní míru bezpečnosti. Hmotnosti zařízení byly získány z modelovacího programu Inventor.

Zatížení od hmotnosti produktu

Z tabulky 3 uvedené v kapitole 1.3.1 vyplývá, že největší zatížení od hmotnosti produktu je 30 kg. Tato hmotnost byla brána jako nosnost zvedáku. Je nutné ji tedy zvětšit o míru bezpečnosti, kterou udává norma ČSN EN 280+A1. Následujícím vztahem byla získána celková zatěžující síla od hmotnosti produktu F_P . Vzhledem k tomu, že rozložení hmotnosti je rovnoměrné po celé činné ploše dopravníku, je poloha těžiště umístěna do středu délky dopravníku.

$$F_P = m_P \cdot k_S \cdot g = 30 \cdot 1,5 \cdot 9,81 = 441,45 \text{ N} \quad (4)$$

$$m_P = 30 \text{ kg (hmotnost produktu)}$$

$$k_S = 1,5 \text{ (součinitel bezpečnosti)}$$

Zatížení od vlastní hmotnosti dopravníku

Síla F_D je dána jak hmotností dopravníku, tak hmotností jeho konzol připevněných na nůžkovou konstrukci. Sílu vyplývající z těchto dvou hmotností pak musíme zvětšit o součinitel bezpečnosti. V tomto případě byla zvolena hodnota tohoto součinitele 1,3. Navýšení v tomto případě představuje případný nutný pohyb osoby údržby po dopravníku, například při čištění. Pokyny pro obsluhu při takto vzniklé situaci jsou uvedeny v průvodní technické dokumentaci, která je dodávána společně se zařízením. Poloha těžiště sestavy byla určena z modelovacího programu.

$$F_D = (m_D + m_K) \cdot k_D \cdot g = (242,12 + 58,28) \cdot 1,3 \cdot 9,81 = 3831 \text{ N} \quad (5)$$

$$m_D = 242,12 \text{ kg (hmotnost dopravníku)}$$

$$m_K = 58,28 \text{ kg (hmotnost konzol dopravníku)}$$

$$k_D = 1,3 \text{ (součinitel bezpečnosti)}$$

Celková velikost Q_5

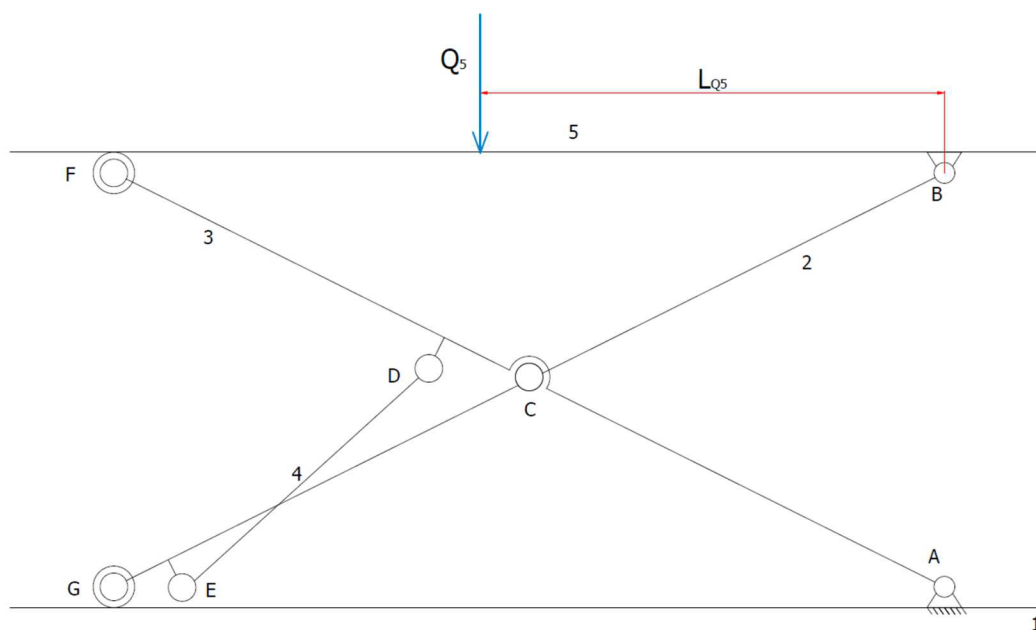
Celková velikost zatížení od tělesa 5 ze schématu (obr. 56) je dána součtem sil F_P a F_D . Působí síla bylo dáno polohou těžiště kompletní sestavy (produkt, dopravník, konzoly) – obr. 57.

$$Q_5 = F_P + F_D = 441,45 + 3831 = 4272,45 \text{ N} \quad (6)$$

Obr. 57 Rozložení hmotnosti Q_5

Tab. 7 Hodnoty zatížení k obr. 58

Konstanta	Q_5	L_{Q_5}
Velikost	4272,45 N	529,86 mm



Obr. 58 Zatížení mechanismu

Rozbor vazeb

Konstrukce nůžkového zvedáku obsahuje dva typy vazeb:

- rotační vazby, které odebírají dva stupně volnosti (A, B, C, D, E);
- rotačně posuvné, jež odebírají jeden stupeň volnosti (F, G).

5.1.2 VÝPOČET STUPŇŮ VOLNOSTI MECHANISMU

$$i = (n - 1) \cdot i_v - 2 \cdot (r + v + p) - o \quad (7)$$

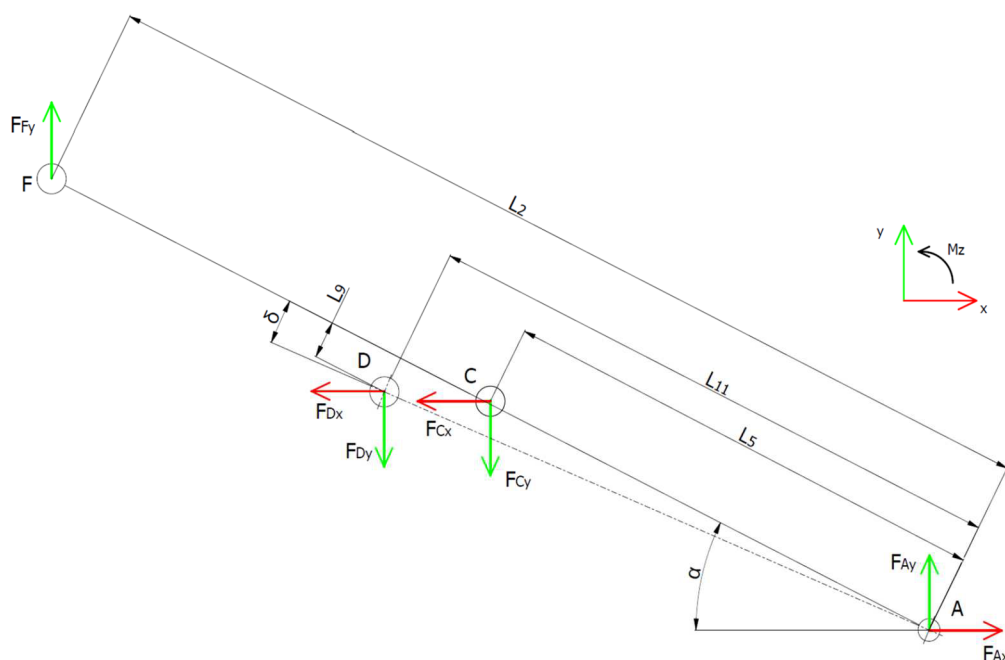
$$i = (5 - 1) \cdot 3 - 2 \cdot (5 + 0 + 0) - 2$$

$$i = 0$$

Kde i je výsledný počet stupňů volnosti, n je počet těles mechanismu, i_v je počet stupňů volnosti tělesa v rovině, r je počet kinematických dvojic s rotační vazbou, v je počet dvojic s vazbou valivou, p je počet dvojic s posuvnou vazbou a o je počet dvojic s obecnou vazbou.

5.1.3 UVOLNĚNÍ TĚLESA 2

Těleso 2 bylo uvolněno a jednotlivé vazby nahrazeny silami (obr. 59). Z tohoto schématu byly sestaveny rovnice silové (8, 9) a momentové (10) rovnováhy. Síly F_x představují působení vazeb ve směru osy x , síly F_y pak ve směru osy y a momenty M_z okolo osy z .



Obr. 59 Uvolnění tělesa 2

Podmínky statické rovnováhy:

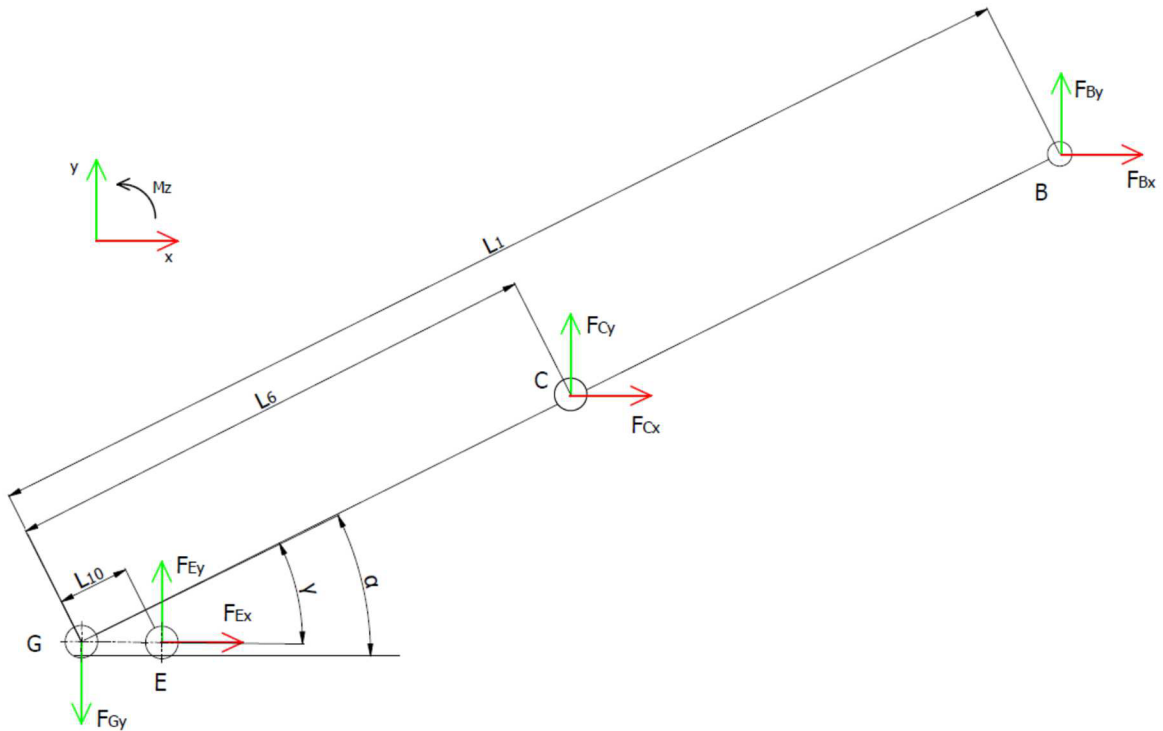
$$\sum F_x = F_{Ax} - F_{Cx} - F_{Dx} = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = F_{Ay} - F_{Cy} - F_{Dy} + F_{Fy} = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_{ZA} = -F_{Cx} \cdot \sin\alpha \cdot L_5 - F_{Cy} \cdot \cos\alpha \cdot L_5 - F_{Dx} \cdot \frac{\sin(\alpha - \delta) \cdot L_{11}}{\cos\delta} - F_{Dy} \cdot \frac{\cos(\alpha - \delta) \cdot L_{11}}{\cos\delta} + F_{Fy} \cdot \cos\alpha \cdot L_2 = 0 \quad (10)$$

5.1.4 UVOLNĚNÍ TĚLESA 3

Těleso 3 bylo uvolněno a jednotlivé vazby nahrazeny silami (obr. 60). Z tohoto schématu byly sestaveny rovnice silové (11, 12) a momentové (13) rovnováhy. Síly F_x představují působení vazeb ve směru osy x , síly F_y pak ve směru osy y a momenty M_z okolo osy z .



Obr. 60 Uvolnění tělesa 3

Podmínky statické rovnováhy:

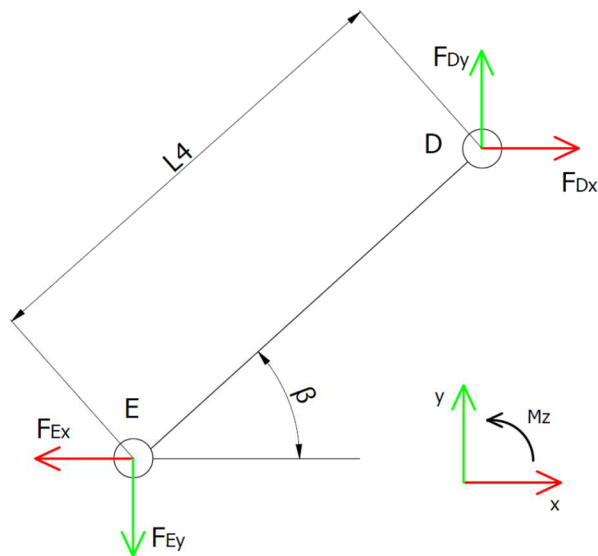
$$\sum F_x = F_{Bx} + F_{Cx} + F_{Ex} = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = F_{By} + F_{Cy} + F_{Ey} - F_{Gy} - Q_3 = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_{zG} = F_{Bx} \cdot \sin \alpha \cdot L_1 - F_{By} \cdot \cos \alpha \cdot L_1 + F_{Cx} \cdot \sin \alpha \cdot L_6 - F_{Cy} \cdot \cos \alpha \cdot L_6 + F_{Ex} \cdot \frac{\sin(\alpha - \gamma) \cdot L_{10}}{\cos \delta} - F_{Ey} \cdot \frac{\cos(\alpha - \delta) \cdot L_{11}}{\cos \delta} = 0 \quad (13)$$

5.1.5 UVOLNĚNÍ TĚLESA 4

Těleso 4 bylo uvolněno a jednotlivé vazby nahrazeny silami (obr. 61). Z tohoto schématu byly sestaveny rovnice silové (14, 15) a momentové (16) rovnováhy. Síly F_x představují působení vazeb ve směru osy x , síly F_y pak ve směru osy y a momenty M_z okolo osy z .



Obr. 61 Uvolnění tělesa 4

Podmínky statické rovnováhy:

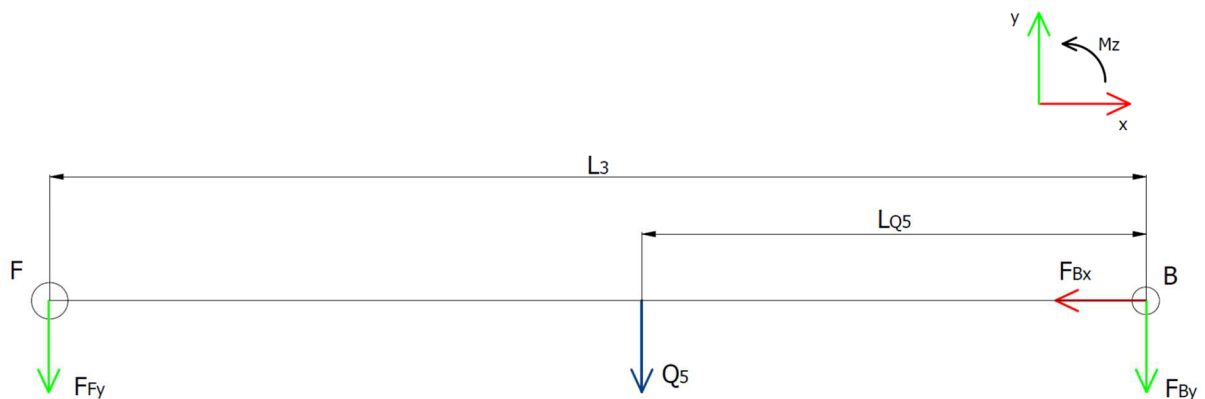
$$\sum F_x = F_{Dx} - F_{Ex} = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = F_{Dy} - F_{Ey} = 0 \quad (15)$$

$$\sum M_{zE} = F_{Dx} \cdot \sin\beta \cdot L_4 - F_{Dy} \cdot \cos\beta \cdot L_4 = 0 \quad (16)$$

5.1.6 UVOLNĚNÍ TĚLESA 5

Těleso 5 bylo uvolněno a jednotlivé vazby nahrazeny silami (obr. 62). Z tohoto schématu byly sestaveny rovnice silové (17, 18) a momentové (19) rovnováhy. Síly F_x představují působení vazeb ve směru osy x , síly F_y pak ve směru osy y a momenty M_z okolo osy z .



Obr. 62 Uvolnění tělesa 5

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = -F_{Bx} = 0 \quad (17)$$

$$\sum F_y = -F_{By} - F_{Fy} - Q_5 = 0 \quad (18)$$

$$\sum M_{zB} = -F_{Fy} \cdot L_3 - Q_5 \cdot L_{Q5} = 0 \quad (19)$$

5.1.7 STATICKÝ ROZBOR

Neznámé parametry μ

Z úplného uvolnění všech těles nůžkového mechanismu vychází seznam neznámých parametrů NP.

$$NP = \{F_{Ax}; F_{Ay}; F_{Bx}; F_{By}; F_{Cx}; F_{Cy}; F_{Dx}; F_{Dy}; F_{Ex}; F_{Ey}; F_{Fy}; F_{Gy}\}$$

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 12 + 0 = 12, \quad (20)$$

kde μ_F je počet silových a μ_M počet momentových neznámých parametrů.

Použitelné podmínky statické rovnováhy v

$$v = v_F + v_M = 8 + 4 = 12, \quad (21)$$

kde v_F je počet použitelných silových a v_M počet použitelných momentových podmínek.

Podmínky statické určitosti

Musí být splněny obě podmínky statické určitosti.

První podmínka:

$$v = \mu \quad (22)$$

$$12 = 12$$

Druhá podmínka

$$\mu_M + \mu_r \leq v_M \quad (23)$$

$$0 + 0 \leq 4$$

Obě podmínky statické určitosti jsou splněny, úloha je staticky určitá.

5.1.8 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC

Při řešení soustavy lineárních rovnic byl nejprve z rovnic statické rovnováhy (8-19) sestaven vektor vnějších sil \mathbf{b} a vektor neznámých parametrů (sil) \mathbf{x} . Dále byla sestrojena matice \mathbf{A} (ve zmenšené podobě na obr. 63), která obsahuje maticový zápis soustavy lineárních rovnic. Řešení soustavy pak proběhlo podle rovnice:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b} \quad (24)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\alpha \cdot L_5 & -\cos\alpha \cdot L_5 & -\frac{\sin(\alpha - \delta) \cdot L_{11}}{\cos\delta} & -\frac{\cos(\alpha - \delta) \cdot L_{11}}{\cos\delta} & 0 & 0 & \cos\alpha \cdot L_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & \sin\alpha \cdot L_1 & -\cos\alpha \cdot L_1 & \sin\alpha \cdot L_6 & -\cos\alpha \cdot L_6 & 0 & 0 & \frac{\sin(\alpha - \gamma) \cdot L_{10}}{\cos\gamma} & -\frac{\cos(\alpha - \gamma) \cdot L_{10}}{\cos\gamma} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\beta \cdot L_4 & -\cos\beta \cdot L_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_3 & 0 \end{bmatrix}$$

Obr. 63 Matice A

Vektory vnějších sil i neznámých parametrů jsou zde pro svou velikost zapsány v transponovaném tvaru:

$$\mathbf{x}^T = \{F_{Ax}; F_{Ay}; F_{Bx}; F_{By}; F_{Cx}; F_{Cy}; F_{Dx}; F_{Dy}; F_{Ex}; F_{Ey}; F_{Fy}; F_{Gy}\}$$

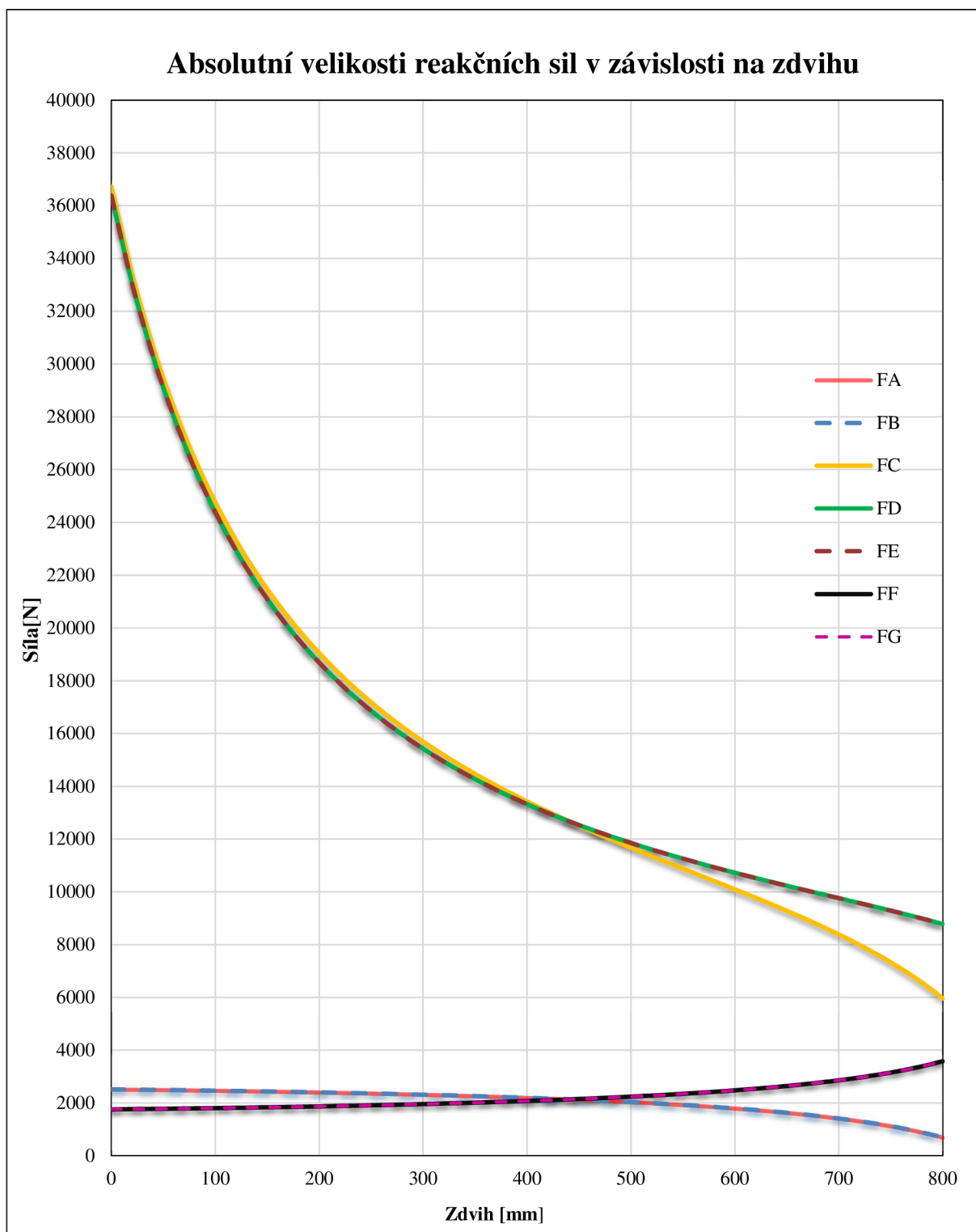
$$\mathbf{b}^T = \{0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; Q_5; Q_5 \cdot L_{Q5}\}$$

Vzorec výpočtu pro zjištění neznámých parametrů vychází z rovnice 24 a je upraven do tvaru:

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{b} \quad (25)$$

Výsledné hodnoty jednotlivých sil jsou zaneseny do následujícího grafu (obr. 64). Síly, složené ze složek ve směru os x a y, jsou podle vztahu 25 přepočteny na absolutní velikost sil.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (26)$$



Obr. 64 Graf absolutních velikostí sil

Z grafu je patrné, že nejhorší stav z pohledu silového zatížení nastává pro většinu vazeb v dolní poloze mechanismu. Pouze pro vazby F a G, které nahazují posuvné kostky, je nejnepříznivější situace při maximálním zdvihu mechanismu. Pro průběhy sil a kontrolní výpočty bude vždy uvažováno nejhorší možné zatížení v daném členu mechanismu.

5.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA RAMEN MECHANISMU

Pro kontrolní výpočet ramen byly nejprve učeny průběhy vnitřních sil. Výchozí hodnoty byly převzaty ze statického výpočtu. Byl uvažován skutečný směr sil. To znamená, že pokud výpočtem vyšla síla se záporným znaménkem, došlo ke změně směru síly oproti směru zvolenému při úplném uvolnění (obr. 59 a 60). Velikost sil vstupujících do výpočtu průběhu sil byla oproti výpočtu dělena dvěma, jelikož při řešení je uvažována pouze jedna strana nůžkového mechanismu. Tabulka číslo 8 zahrnuje již podělené velikosti sil pro mechanismus ve spodní poloze.

Tab. 8 Velikosti reakčních sil

Síla	Velikost [N]
F_{Ax}	0
F_{Ay}	1256,84
F_{Bx}	0
F_{By}	-1257,47
F_{Cx}	16309,06
F_{Cy}	8440,30
F_{Dx}	-16309,06
F_{Dy}	-8062,22
F_{Ex}	-16309,06
F_{Ey}	-8062,22
F_{Fy}	-878,76
F_{Gy}	-879,38

Při určování vnitřních silových účinků je nutné převést reakční síly na tečné a normálové síly, které působí na těleso. Po této operaci bude možné provést kontrolní výpočet vhodnosti navrženého průřezu ramen.

Normálové síly F_N

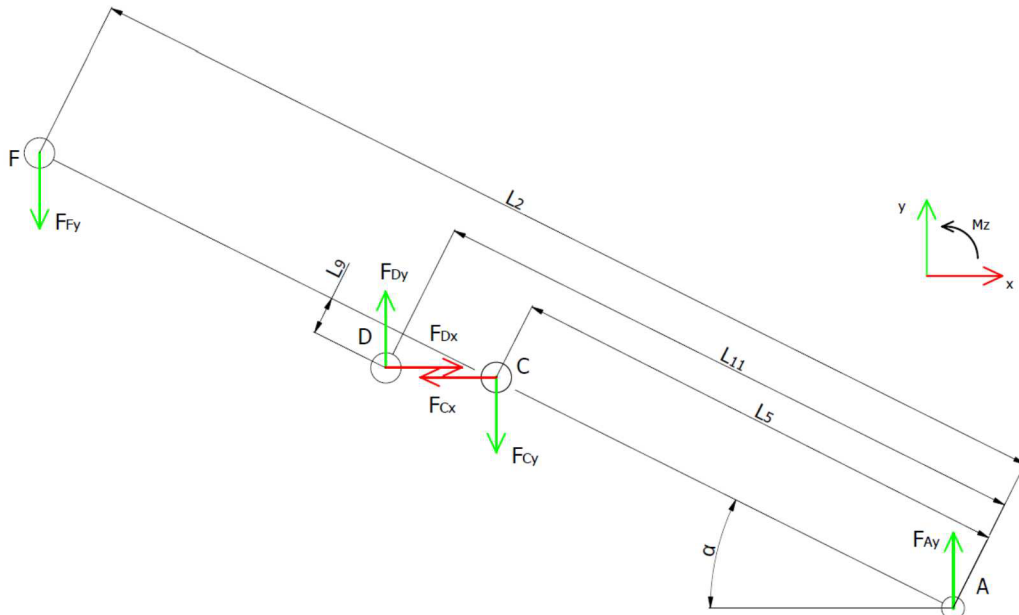
Normálové síly jsou síly, které působí v ose ramen. Na tělese vyvolávají tlakové namáhání. Jsou dány součtem všech reakčních sil působících rovnoběžně s osou ramene.

Tečné síly F_T

Tečné síly jsou síly, které působí ve směru kolmém na osu ramen. Na tělese vyvolávají smykové namáhání. Jsou dány součtem všech reakčních sil působících ve směru kolmém na osu ramen.

5.2.1 VVŮ TĚLESO 2

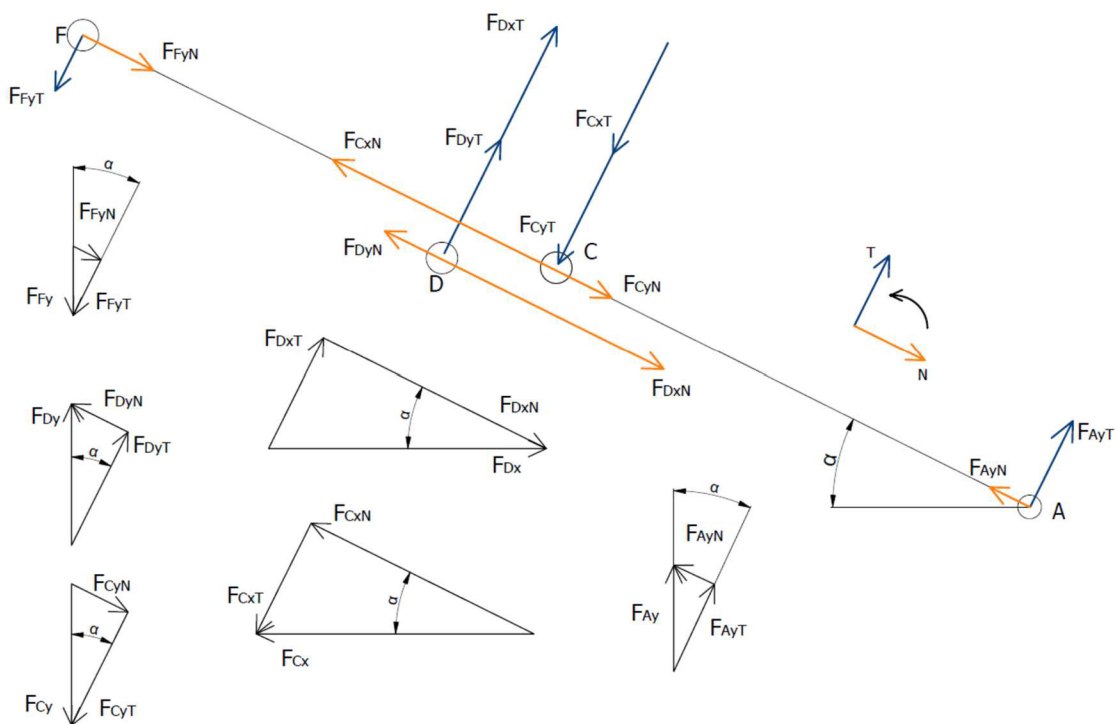
Na tělese 2 byly spočítány průběhy vnitřních sil. Hodnoty sil dosazovaných do výpočtu jsou uvedeny v tabulce 8. Obrázek 65 znázorňuje těleso 2 a skutečné orientace reakčních sil.



Obr. 65 Skutečná orientace sil na tělese 2

Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému

Za pomoci natočeného (lokálního) souřadného systému a úhlu α proběhlo rozložení všech reakčních sil z obr. 65 do směrů tečných a normálových sil a byl proveden výpočet jejich příslušných velikostí.



Obr. 66 Rozklad sil na tělese 2

Výpočet jednotlivých rozložených sil

$$F_{AyN} = F_{Ay} \cdot \sin(\alpha) = 1256,84 \cdot \sin(16,73) = 361,7N \quad (27)$$

$$F_{AyT} = F_{Ay} \cdot \cos(\alpha) = 1256,84 \cdot \cos(16,73) = 1203,3N \quad (28)$$

$$F_{CxN} = F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) = 16309,06 \cdot \cos(16,73) = 15618,7N \quad (29)$$

$$F_{CxT} = F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) = 16309,06 \cdot \sin(16,73) = 4694,9N \quad (30)$$

$$F_{CyN} = F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) = 8440,30 \cdot \sin(16,73) = 2429,7N \quad (31)$$

$$F_{CyT} = F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) = 8440,30 \cdot \cos(16,73) = 8083N \quad (32)$$

$$F_{DxN} = F_{Dx} \cdot \cos(\alpha) = 16309,06 \cdot \cos(16,73) = 15618,7N \quad (33)$$

$$F_{DxT} = F_{Dx} \cdot \sin(\alpha) = 16309,06 \cdot \sin(16,73) = 4694,9N \quad (34)$$

$$F_{DyN} = F_{Dy} \cdot \sin(\alpha) = 8062,22 \cdot \sin(16,73) = 2320,9N \quad (35)$$

$$F_{DyT} = F_{Dy} \cdot \cos(\alpha) = 8062,22 \cdot \cos(16,73) = 7720,9N \quad (36)$$

$$F_{FyN} = F_{Fy} \cdot \sin(\alpha) = 878,76 \cdot \sin(16,73) = 252,9N \quad (37)$$

$$F_{FyT} = F_{Fy} \cdot \cos(\alpha) = 878,76 \cdot \cos(16,73) = 841,2N \quad (38)$$

Výsledné vnitřní účinky

Z rozložených sil byly složeny rovnice (39-51) pro výpočet maximálních napětí od normálových sil, posouvajících sil a ohybového momentu na tělese 2. Na obrázcích 67–69 jsou schematicky naznačeny průběhy jednotlivých výsledných vnitřních účinků.

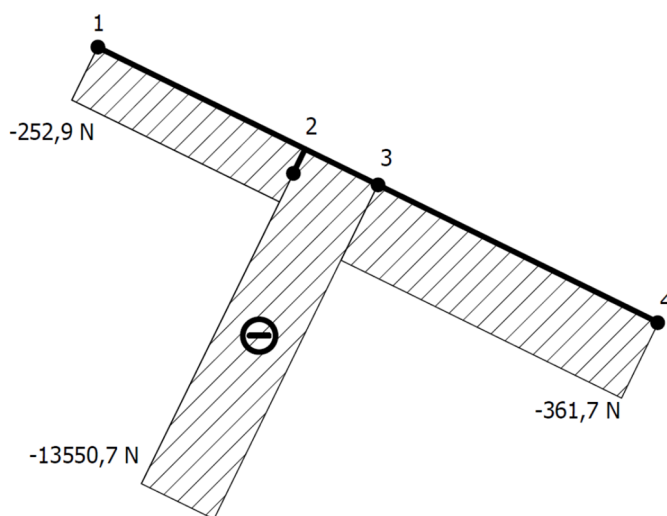
Výpočet normálových sil

$$N_{21}^L = -F_{FyN} = -252,9 N \quad (39)$$

$$N_{22}^L = N_{21}^L + F_{DyN} - F_{DxN} = -252,9 + 2320,9 - 15618,7 = -13550,7 N \quad (40)$$

$$N_{23}^L = N_{22}^L + F_{CxN} - F_{CyN} = -13550,7 + 15618,7 - 2429,7 = -361,7 N \quad (41)$$

$$N_{24}^P = -F_{AyN} = -361,7 N \quad (42)$$



Obr. 67 Normálové síly na tělese 2

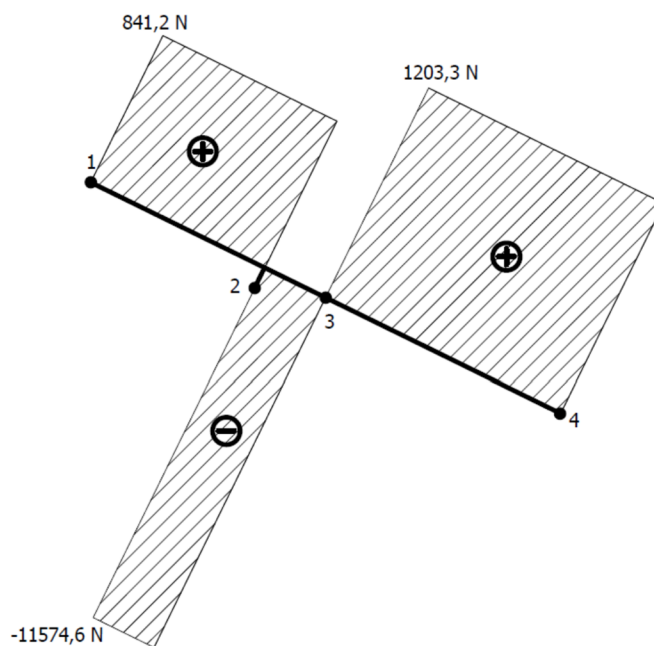
Výpočet posouvajících sil

$$T_{21}^L = F_{FyT} = 841,2 \text{ N} \quad (43)$$

$$T_{22}^L = T_{21}^L - F_{DyT} - F_{DxT} = 841,2 - 7720,9 - 4694,9 = -11574,6 \text{ N} \quad (44)$$

$$T_{23}^L = T_{22}^L + F_{CyT} + F_{CxT} = -11574,6 + 8083 + 4694,9 = 1203,3 \text{ N} \quad (45)$$

$$T_{24}^P = F_{AyT} = 1203,3 \text{ N} \quad (46)$$



Obr. 68 Posouvající síly na tělese 2

Výpočet ohybového momentu

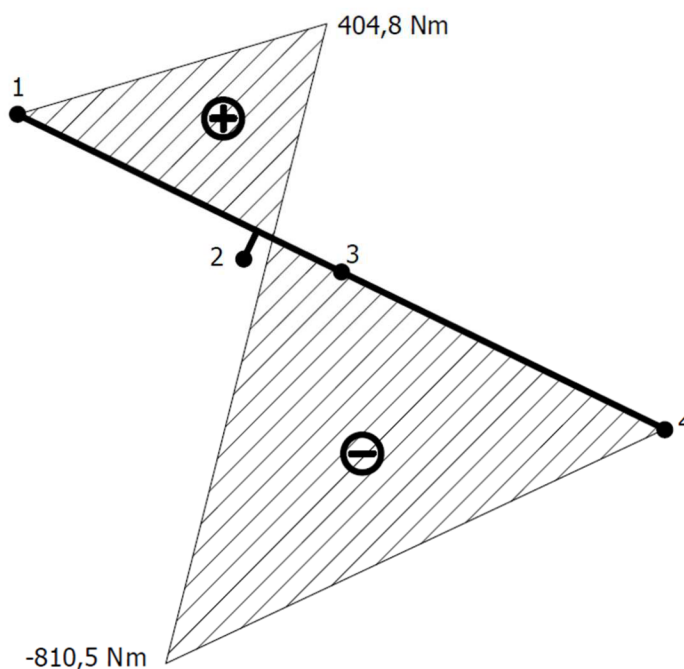
$$M_{21}^L = 0 \text{ Nm} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} M_{22}^L &= F_{FyT} \cdot (L_2 - L_{11}) - F_{FyN} \cdot L_9 = 841,2 \cdot (1,3 - 0,9) - 252,9 \cdot 0,06 = \\ &= 404,8 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} M_{22}^L &= F_{FyT} \cdot L_5 - (F_{DxT} + F_{DyT}) \cdot (L_{11} - L_5) + (F_{DxN} - F_{DyN}) \cdot L_9 = \\ &= 841,2 \cdot 0,7 - (4694,9 + 7720,9) \cdot (0,9 - 0,7) + (15618,7 - 2320,9) \cdot 0,06 = \\ &= -810,5 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (49)$$

$$M_{24}^P = 0 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{23}^P = -F_{AyT} \cdot L_5 = -1203,3 \cdot 0,7 = -810,5 \text{ Nm} \quad (51)$$



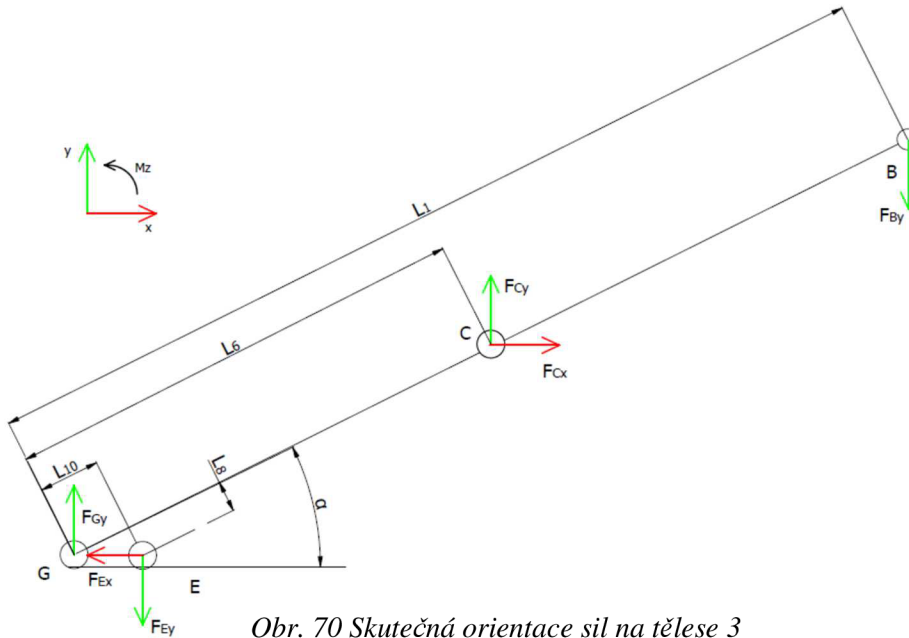
Obr. 69 Ohybový moment na tělese 2

Maximální hodnoty napětí pro tělese 2:

- normálová síla – $N_{2\max} = 13550,7 \text{ N}$,
- posouvající síla – $T_{2\max} = 11574,6 \text{ N}$,
- ohybový moment – $M_{o2\max} = 810,5 \text{ Nm}$.

5.2.2 VVÚ TĚLESO 3

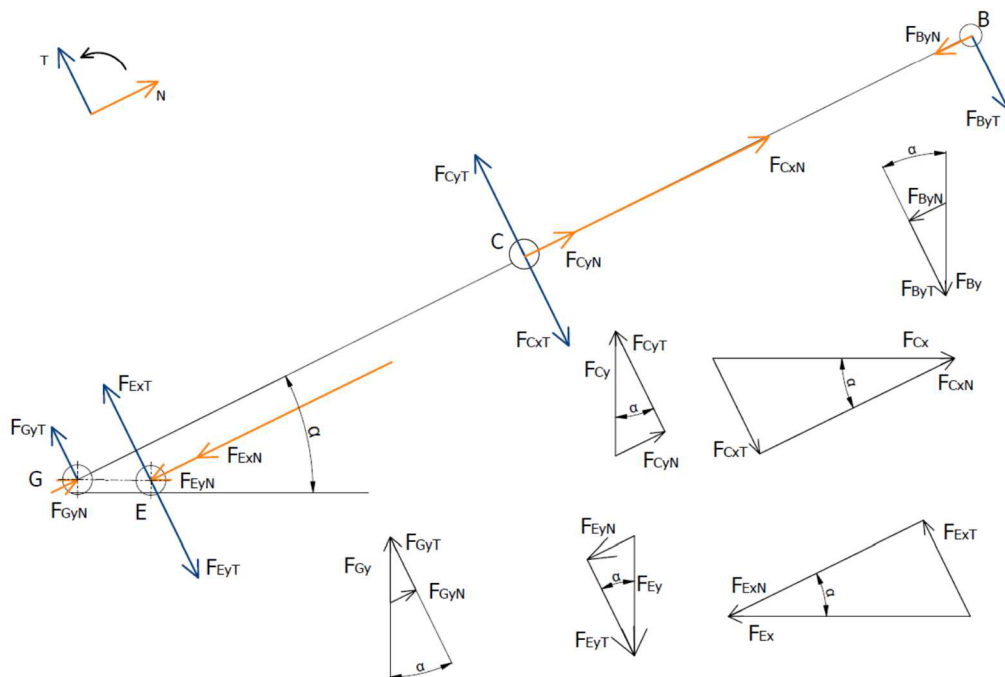
Na tělese 3 byly spočítány průběhy vnitřních sil. Hodnoty sil dosazovaných do výpočtu jsou uvedeny v tabulce 8. Obrázek 70 znázorňuje těleso 3 a skutečné orientace reakčních sil.



Obr. 70 Skutečná orientace sil na tělese 3

Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému

Za pomoci natočeného (lokálního) souřadného systému a úhlu α proběhlo rozložení všech reakčních sil z obr. 70 do směrů tečných a normálových sil a výpočet jejich příslušných velikostí.



Obr. 71 Rozklad sil na tělese 3

Výpočet jednotlivých rozložených sil

$$F_{ByN} = F_{By} \cdot \sin(\alpha) = 1257,47 \cdot \sin(16,73) = 362N \quad (52)$$

$$F_{ByT} = F_{By} \cdot \cos(\alpha) = 1257,47 \cdot \cos(16,73) = 1204,3N \quad (53)$$

$$F_{CxN} = F_{Cx} \cdot \cos(\alpha) = 16309,06 \cdot \cos(16,73) = 15618,7N \quad (54)$$

$$F_{CxT} = F_{Cx} \cdot \sin(\alpha) = 16309,06 \cdot \sin(16,73) = 4694,9N \quad (55)$$

$$F_{CyN} = F_{Cy} \cdot \sin(\alpha) = 8440,30 \cdot \sin(16,73) = 2429,7N \quad (56)$$

$$F_{CyT} = F_{Cy} \cdot \cos(\alpha) = 8440,30 \cdot \cos(16,73) = 8083N \quad (57)$$

$$F_{ExN} = F_{Ex} \cdot \cos(\alpha) = 16309,06 \cdot \cos(16,73) = 15618,7N \quad (58)$$

$$F_{ExT} = F_{Ex} \cdot \sin(\alpha) = 16309,06 \cdot \sin(16,73) = 4694,9N \quad (59)$$

$$F_{EyN} = F_{Ey} \cdot \sin(\alpha) = 8062,22 \cdot \sin(16,73) = 2320,9N \quad (60)$$

$$F_{EyT} = F_{Ey} \cdot \cos(\alpha) = 8062,22 \cdot \cos(16,73) = 7720,9N \quad (61)$$

$$F_{GyN} = F_{Gy} \cdot \sin(\alpha) = 879,38 \cdot \sin(16,73) = 253,2N \quad (62)$$

$$F_{GyT} = F_{Gy} \cdot \cos(\alpha) = 879,38 \cdot \cos(16,73) = 842,2N \quad (63)$$

Výsledné vnitřní účinky

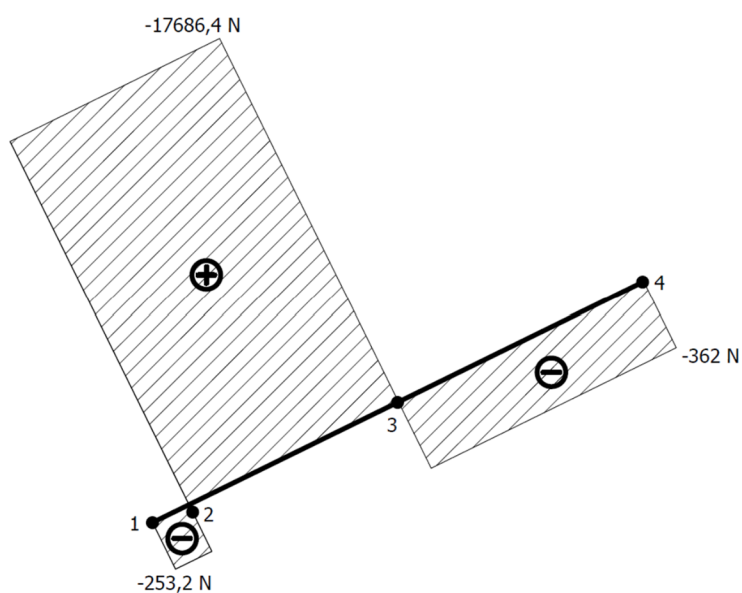
Z rozložených sil byly složeny rovnice (64-76) pro výpočet maximálních napětí od normálových sil, posouvajících sil a ohybového momentu na tělese 3. Na obrázcích 72–74 jsou schematicky naznačeny průběhy jednotlivých výsledných vnitřních účinků.

$$N_{31}^L = -F_{GyN} = -253,2 N \quad (64)$$

$$N_{32}^L = N_{31}^L + F_{EyN} + F_{ExN} = -253,2 + 2320,9 + 15618,7 = 17686,4 N \quad (65)$$

$$N_{33}^L = N_{32}^L - F_{CyN} - F_{CxN} = 17686,4 - 2429,7 - 15618,7 = -362 N \quad (66)$$

$$N_{34}^P = -F_{ByN} = -362 N \quad (67)$$



Obr. 72 Normálové síly na tělese 3

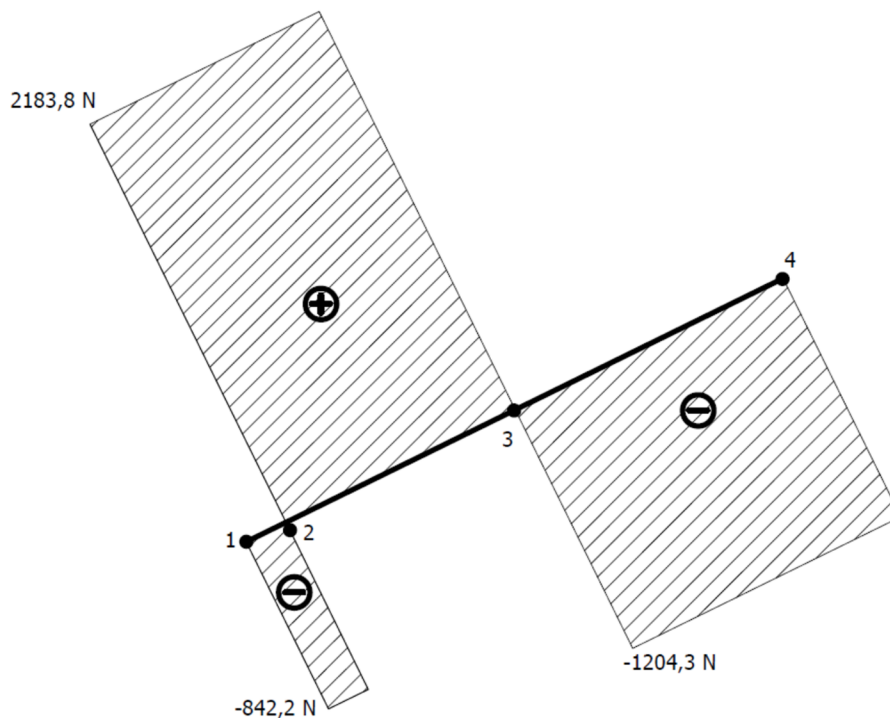
Výpočet posouvajících sil

$$T_{31}^L = -F_{GyT} = -842,2 \text{ N} \quad (68)$$

$$T_{32}^L = T_{31}^L - F_{ExT} + F_{EyT} = -842,2 - 4694,9 + 7720,9 = 2183,8 \text{ N} \quad (69)$$

$$T_{33}^L = T_{32}^L - F_{CyT} + F_{CxT} = 2183,8 - 8083 + 4694,9 = 1204,3 \text{ N} \quad (70)$$

$$T_{34}^P = -F_{ByT} = 1204,3 \text{ N} \quad (71)$$



Obr. 73 Posouvající síly na tělese 3

Výpočet ohybového momentu

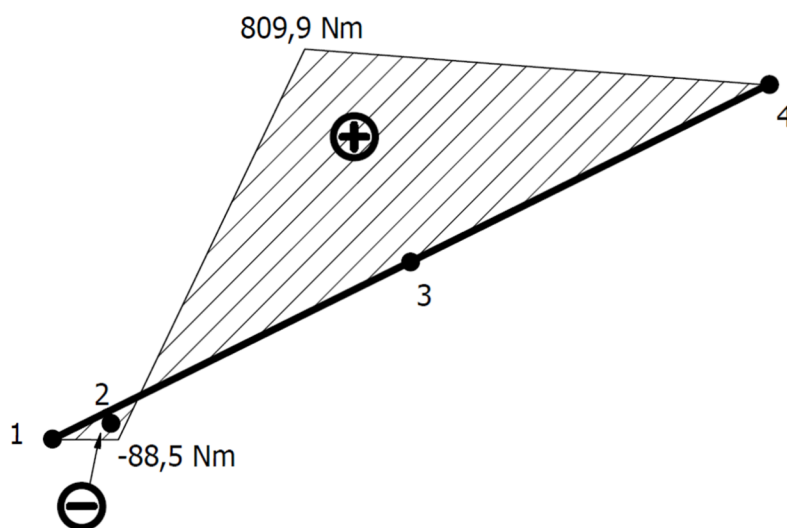
$$M_{31}^L = 0 \text{ Nm} \quad (72)$$

$$M_{32}^L = -F_{GyT} \cdot (L_{10}) - F_{GyN} \cdot L_8 = 842,2 \cdot (0,01) - 253,2 \cdot 0,02 = -88,54 \text{ Nm} \quad (73)$$

$$\begin{aligned} M_{32}^L &= -F_{GyT} \cdot L_6 + (-F_{ExT} + F_{EyT}) \cdot (L_6 - L_{10}) - (F_{EyN} - F_{ExN}) \cdot L_8 = \\ &= -842,2 \cdot 0,7 + (-4694,9 + 7720,9) \cdot (0,7 - 0,01) - \\ &\quad -(2320,9 + 15618,7) \cdot 0,02 = 809,9 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (74)$$

$$M_{34}^P = 0 \text{ Nm} \quad (75)$$

$$M_{33}^P = F_{ByT} \cdot L_5 = -1204,3 \cdot 0,7 = -809,9 \text{ Nm} \quad (76)$$



Obr. 74 Ohybový moment na tělese 3

Maximální hodnoty napětí pro těleso 3:

- normálová síla – $N_{3\max} = 17686,4 \text{ N}$,
- posouvající síla – $T_{3\max} = 2183,8 \text{ N}$,
- ohybový moment – $M_{o3\max} = 809,9 \text{ Nm}$.

Z výsledných vnitřních účinků na ramenech mechanismu byly vyšetřeny maximální hodnoty napětí, pro něž je provedena na následujících stranách pevnostní kontrola.

5.2.3 VOLBA MATERIÁLU

Pro konstrukční profily byl zvolen materiál 1.4301 dle EN s označením X5CrNi18-10. V tabulce 9 jsou uvedeny potřebné vlastnosti zvoleného materiálu [1].

Tab. 9 Vlastnosti materiálu 1.4301

Název veličiny	Hodnota [MPa]
Mez pevnosti v tahu (R_m)	568
Mez kluzu (R_e)	276
Modul pružnosti v tahu (E)	$2,05 \cdot 10^5$

Jako návrhový koeficient bezpečnosti byla zvolena hodnota $k_n=1,5$. Pomocí něho vypočítáme dovolené zatížení materiálu konstrukce.

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_n} = \frac{276}{1,5} = 184 \text{ MPa} \quad (77)$$

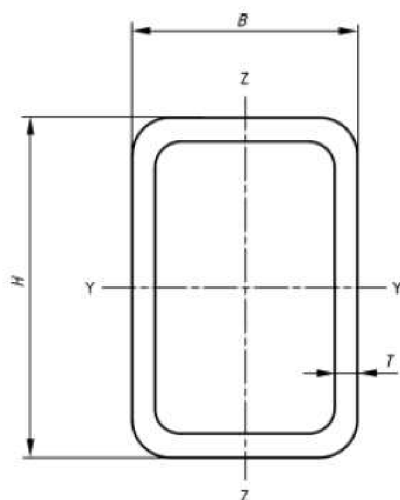
$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 0,8 \cdot 182 = 147,2 \text{ MPa} \quad (78)$$

5.2.4 VOLBA PROFILU RAMEN

Ramena budou vyrobená z dutých obdélníkových profilů dle normy EN 10219-2. Na obrázku 75 je zobrazen řez profilem. V tabulce č.10 jsou uvedeny všechny potřebné parametry tohoto profilu. Ty byly získány z internetového portálu Ferona.cz [42]

Tab.10 Vlastnosti zvoleného profilu

Parametr	Hodnota
Výška profilu (H)	60 mm
Šířka profilu (B)	40 mm
Tloušťka stěny profilu (T)	3 mm
Plocha průřezu profilu (A)	541 mm^2
Kvadratický moment průřezu k ose y (I_y)	$253 \ 800 \text{ mm}^4$
Kvadratický moment průřezu k ose z (I_z)	$134 \ 500 \text{ mm}^4$
Pružný modul průřezu k ose y (W_{oy})	8460 mm^3
Pružný modul průřezu k ose z (W_{oz})	6730 mm^3



Obr. 75 Profil EN 10219-2 [42]

5.2.5 KONTROLA PROFILU NA VZPĚR

Poloměr kvadratického momentu k ose z (i_z) je dán vztahem:

$$i_z = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{134\,500}{541}} = 15,77\text{mm} \quad (79)$$

Štíhlost profilu (λ_p)

$$\lambda_p = \frac{l}{i_z} = \frac{672,5}{15,77} = 42,64, \quad (80)$$

kde l je vzdálenost mezi čepy ramene.

Kritická štíhlost profilu (λ_{kr})

$$\lambda_{kr} = \alpha_p \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{273}} = 87,13, \quad (81)$$

kde parametr α_p je dán způsobem uložení prutu. V daném případě, kdy $\alpha_p = \pi$ je prut uložen na horním i dolním konci rotační vazbou.

$$\lambda_p \leq \lambda_{kr} \quad (82)$$

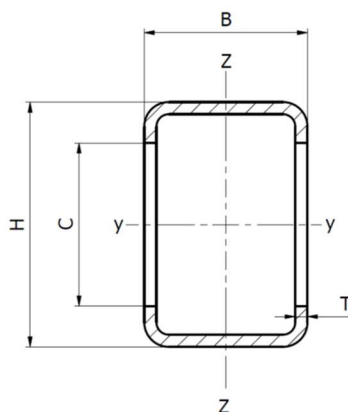
Koeficient bezpečnosti

$$k_\lambda = \frac{\lambda_{kr}}{\lambda_p} = \frac{87,13}{42,64} = 2,04 \quad (83)$$

Pro ocelové konstrukce je doporučeno, aby se koeficient bezpečnosti pohyboval od 2 do 3. Bezpečnost profilu na vzpěr vyhovuje.

5.2.6 KRITICKÝ PRŮŘEZ

Z výpočtu maximálních napětí bylo zjištěno, že maximální hodnoty působí na ramenech v bodě 3. V tomto místě jsou obě ramena spojena čepem (vazba C). Pro kontrolní výpočet je uvažován vliv otvoru pro tento čep. Obě ramena mají v tomto místě stejný průřez profilu (obr. 76).



Obr. 76 Řez profilem ramene s otvorem pro čep

Plocha průřezu (S_p)

$$S_p = A - 2 \cdot C \cdot T = 541 - 2 \cdot 45 \cdot 3 = 271 \text{ mm}^2 \quad (84)$$

Kvadratický moment průřezu k ose y

$$I_{yp} = I_y - 2 \cdot \left(\frac{C^3 \cdot T}{12} \right) = 253800 - 2 \cdot \left(\frac{45^3 \cdot 3}{12} \right) = 208237,5 \text{ mm}^4 \quad (85)$$

Modul průřezu v ohybu k ose y

$$W_{oyp} = \frac{I_{yp}}{\frac{H}{2}} = \frac{208237,5}{\frac{60}{2}} = 6941,25 \text{ mm}^3 \quad (86)$$

5.2.7 KONTROLA TĚLESA 2

Tah/Tlak (σ_{2max})

$$N_{2max} = 13550,7 \text{ N}$$

$$\sigma_{2max} = \frac{N_{2max}}{S_p} = \frac{13550,7}{271} = 50 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\sigma_{2max} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smyk (τ_{2max})

$$T_{2max} = 11574,6 \text{ N}$$

$$\tau_{2max} = \frac{T_{2max}}{S_p} = \frac{11574,6}{271} = 42,71 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$\tau_{2max} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ohyb (σ_{o2max})

$$M_{o2max} = 810,5 \text{ N}$$

$$\sigma_{o2max} = \frac{M_{o2max}}{W_{oyp}} = \frac{810500}{6941,25} = 116,77 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$\sigma_{o2max} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Redukované napětí (σ_{red2})

$$\sigma_{red2} = \sqrt{(\sigma_{2max} + \sigma_{o2max})^2 + 3 \cdot \tau_{2max}^2} = \sqrt{(50 + 116,77)^2 + 3 \cdot 42,71^2} \quad (90)$$

$$\sigma_{red2} = 182,44 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red2} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.2.8 KONTROLA TĚLESA 3**Tah/Tlak (σ_{3max})**

$$N_{3max} = 17686,4 \text{ N}$$

$$\sigma_{3max} = \frac{N_{3max}}{S_p} = \frac{17686,4}{271} = 65,26 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$\sigma_{3max} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smyk (τ_{3max})

$$T_{3max} = 2183,8 N$$

$$\tau_{3max} = \frac{T_{3max}}{S_p} = \frac{2183,8}{271} = 8,06 MPa \quad (92)$$

$$\tau_{3max} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Ohyb (σ_{o3max})

$$M_{o3max} = 809,9 N$$

$$\sigma_{o3max} = \frac{M_{o3max}}{W_{oyp}} = \frac{809900}{6941,25} = 116,78 MPa \quad (93)$$

$$\sigma_{o3max} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Redukované napětí (σ_{red3})

$$\sigma_{red3} = \sqrt{(\sigma_{3max} + \sigma_{o3max})^2 + 3 \cdot \tau_{3max}^2} = \sqrt{(65,26 + 116,78)^2 + 3 \cdot 8,06^2} \quad (94)$$

$$\sigma_{red3} = 182,57 MPa$$

$$\sigma_{red3} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.3 KONTROLA ČEPŮ A POUZDER

Čepy nůžkového mechanismu ve vazbách A, B, C, D a E jsou vyrobeny z oceli jakosti 1.0060. Tato ocel je vhodná k výrobě součástí, které jsou výrazně namáhány staticky i dynamicky a jsou vystaveny velkému měrnému tlaku. Čepy ve vazbách F a G jsou součástí ramen nůžek, a jsou tedy vyrobeny z oceli 1.4031, která je z nerezových ocelí vhodná k dané aplikaci a je zároveň svařitelná.

Ve vazbách A, B a C jsou použita kluzná pouzdra s kompozitem PTFE. Tato pouzdra nevyžadují mazání ani další údržbu, jsou totiž tzv. samomazná. Jsou vhodná pro velká radiální zatížení a pro pomalé pohyby rotačního charakteru.

Vazbami D a E jsou k nůžkovému zvedáku připojeny přímočaré hydromotory, jež mají v připojovacích okách uložena kulová ložiska o šířce 16 mm.

Čepy vazeb F a G jsou uloženy v posuvných kostkách Murtfeldt z materiálu "S"plus+LF.

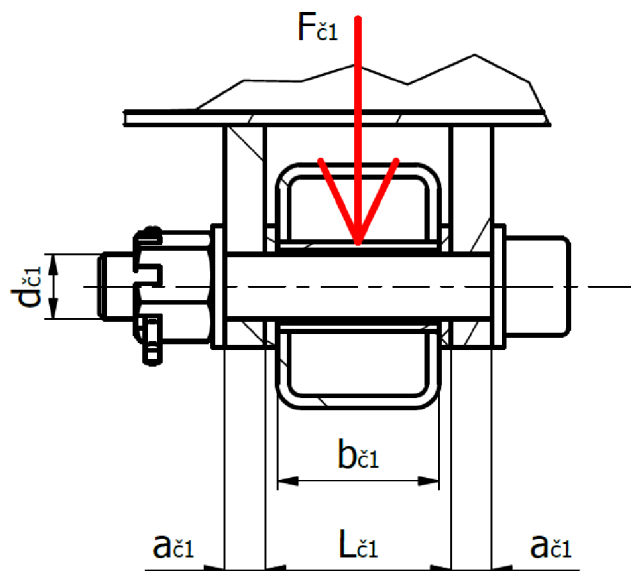
Tabulka č.11 obsahuje potřebné hodnoty dovolených napětí pro použité materiály.

Tab. 11 Vlastnosti zvolených materiálů [1],[34],[41]

Materiál	Dovolená napětí a tlaky [MPa]	
	Tlak (p_D)	Ohyb (σ_D)
1.0060	230	250
1.4031	200	220
1.4301	185	-
Pouzdro + PTFE	250	-
Murtfeldt "S"plus+LF	4,5	-

5.3.1 ČEP 1 – VAZBA A A B

Ve vazbách A a B jsou umístěny čepy stejného rozměru a stejné koncepce (obr. 77). Největší síla na čep působí, pokud je nůžkový mechanizmus ve spodní poloze. Ve vazbě B působí nepatrně větší síla než v A. Proto byl následující výpočet proveden pro sílu, kterou je namáhán čep ve vazbě B, tedy $F_{\check{c}1} = 1257,5 \text{ N}$. Navržený průměr čepu $d_{\check{c}1} = 16 \text{ mm}$, materiál **1.0060**.



Obr. 77 Detail čepu 1

Kontrola dovoleného napětí čepu v ohybu

Ohybový moment

$$M_{O\check{c}1} = \frac{F_{\check{c}1} \cdot (L_{\check{c}1} + a_{\check{c}1})}{4} = \frac{1257,5 \cdot (46 + 10)}{4} = 17605 \text{ Nmm} \quad (95)$$

Průřezový modul

$$W_{o\check{c}1} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}1}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 16^3}{32} = 402,12 \text{ mm}^3 \quad (96)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{o\check{c}1} = \frac{M_{o\check{c}1}}{W_{o\check{c}1}} = \frac{17605}{402,12} = 43,77 \text{ MPa} \quad (97)$$

$$\sigma_{o\check{c}1} < \sigma_D \quad \gggg \quad \mathbf{43,77 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola dovoleného napětí čepu v tlaku

$$p_{\check{c}1} = \frac{F_{\check{c}1}}{d_{\check{c}1} \cdot b_{\check{c}1}} = \frac{1257,5}{16 \cdot 40} = 1,96 \text{ MPa} \quad (98)$$

$$p_{\check{c}1} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{1,96 \text{ MPa} < 230 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kontrola dovoleného napětí kluzného pouzdra v tlaku

Výpočet se shoduje s předchozím výpočtem (rovnice 98)

$$p_{\check{c}1} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{1,96 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

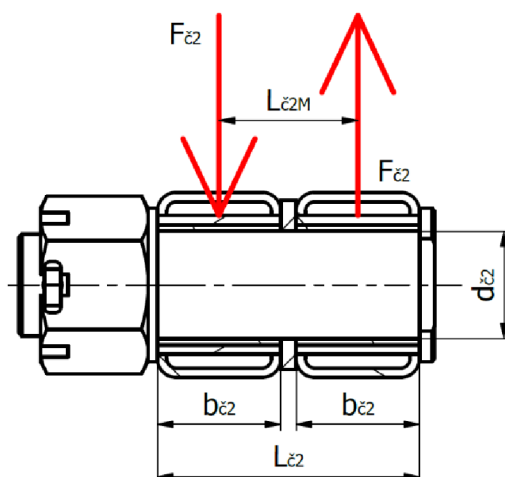
Kontrola dovoleného napětí přípojných ok mechanismu v tlaku

$$p_{o\check{c}1} = \frac{F_{\check{c}1}}{d_{\check{c}1} \cdot 2 \cdot a_{\check{c}1}} = \frac{1257,5}{16 \cdot 2 \cdot 10} = 3,93 \text{ MPa} \quad (99)$$

$$p_{o\check{c}1} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{3,93 \text{ MPa} < 185 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

5.3.2 ČEP 2 – VAZBA C

Ve vazbě C (obr. 78) je čep z materiálu **1.0060** o navrženém průměru $d_{\check{c}2} = 25 \text{ mm}$ namáhán silou $F_{\check{c}2} = 18363,65 \text{ N}$. Tato síla působí na čep, pokud je nůžkový mechanismus ve spodní poloze.



Obr.78 Detail čepu 2

Kontrola dovoleného napětí čepu v ohybu

Ohybový moment

$$M_{O\check{c}2} = F_{\check{c}2} \cdot L_{\check{c}2} = 18363,65 \cdot 45 = 826364,25 \text{ Nmm} \quad (100)$$

Průřezový modul

$$W_{O\check{c}2} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}2}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 35^3}{32} = 4209,24 \text{ mm}^3 \quad (101)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{O\check{c}2} = \frac{M_{O\check{c}2}}{W_{O\check{c}2}} = \frac{826364,25}{4209,24} = 196,32 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$\sigma_{O\check{c}2} < \sigma_D \quad \gggg \quad \mathbf{196,32 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}}$$

Kontrola dovoleného napětí čepu pod ramenem v tlaku

$$p_{\check{c}2} = \frac{F_{\check{c}2}}{d_{\check{c}2} \cdot b_{\check{c}2}} = \frac{18363,65}{35 \cdot 40} = 13,12 \text{ MPa} \quad (103)$$

$$p_{\check{c}2} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{13,12 \text{ MPa} < 230 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}}$$

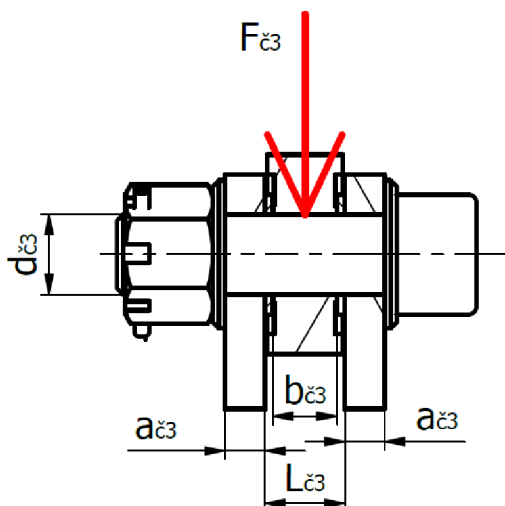
Kontrola dovoleného napětí kluzného pouzdra v tlaku

Výpočet se shoduje s předchozím výpočtem (rovnice 103)

$$p_{\check{c}2} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{13,12 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}}$$

5.3.3 ČEP 3 – VAZBA D A E

Ve vazbách D a E jsou umístěny čepy stejného rozměru a stejné koncepce (obr. 79), které připojují hydraulické válce k mechanismu. Největší síla na čep působí, pokud je nůžkový mechanismus ve spodní poloze $F_{\check{c}3} = 18192,84 \text{ N}$. Průměr čepu je dán vnitřním průměrem ložisek v okách HM, tedy $d_{\check{c}3} = 20 \text{ mm}$. Materiál čepu je **1.0060**.



Obr. 79 Detail čepu 3

Kontrola dovoleného napětí čepu v ohybu

Ohybový moment

$$M_{O\check{c}3} = \frac{F_{\check{c}3} \cdot (L_{\check{c}3} + a_{\check{c}3})}{4} = \frac{18192,84 \cdot (20 + 10)}{4} = 136446,3 \text{ Nmm} \quad (104)$$

Průřezový modul

$$W_{O\check{c}3} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}3}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,4 \text{ mm}^3 \quad (105)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{O\check{c}3} = \frac{M_{O\check{c}3}}{W_{O\check{c}3}} = \frac{136446,3}{785,4} = 173,73 \text{ MPa} \quad (106)$$

$\sigma_{O\check{c}3} < \sigma_D \gggg 173,73 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$

Kontrola dovoleného napětí čepu v tlaku

$$p_{\check{c}3} = \frac{F_{\check{c}3}}{d_{\check{c}3} \cdot b_{\check{c}3}} = \frac{18192,84}{20 \cdot 16} = 56,85 \text{ MPa} \quad (107)$$

$$p_{\check{c}3} < p_D \quad \gg \gg \quad 56,85 \text{ MPa} < 230 \text{ MPa} \quad - \text{vyhovuje}$$

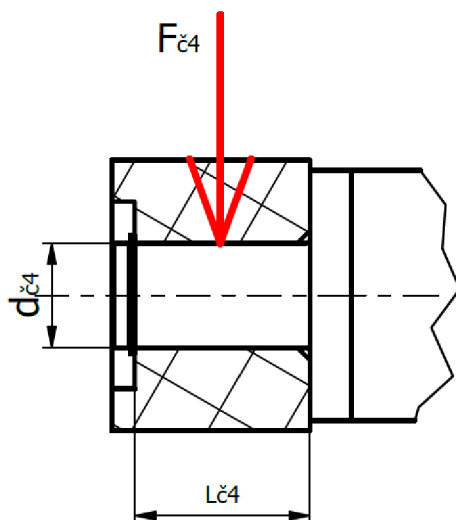
Kontrola dovoleného napětí přípojných ok mechanismu v tlaku

$$p_{o\check{c}3} = \frac{F_{\check{c}3}}{d_{\check{c}3} \cdot 2 \cdot a_{\check{c}3}} = \frac{18192,84}{20 \cdot 2 \cdot 10} = 45,48 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$p_{o\check{c}1} < p_D \quad \gg \gg \quad 45,48 \text{ MPa} < 185 \text{ MPa} \quad - \text{vyhovuje}$$

5.3.4 ČEP 4 – VAZBA F A G

Ve vazbách F a G jsou umístěny posuvné kostky na čepích ramen o stejném rozměru a stejné koncepci (obr. 80). Největší síla na čep působí, pokud je nůžkový mechanismus v horní poloze. Ve vazbě F působí nepatrně větší síla než v G. Proto byl následující výpočet proveden pro sílu, kterou je namáhán čep v F, tedy $F_{\check{c}4} = 1790,62 \text{ N}$. Navržený průměr čepu $d_{\check{c}4} = 25 \text{ mm}$, materiál **1.4031**.



Obr. 80 Detail čepu 4

Kontrola dovoleného napětí čepu v ohybu

Ohybový moment

$$M_{o\check{c}4} = \frac{F_{\check{c}4} \cdot L_{\check{c}4}}{2} = \frac{1790,62 \cdot 42}{2} = 37603,02 \text{ Nmm} \quad (109)$$

Průřezový modul

$$W_{O\check{c}4} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}4}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} = 1533,98 \text{ mm}^3 \quad (110)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{O\check{c}4} = \frac{M_{O\check{c}4}}{W_{O\check{c}4}} = \frac{37603,02}{1533,98} = 24,51 \text{ MPa} \quad (111)$$

$$\sigma_{O\check{c}4} < \sigma_D \quad \gggg \quad \mathbf{24,51 \text{ MPa} < 220 \text{ MPa}} \quad - \text{vyhovuje}$$

Kontrola dovoleného napětí čepu v tlaku

$$p_{\check{c}4} = \frac{F_{\check{c}4}}{d_{\check{c}4} \cdot b_{\check{c}4}} = \frac{1790,62}{25 \cdot 42} = 1,71 \text{ MPa} \quad (112)$$

$$p_{\check{c}4} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{1,71 \text{ MPa} < 200 \text{ MPa}} \quad - \text{vyhovuje}$$

Kontrola dovoleného napětí posuvné kostky v tlaku

Výpočet se shoduje s předchozím výpočtem (rovnice 112)

$$p_{\check{c}4} < p_D \quad \gggg \quad \mathbf{1,71 \text{ MPa} < 4,5 \text{ MPa}} \quad - \text{vyhovuje}$$

6 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

V kapitole 3.3 byl pro zdvih zakladače zvolen hydraulický pohon. Následně bylo v kapitole 4.2.7 určeno, že pro něj bude užito dvou přímočarých hydraulických motorů o průměru 40 mm se zdvihem 250 mm. Jelikož základem hydraulického obvodu je zdroj tlaku, bude se tato kapitola zabývat návrhem hydraulického agregátu. V další části pak budou navrženy další potřebné hydraulické komponenty a na závěr bude sestaveno hydraulické schéma.

6.1 HYDRAULICKÝ AGREGÁT

Návrh hydraulického agregátu byl proveden pomocí katalogů od firmy ARGO-HYTOS s.r.o. Pro sestavení agregátu je nutné znát několik základních parametrů, kterých musí navržený zdroj tlaku dosáhnout.

Tlak na jeden hydraulický válec (p_v)

Z kapitoly 5.1 je zřejmá síla, kterou musí hydraulické válce vyvinout. Protože jsou pro zdvih navrženy válce dva, je třeba výslednou sílu $F_E = 36\,386\text{ N}$ dělit dvěma.

Síla jednoho válce (F_{Ev})

$$F_{Ev} = \frac{F_E}{2} = \frac{36\,386}{2} = 18\,193\text{ N} \quad (113)$$

$$p_v = \frac{4 \cdot F_{Ev}}{\pi \cdot d_v^2} = \frac{4 \cdot 18\,193}{\pi \cdot 40^2} = 14,48\text{ MPa} \quad (114)$$

$d_v = 40\text{ mm}$ (průměr válce)

Průtok hydraulickým válcem (Q_v)

Pro zjištění průtoku je nutné znát rychlost, jakou se bude hydraulický válec vysouvat. Čas pro zdvih je dán zadavatelem práce, tedy $t_z = 10\text{ s}$.

Rychlost vysouvání (v_v)

$$v_v = \frac{z_v}{t_z} = \frac{250}{10} = 25\text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} \quad (115)$$

$z_v = 250\text{ mm}$ (zdvih válce)

$$Q_v = \frac{v_v \cdot \pi \cdot d_v^2}{4} = \frac{25 \cdot \pi \cdot 40^2}{4} = 31\,415,93\text{ mm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \gg 1,88\text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (116)$$

Celkový průtok (Q_c)

Celkový průtok je průtok potřebný k vysunutí dvou hydromotorů za daný čas. Tento průtok by měl také odpovídat minimálnímu průtoku hydrogenerátoru.

$$Q_c = Q_v \cdot 2 = 1,88 \cdot 2 = 3,76 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (117)$$

6.1.1 HYDROGENERÁTOR A ELEKTROMOTOR

Na základě výše uvedených hodnot bylo z katalogu hydraulických agregátů firmy ARGO-HYTOS s.r.o. [43] zvoleno zubové čerpadlo 33 GP1L ve spojení s třífázovým elektromotorem s následujícími parametry.

Parametry hydrogenerátoru jsou:

- průtok – $4,3 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$,
- jmenovitý tlak – 20 MPa,
- maximální tlak – 25 MPa.

Parametry elektromotoru jsou:

- výkon - 2,2 kW,
- otáčky – 1425 min^{-1} ,
- napětí – 400 V.



Obr.81 Zubové čerpadlo [43]

Zubová čerpadla jsou konstrukčně jednoduchým a spolehlivým typem hydraulických čerpadel. Zvolené čerpadlo řady GP1L má vnější ozubení a je určeno pro zařízení s nižším provozním tlakem (do 25 MPa). Otáčky čerpadla jsou shodné s otáčkami elektromotoru, neboť oba tyto komponenty jsou přímo propojeny pružnou spojkou. Potřebný výstupní tlak bude na rozdíl od potřebného tlaku ve válci navýšen o tlakové ztráty v jednotlivých částech obvodu. Celkový potřebný maximální tlak bude omezen tlakovým ventilem.

6.1.2 VELIKOST NÁDRŽE

Velikost nádrže se odvíjí od maximálního průtoku navrženého hydrogenerátoru. Pro otevřený hydraulický obvod s neregulačními hydrogenerátory se doporučuje zvolit takový objem nádrže, jenž bude dvakrát až čtyřikrát větší než hodnota průtoku generátoru.

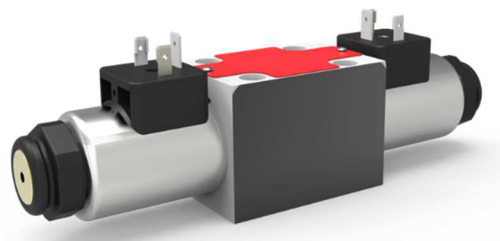
Opět z katalogu hydraulických agregátů firmy ARGO-HYTOS s.r.o. [43] byla zvolena válcová nádrž z ocelového plechu o objemu 10 l, která je určena pro horizontální montážní polohu.



Obr.82 Hydraulická nádrž

6.1.3 ROZVÁDĚČ

K ovládání hydromotorů byl z katalogu firmy ARGO-HYTOS s.r.o. [44] zvolen rozváděč s označením **RPEL1-06**. Jedná se elektromagneticky ovládaný přímo řízený šoupátkový rozváděč, který je čtyřcestný a má tři polohy (4/3). Stejně jako hydrogenerátor je tento rozváděč z řady Lightline, jejíž produkty jsou určeny pro nižší provozní tlaky, mají tedy menší rozměry a jsou cenově výhodnější.



Obr.83 Rozváděč RPEL1 -06 [44]

Základní parametry rozváděče jsou:

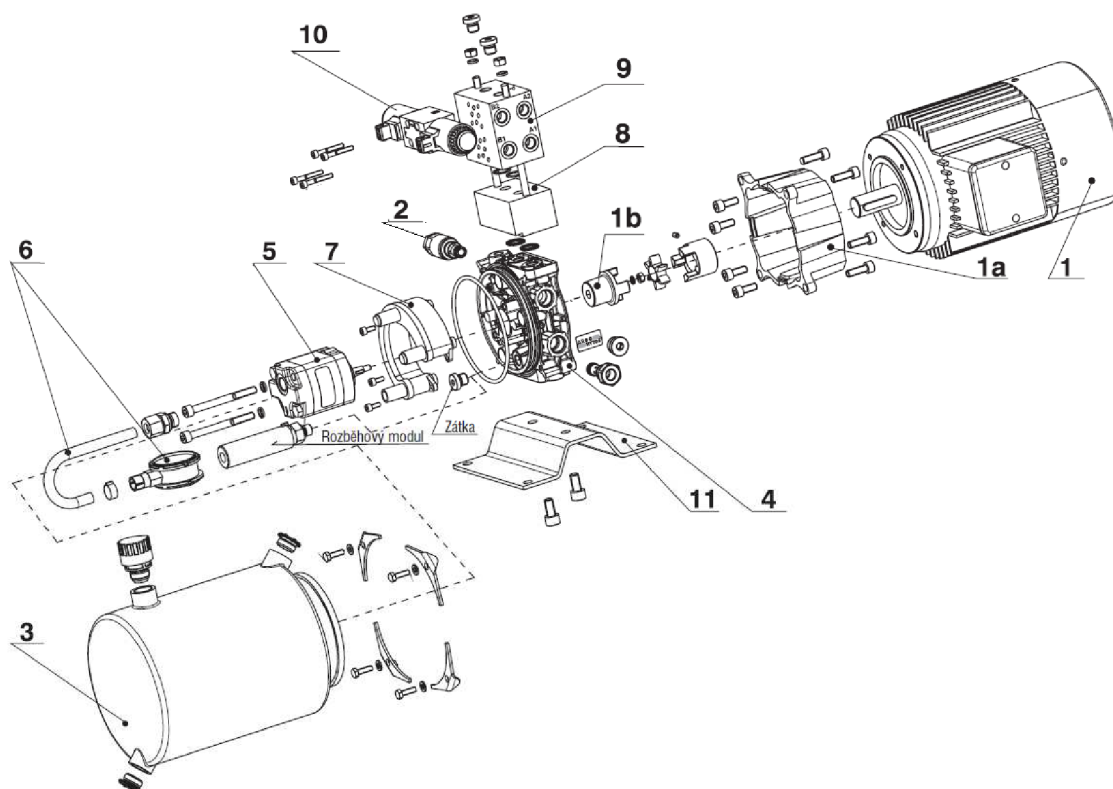
- jmenovitá světlost – DN06,
- maximální průtok – $50 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$,
- maximální provozní tlak – 25 MPa,
- tlaková ztráta při průtoku $4,3 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ – 0,1 MPa.

6.1.4 SESTAVA AGREGÁTU

Byl sestaven hydraulický agregát s označením **SMA-05-33/17.0-B-24S.F-F16/02400**, který se skládá z výše uvedených komponent a dalších součástí, jež jsou zřejmé z ilustračního schématu agregátu (obr. 84). V nádrži je před hydrogenerátorem umístěn sací filtr. Pro řízení výstupního tlaku hydrogenerátoru je agregát osazen také pojistným tlakovým ventilem. Sdružovací desky umožňují propojení jednotlivých řídicích a ovládacích prvků bez použití hadic a potrubí. Vzniká tak kompaktní celek. Pro připojení hadic, které propojí agregát s hydromotory, jsou na sdružovací desce vývody s vnitřními trubkovými závity G3/8“. Oba vývody jsou společně umístěny na jedné straně desky.

Tab. 12 Legenda k obr. 84

1	AC elektromotor
1a	Distanční mezipříruba
1b	Spojka elektromotoru
2	Pojistný tlakový ventil
3	Nádrž s příslušenstvím
4	Centrální hydraulický blok
5	Zubové čerpadlo
6	Sací filtr s vedením
7	Sdružené odpadní vedení
8	Převodní deska pro nastavby obvodu
9	Deska horizontálního sdružování
10	Hydraulický rozváděč 4/3
11	Držák



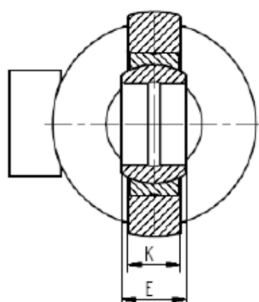
Obr. 84 Ilustrační schéma SMA – 05 [43]

6.2 DĚLIČE PRŮTOKU

Hydraulický obvod je doplněn o dva děliče průtoku **A-DRF16** dodané firmou Hydroma s.r.o., které rozdělují přívod hydraulické kapaliny v poměru 1:1 k hydraulickým válcům. Tím je zaručeno, že při případném nerovnoměrném zatížení nůžkového mechanismu nedojde k jeho křížení v důsledku rozdílného zatížení hydromotorů.

6.3 HYDROMOTORY

Pro pohon zdvihu byly v kapitole 4.2.7 zvoleny dvojčinné hydromotory, které budou dodány firmou HYDRAULICS s.r.o. Z jejich katalogu [40] byly vybrány válce s označením **HM1.2 40/22x250 K/20**, jež jsou určeny pro maximální tlak 20 MPa a maximální pracovní rychlost $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Je možné je také použít v prostředí, kde teplota okolí dosahuje až $70 \text{ }^\circ\text{C}$, což je dostačující pro aplikaci v zakladači. Poloha připojovacích závitů pro hadice je kolmá na rovinu kývání, jak naznačuje obr. 85.



Obr. 85 Poloha připojovacích závitů hadic [40]

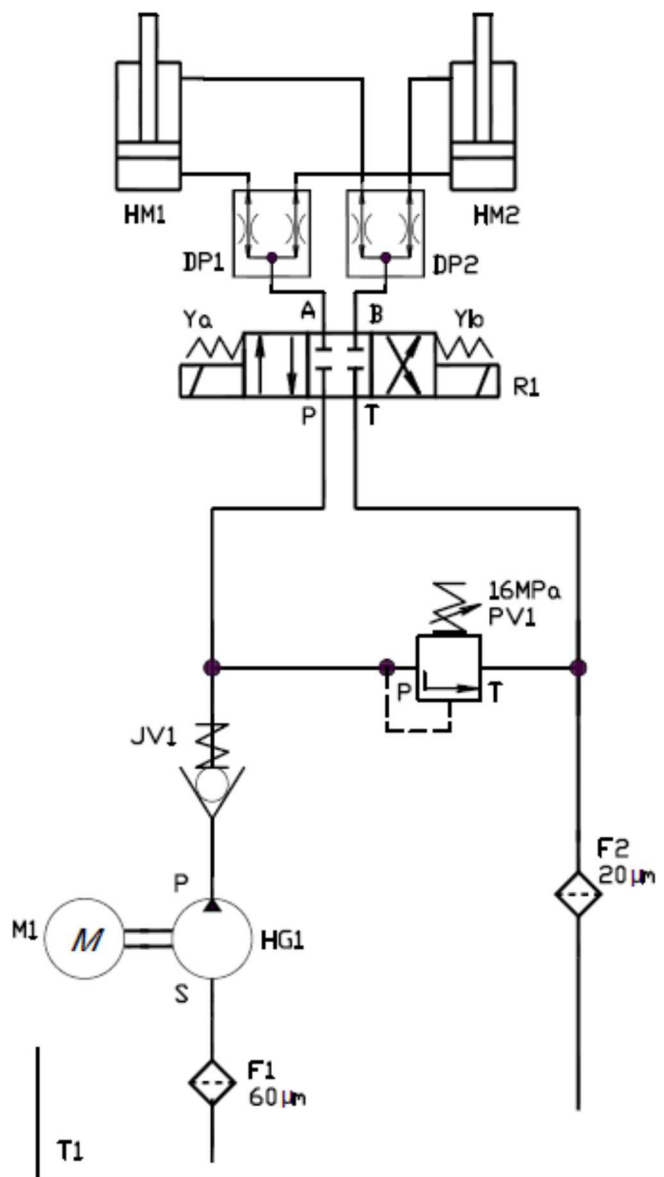
6.4 HYDRAULICKÉ HADICE

Pro propojení hydromotorů s agregátem byly zvoleny hadice s označením **CR2 – 06** od firmy VSK Profi, s.r.o., které disponují následujícími vlastnostmi [46]:

- vnitřní průměr hadice - 6 mm,
- vnější průměr hadice – 14,5 mm,
- pracovní tlak – až 40 MPa,
- splňují požadavky normy EN 853 1SN/2SN a SAE, pracovní teploty -40 až +100 °C,
- vnitřní duše NBR, vnější plášť SBR, 2 vysoce pevnostní oplety z ocelového drátu.

Hadice budou na obou koncích opatřeny koncovkami s vnějším závitem G3/8“ a těsnícím kuželem 60°.

6.5 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU



Obr. 86 Schéma hydraulického obvodu

Hydraulické schéma bylo navrženo v programu Autocad 2020. Hydraulický obvod se dle schématu skládá z elektromotoru **M1**, který pohání hydrogenerátor **HG1**, ten přes sací filtr **F1** nasává hydraulický olej z nádrže **T1**. Z hydrogenerátoru putuje vysokotlaká kapalina přes jednosměrný ventil **JV1** k hydraulickému rozváděči **R1**. Pojistný ventil **PV1** zabraňuje, aby se k rozváděči a hydromotorům dostala kapalina o vyšším tlaku, než jaký je povolen. Rozváděč na základě řídicích signálů **Ya** a **Yb** přivádí kapalinu přes dělič průtoku **DP1 (DP2)** k hydraulickým válcům **HM1** a **HM2** v požadovaném směru (zdvih, spouštění). Tyto válce svým vysouváním realizují zdvih nůžkového mechanismu. Nízkotlaká kapalina proudí odpadním vedením přes odpadní filtr **F2** zpět do nádrže.

6.6 HYDRAULICKÝ OLEJ

V hydraulických systémech se pro přenos energie běžně využívá minerálních hydraulických olejů. Jelikož bude navrhované zařízení pracovat v potravinářském provozu, je nutné zvolit takový olej, který svým složením splňuje požadavky potravinářského průmyslu. Případný únik oleje do potravin nesmí představovat hygienické riziko.

Zvolený typ oleje musí tedy splňovat specifikaci typu NSF H1, která označuje maziva, jež nejsou určena pro přímý styk s potravinou, ale pouze pro mazání strojních mechanismů zpracovávajících potraviny. Předpokládá se, že během provozu může dojít k drobným únikům kapaliny a náhodnému kontaktu s potravinou.

Na základě výše uvedených požadavků byl zvolen hydraulický potravinářský olej **Castrol Optileb HY 46**, který splňuje také požadavky dle normy DIN 51524 pro běžné hydraulické oleje. Mezi hlavní výhody tohoto oleje patří:

- zdravotní nezávadnost,
- absence chuti, zápachu,
- nízká pěnivost,
- vynikající viskozitně-teplotní chování,
- dobré odlučování vody,
- mísitelnost s minerálními oleji,
- likvidace (likvidace odpadního oleje se neliší od likvidace běžného minerálního oleje).

V tabulce číslo 13 jsou uvedeny základní technické parametry zvoleného oleje.

Tab. 13 Technické parametry Oleje Optileb HY 46[47]

Parametr	Hodnota
Hustota	830 kg.m ⁻³
Kinematická viskozita při 40 °C	43,6 mm ² .s ⁻¹
Kinematická viskozita při 100 °C	7,43 mm ² .s ⁻¹
Bod tuhnutí	-48 °C
Bod vzplanutí	242 °C
Viskozitní index	136

6.7 HYDRAULICKÉ ZTRÁTY

Při proudění kapaliny vznikají hydraulické ztráty, které mohou být způsobeny třením kapaliny o plochy potrubí (ztráty třením) nebo vířením kapaliny (místní ztráty). K víření kapaliny dochází v místech, kde se mění velikost rychlosti kapaliny, což je v místech zakřivení nebo změny jeho průřezu. Tlaková energie kapaliny se při ztrátách mění na energii tepelnou. Tato rozptýlená energie musí být doplněna například navýšením výstupního tlaku kapaliny z hydrogenerátoru.

V kapitole 6.1 (rovnice 114) byl určen potřebný tlak pro hydromotory, ten však musíme navýšit o tlakovou ztrátu, která vznikne v jednotlivých částech hydraulického obvodu.

Rychlost proudění hydraulického oleje (v_k)

$$v_k = \frac{4 \cdot Q_{HG}}{\pi \cdot d_h^2} = \frac{4 \cdot 4,3 \cdot 10^{-5}}{\pi \cdot 0,006^2} = 1,52 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (118)$$

kde:

$Q_{HG} = 4,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (výstupní průtok hydrogenerátoru),

$d_h = 0,006 \text{ m}$ (vnitřní průměr hadice).

Reynoldsovo číslo (Re)

Pro výpočet ztrát třením v potrubí (hadicích) je třeba vědět, zda se jedná o proudění laminární, nebo turbulentní. Typ proudění určíme pomocí výpočtu Reynoldsova čísla a znalosti jeho kritické hodnoty (Re_{kr}) pro daný druh potrubí. Pro pryžové hadice je kritická hodnota Reynoldsova čísla rovna 1600. Je-li $Re < Re_{kr}$, proudění je laminární. V opačném případě, tedy pokud je $Re > Re_{kr}$, jedná se o proudění turbulentní. Vypočtená hodnota Re následně slouží k výpočtu bezrozměrného součinitele tření.

$$Re = \frac{v_k \cdot d_h}{\nu_o} = \frac{1,52 \cdot 0,006}{4,36 \cdot 10^{-5}} = 212,2, \quad (119)$$

kde:

$\nu_o = 4,36 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ (kinematická viskozita hydraulického oleje).

6.7.1 ZTRÁTY TŘENÍM V HADICÍCH (Δp_1)

Tlaková kapalina je k hydraulickým válcům přivedena pomocí dvou pryžových hadic o shodném vnitřním průměru 6 mm. Délka jedné hadice je 1 m a druhá měří 0,85 m.

Bezrozměrný součinitel tření pro pryžové hadice (λ)

$$\lambda = \frac{80}{Re} = \frac{80}{212,2} = 0,38 \quad (120)$$

$$\Delta p_1 = \lambda \cdot \frac{l_{h1} + l_{h2}}{d_h} \cdot \rho \cdot \frac{v_k^2}{2} = 0,38 \cdot \frac{1 + 0,85}{0,006} \cdot 830 \cdot \frac{1,52^2}{2} = 0,11 \text{ MPa} , \quad (121)$$

kde:

$l_{h1} = 1 \text{ m}$ (délka hadice 1),

$l_{h2} = 0,85 \text{ m}$ (délka hadice 2),

$\rho = 830 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ (hustota hydraulického oleje).

6.7.2 MÍSTNÍ ZTRÁTY (Δp_2)

Na výstupu hydraulického agregátu a výstupu děliče jsou umístěna celkem dvě kolena s úhlem 90° . Ztráty tlaku v těchto místech jsou dány zakřivením potrubí, neboť zde vznikají víry, které zmenšují průtočný průřez. Hodnota součinitele ztráty v lomeném potrubí (úhel 90°) je 1,2 [11].

$$\Delta p_2 = 2 \cdot \zeta_m \cdot \rho \cdot \frac{v_k^2}{2} = 2 \cdot 1,2 \cdot 830 \cdot \frac{1,52^2}{2} = 0,002 \text{ MPa} , \quad (122)$$

kde:

$\zeta_m = 1,2$ (součinitel místní ztráty).

6.7.3 ZTRÁTY V ROZVÁDĚČI (Δp_3)

Tlaková ztráta rozváděče je závislá na průtoku kapaliny, a proto se tyto ztráty určují z diagramů, které jsou uvedeny v katalogu rozváděčů. Z diagramu v katalogu rozváděče RPEL1 -06 [44] byla tlaková ztráta určena na $\Delta p_3 = 0,1 \text{ MPa}$.

6.7.4 ZTRÁTA V DĚLIČI PRŮTOKU (Δp_4)

Stejně jako v případě rozváděče byla tlaková ztráta děliče určena z diagramu uvedeném v jeho technickém listu [45]. Dle příslušné křivky a vstupního průtoku byla tlaková ztráta určena na $\Delta p_4 = 0,7 \text{ MPa}$.

6.7.5 CELKOVÁ ZTRÁTA (Δp)

Celková tlaková ztráta je dána součtem všech výše uvedených ztrát.

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 = 0,11 + 0,002 + 0,1 + 0,7 = 0,91 \text{ MPa} \quad (123)$$

Vypočtený potřebný tlak v rovnici 114 musíme tedy navýšit o celkovou tlakovou ztrátu. Výsledná hodnota maximálního pracovního tlaku pak bude nastavena na pojistném ventilu. Při

překročení této hodnoty dojde k otevření pojistného ventilu, čímž je celé zařízení chráněno proti přetížení.

Pracovní hodnota tlaku (p_p)

$$p_p = p_v + \Delta p = 14,48 + 0,91 = 15,39 \text{ MPa} \quad (124)$$

7 ŘÍZENÍ ZAKLADAČE

Zakladač bude součástí automatické linky na výrobu chleba, proto je nutné doplnit na zařízení řídicí prvky (čidla). Po důkladné konzultaci s elektroinženýrem firmy Moravské potravinářské strojírný a.s. bylo navrženo následující řízení stroje a vytypována potřebná čidla a komponenty.

Motory dopravníků i hydraulického agregátu budou připojeny k silové části hlavního elektrického rozvaděče linky a budou spínány stykači. Elektromagnetické cívký hydraulického rozvaděče budou rovněž propojeny s hlavním elektrorozvaděčem a ovládány pomocí převodních relé z řídicího systému.

7.1 ŘÍDICÍ SYSTÉM

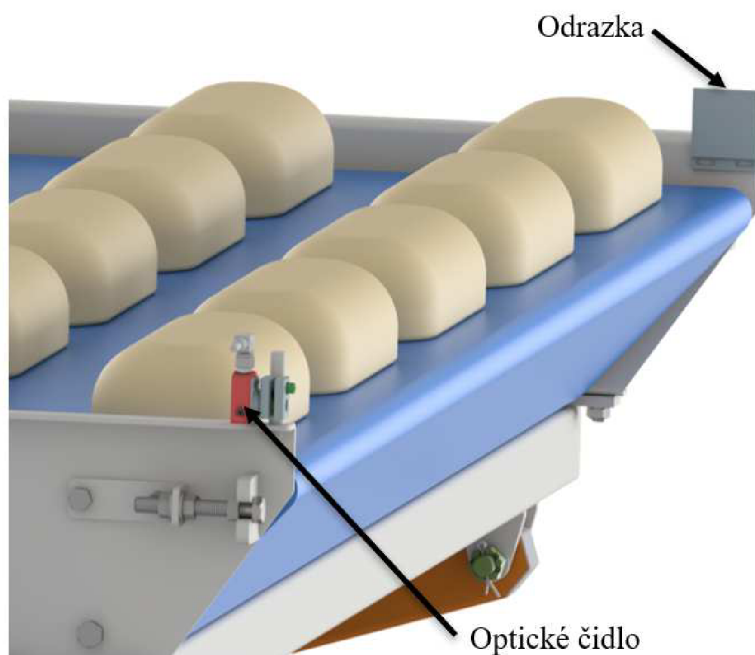
Pro automatizaci procesů při řízení strojů a výrobních linek se využívá programovatelných logických automatů (PLC). Firma Moravské potravinářské strojírný a.s. využívá pro řízení svých linek systém **Simatic S7 -1200** [48], který je výrobkem firmy Siemens s.r.o. Základní součásti tohoto systému jsou procesorová jednotka (CPU), propojovací moduly (vstupy, výstupy) a ovládací dotykový display. Všechny části jsou umístěny v hlavním rozvaděči linky. Na obrázku 87 je zobrazen příklad dotykového panelu batonové linky v Moskvě.



Obr. 87 Řídicí panel – příklad

7.2 OPTICKÁ ZÁVORA

Optická závora (obr. 88) slouží ke snímání řad chleebů na dopravnících. Skládá se z optického čidla **PRKL 25B/66.1-S12** (obr. 89) od firmy Leuze electronic GmbH + Co. KG, kabelu čidla, odrazky a držáku čidla. Pomocí takto vytvořené optické závory je možno snímat jednotlivé řady projíždějících nakynutých chleebů a načítat jejich počet. Pro celkový chod zakladače jsou třeba dvě závory, jedna na výstupu předávacího dopravníku (před zakladačem) a druhá na výstupu dopravníku zakladače.



Obr. 88 Optická závora



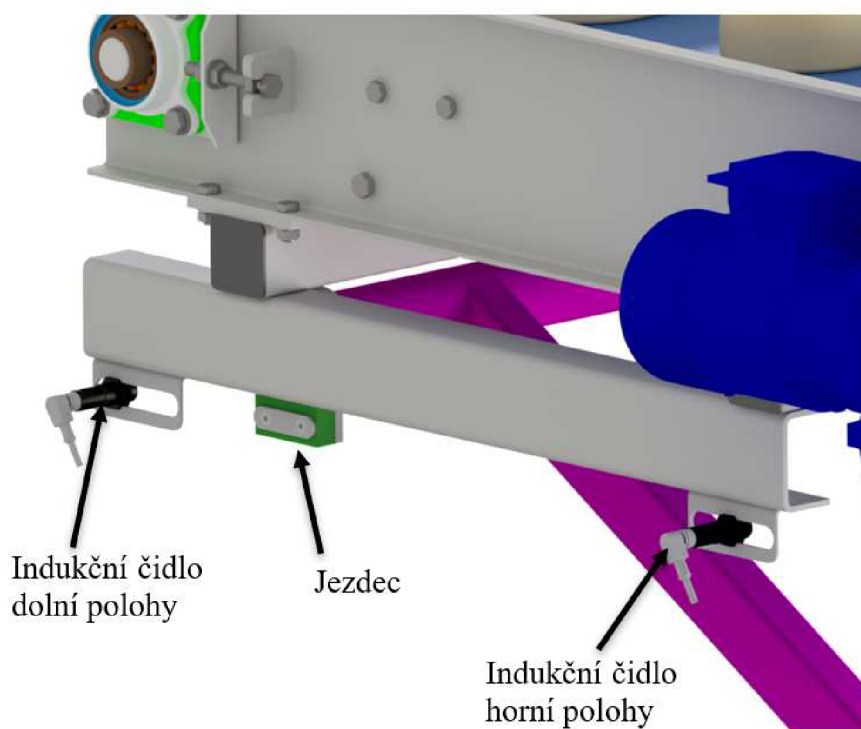
Obr. 89 Optické čidlo Leuze [49]

7.3 SNÍMÁNÍ POZICE

Pro snímání polohy zakladače (horní a dolní) byla vybrána indukční čidla **ISS 212 MM/4NO-10N-S12** (obr.90) od firmy Leuze electronic GmbH + Co. KG, která budou umístěna pomocí držáků na konzole dopravníku, jak je zřejmé z obrázku 91. Společně s pohybujícím se ramenem (při zvedání či spouštění) se pohybuje i zelený kluzný jezdec, k němuž je pomocí zápusťných šroubů připojen i ocelový plíšek. Při najetí zvedacího mechanismu zakladače do koncových poloh detekují indukční čidla přítomnost kovu (plíšku) a dávají řídicímu systému zprávu o poloze zakladače. Levé čidlo slouží pro signalizaci dolní polohy, pravé pak pro polohu horní.



Obr. 90 Indukční čidlo Leuze[50]



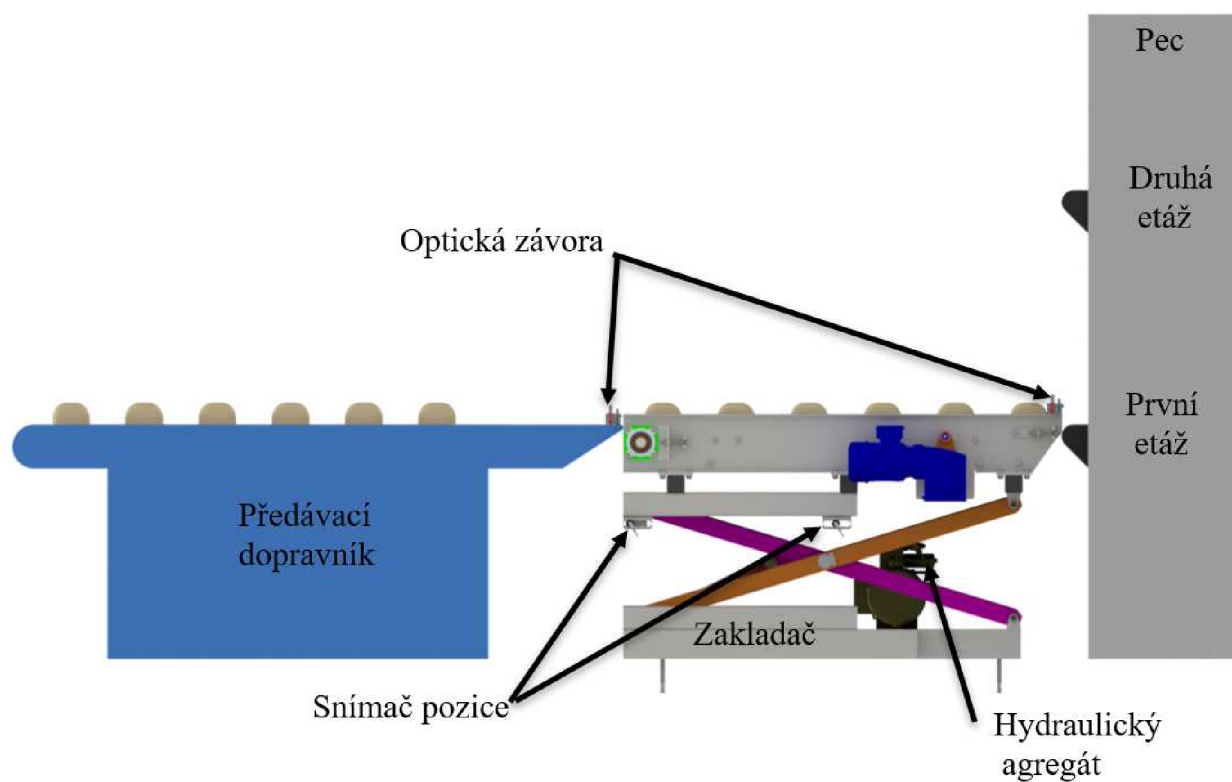
Obr. 91 Snímání polohy

7.4 POPIS CYKLU

Na obrázku 92 je vyobrazeno zakládací zařízení společně umístěné v lince. Před zakladačem je umístěn předávací dopravník a za ním je pec. Programátor tvořící program pro celou linku bude při řízení uzlu se zakladačem postupovat podle kroků následujícího popisu cyklu:

1. Na předávací dopravník je z kynárny vyklopeno 6 řad chlebě.
2. Řídicí systém má informaci, že vyklápění 6 řad bylo dokončeno.
3. Spíná se motor hydraulického agregátu, zároveň s ním se sepne rozváděcí ventil, a to buď nahoru, nebo dolů, podle toho, v jaké poslední poloze zakladač byl.
4. Systém čeká na sepnutí čidla polohy dole.
5. Po sepnutí čidla polohy dole se vypne motor agregátu.
6. Sepnou se motory předávacího dopravníku i dopravníku zakladače.
7. Řady těsta se postupně přesouvají na pás dopravníku zakladače.
8. Optická závora na výstupu předávacího dopravníku kontrolně počítá počet předaných řad.
9. Řídicí systém čeká na naplnění dopravníku zakladače.
10. Po začlenění optické závory na konci dopravníku zakladače se oba motory vypnou.
11. Pokud byla v předchozím cyklu osazena první etáž pece, spíná se hydraulický agregát.
12. Řídicí systém čeká na odezvu čidla horní polohy.
13. Po dosažení horní polohy je vypnut motor hydrauliky.
14. Spíná se motor dopravníku zakladače a dopravníku druhé etáže pece.
15. Chléb je zakládán do pece.
16. Optická závora načítá počet projetých řad.
17. Po předání všech řad na pec dává optické čidlo signál, že je dopravník prázdný a připraven k dalšímu cyklu.

V případě, že v bodě 11 byla v předcházejícím cyklu osazena druhá etáž pece, dojde k přeskočení bodů 12 a 13 a pokračuje se stejně jako v dalších bodech. Předávání chlebů ovšem probíhá na první etáž pece.



Obr. 92 Sestava předávání

8 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY ZAKLADAČE

Při chodu zařízení je nutné zajistit bezpečnost obsluhy, proto musí být přijata taková opatření, která zabraňují kontaktu stroje s obsluhou. Taktéž při údržbě nebo seřizování stroje je nutné zabránit složení mechanismu a předejít tak možnému zranění pracovníka údržby.

8.1 BEZPEČNOST PŘI CHODU STROJE

Pro zamezení nebezpečí úrazu za chodu stroje bude okolo zakladače i předávacího dopravníku umístěno ochranné ocelové oplocení o výšce 2 m. Z levé i pravé strany budou umístěny dveře, které však budou opatřeny bezpečnostními spínači **RE13-SAC** od firmy Sick AG (obr. 94). Při otevření dveří za chodu stroje, dojde k nouzovému zastavení celé linky a uvedou se do chodu světelné i zvukové výstražné signály. K opětovnému rozjetí linky bude nutné zavřít dveře ochranného oplocení a spustit linku na hlavním řídicím panelu.



Obr. 93 Ochranné oplocení s dveřmi [51]

Zmiňovaný zvukový a světelný signál bude zajištěn pomocí tříbarevného signalizačního majáku s houkačkou (obr. 95). Při poruše či nouzovému zastavení linky bude maják blikat červeně a bude houkat siréna. Při chodu stroje bude přerušovaně svítit barva oranžová. Jakmile bude stroj vypnut, rozsvítí se barva zelená, což je signál umožňující obsluze bezpečný vstup.



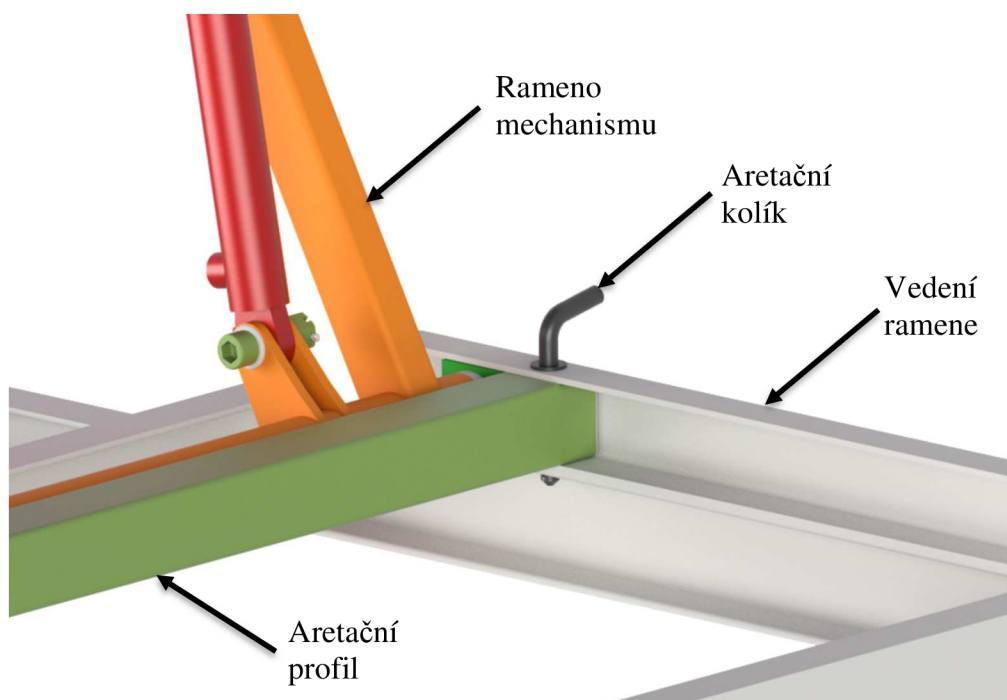
Obr. 94 Bezpečnostní čidlo Sick [52]



Obr. 95 Signalizační maják [53]

8.2 BEZPEČNOST PŘI ÚDRŽBĚ

Při údržbě, seřizování nebo opravách bude mechanismus proti samovolnému složení jištěn pomocí aretačního profilu. Pracovník údržby ručním ovládním nechá nůžkový mechanismus vyjet do horní polohy, následně do spodního vedení ramen vloží aretační profil a zajistí jej na levé i pravé straně vložení kolíků, které procházejí podstavcem a otvorem v aretačním profilu. Kluzné kostky ramene se zapřou o aretaci a tím je zvedák mechanicky zajištěn.



Obr. 96 Aretace mechanismu

ZÁVĚR

Tato práce byla věnována návrhu základního zařízení do víceetážové pekárenské pece. Cílem práce bylo navrhnout zařízení pro automatickou chlebovou linku podle zadaných parametrů, vytvořit 3D model, provést funkční výpočet a pevnostní kontrolu vybraných komponent a vytvořit výkresy sestav a dílců. Všech těchto cílů bylo dosaženo. První kapitola této práce se zabývá pekárenským průmyslem a rozdělením jednotlivých druhů pečiva. Detailně je zde popsán princip výrobní linky na chléb. Dále je zde vysvětlen princip práce zakladače a jsou zde určeny všechny potřebné parametry daného zařízení. V další části práce jsou uvedeny požadavky na potravinářské stroje z hlediska hygieny, použitých materiálů a konstrukčních řešení daných normou ČSN EN 1672-2+A1. Následujícím bodem práce byla kritická rešerše možných řešení, která je rozdělena na dvě části. První z nich se zabývá zvedacím mechanismem a možností jeho pohonu, druhá část je pak věnována pásovému dopravníku. V závěru této kapitoly je zvolena a zdůvodněna koncepční řešení vhodná pro obsluhu dvouetážové pece.

Čtvrtá kapitola se zabývá konstrukčním návrhem částí zakladače dle koncepce zvolené v přechodí kapitole. Nejprve byl za pomoci programu Autodesk Inventor 2020 navržen koncept modulárního dopravníku o celkové délce 1 500 mm a šířce pásu 1 983 mm. Součástí řešení jeho koncepce je i výpočet a volba pohonu. Druhá část této kapitoly je věnována návrhu nůžkového mechanismu s nesymetrickou kinematikou a s pohonem hydraulickými přímočarými motory se zdvihem 250 mm. Dále je proveden funkční výpočet nůžkové konstrukce, který zahrnuje simulaci pohybu mechanismu provedenou v programu MSC Adams po zjištění hodnot závislých proměnných v průběhu zdvihu mechanismu. Tyto hodnoty byly použity ke statickému výpočtu mechanismu ve 101 polohách. Poté následovala pevnostní kontrola ramen navržených z jáklových profilů dle normy EN 10219-2 o rozměrech 60x40x3 z materiálu 1.4301. Dle pevnostního výpočtu s koeficientem bezpečnosti $k_n=1,5$ ramena o navržených rozměrech vyhovují. V této kapitole jsou rovněž uvedeny kontrolní výpočty všech čepů a jejich uložení.

V kapitole šest je uveden výpočet potřebných tlaků a průtoků, podle kterých byl navržen hydraulický agregát firmy ARGO-HYTOS s.r.o., který dodává tlakovou kapalinu pro dva hydraulické válce firmy HYDRAULICS s.r.o. Hydraulický obvod je také doplněn děliči průtoků dodaných firmou Hydroma s.r.o. K propojení těchto částí obvodu jsou použity pryžové hydraulické hadice. Dále je zde uvedeno schéma obvodu a výpočet tlakových ztrát obvodu. Pro přenos energie je navržen hydraulický olej Castrol Optileb HY 46, který splňuje požadavky na chemické složení olejů sloužících k pohonu potravinářských strojů. Následně byl navržen cyklus práce zakladače pro řídicí systém Simatic S7-1200 a vytipována čidla. Pro snímání produktu byla vybrána optická čidla a pro snímání pozice zakladače pak čidla indukční. Poslední kapitola je věnována bezpečnostním prvkům pro obsluhu za chodu stroje i při údržbě.

V této práci bylo dosaženo všech uvedených cílů. Zařízení je možno po vytvoření kompletní výrobní dokumentace předat do technologického oddělení ke zpracování výrobních postupů a dále do výroby.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, CH. R., BUDYNAS, R. G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1186 s. ISBN: 978- 80-214-2629-0
- [2] BIGOŠ Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-1187-6.
- [3] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. 4. dopl. vyd.* Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2008. 951 s. ISBN: 978-80-7361-051-7.
- [4] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka. 12. přepr. vyd.* Praha: SNTL, 1968. 1183 s. Řada strojírenské literatury.
- [5] PŘÍHODA, J., HUMPOLÍKOVÁ, P., NOVOTNÁ, D. *Základy pekárenské technologie*. Praha: Pekař a cukrář s.r.o., 2003. 363 s. ISBN: 80-902922-1-6.
- [6] ŠEDIVÝ, P., ALBRECHT, J. *Pekařská technologie. II., Výroba chleba*. Praha: Pekař a cukrář s.r.o., 2014. 222 s. ISBN: 978-80-905481-0-7.
- [7] ŠEDIVÝ, P., HANUS, M., NOVÁKOVÁ, E., SKŘIVAN, P. *Pekařská technologie III., Výroba běžného pečiva*. Praha: Odborné nakladatelství a vydavatelství Pekař a cukrář s.r.o., 2015. 266 s. ISBN: 978-80-905481-2-1
- [8] ČSN EN 1672-2+A1. *Potravinářské stroje – Základní pojmy: Část 2: Hygienické požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2009.
- [9] ČSN EN 1570-1+A1. *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [10] ČSN EN 280+A1. *Pojízdne zdvihací pracovní plošiny – Konstrukční výpočty – Kritéria stability – Konstrukce – Bezpečnost – Přezkoušení a zkoušky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [11] ŠKOPÁN, M. *Hydraulické pohony strojů*. *Vutbr.cz* [online]. [cit. 2020-11-08]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.
- [12] Katalog produktů NM. *nerzove-materialy.cz* [online]. [cit. 2019-11-08]. Dostupné z: <https://www.nerzove-materialy.cz/app/uploads/2020/03/nm-katalog-2016-cz.pdf>
- [13] Zvedací stůl. *altosystems.cz* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <https://www.altosystems.cz/produkt/zvedaci-stulplosina-hymo-optima-ax-2/>
- [14] Plošina s vysokým zdvihem. *hanselifter.cz* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <https://hanselifter.cz/produkt/plosiny-vysokym-zdvihem-trsht/>

- [15] Loading dock. *hocen-lifter.com* [online]. [cit. 2020-01-10]. Dostupné z: <http://cz.hocen-lifter.com/scissor-lift/loading-dock-scissor-lifts.html>
- [16] Pohon pohybovým šroubem. *directindustry.com* [online]. [cit. 2020-01-16]. Dostupné z: https://img.directindustry.com/images_di/photo-mg/60958-2823565.jpg
- [17] Elevatora-Serapid. *vinca.es* [online]. [cit. 2020-01-16]. Dostupné z: <https://www.vinca.es/wp-content/uploads/sotawp-vinca/image/m/mesa-elevadora-de-tijera-con-cadena-serapid.jpg>
- [18] Tlačný řetěz Serapid. *ngn.com* [online]. [cit. 2020-01-16]. Dostupné z: https://pictures.attention-ngn.com/portal/287/357332/products/1423824463.4591_6_o.jpg
- [19] Pohon pneumatickým měchem. *cloudfront.net* [online]. [cit. 2020-01-16]. Dostupné z: <https://d3pcsg2wj9izr.cloudfront.net/files/60737/products/603242/0-1-11.PNG>
- [20] Pohon pneumatickým přímočarým motorem. *directindustry.com* [online]. [cit. 2020-01-16]. Dostupné z: https://img.directindustry.com/images_di/photo-mg/118509-6244897.jpg
- [21] SKF akutátor. *konstruktion-online.de* [online]. [cit. 2020-01-19]. Dostupné z: https://www.konstruktion-online.de/var/svv/storage/images/9/1/7/7/1437719-1-ger-DE/8285ADFDBD99460BB93DB6EEEA3628B5_kap_skf_bild_3.jpg
- [22] Spiralift. *directindustry.com* [online]. [cit. 2020-01-19]. Dostupné z: https://img.directindustry.com/images_di/photo-mg/65935-7883197.jpg
- [23] Dvousloupový hydraulický zvedák. *golemtech.cz* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/zvedaky-a-hevery/15-dvousloupovy-hydraulicky-zvedak-4000-kg.html>
- [24] Jednosloupový hydraulický zvedák. *naradi-pro.cz* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <https://www.naradi-pro.cz/jednosloupovy-zvedak-ee-612fe-82302>
- [25] Stvorstlpovy zdvihak. *auto-dielna.sk* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <https://www.auto-dielna.sk/stvorstlpovy-zdvihak-4t-lincos-std-5640/>
- [26] Pístový zvedák. *profo.cz* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <http://www.profo.cz/fotografie/max/ravaglioli-rav1131-3052-1.bmp>
- [27] Jednopístový zvedák. *tablazat.hu* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: https://www.tablazat.hu/raraco_ipari_fejleszt_es_kereskedelmi_kft./_slift_solis_square_s30.19hv20.html
- [28] Dvoupístový zvedák. *garage.raraco.hu* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: <http://garage.raraco.hu/index.php/ct-menu-item-6/ct-menu-item-8/ct-menu-item-18/solis-square-s30-19hv20-359-360-361-362-363-364-366-r%C3%A9szletek>
- [29] Paralelogramový zvedák. *amazon.com* [online]. [cit. 2020-01-12]. Dostupné z: https://images-na.ssl-images-amazon.com/images/I/815zLS3zO5L._SL1500_.jpg

- [30] Syntetický pás. *ammeraalbeltech.com* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/ImageVault/publishedmedia/2m5ftc40innduervtf19/57.png>
- [31] Tkaný pás. *ammeraalbeltech.com* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: https://www.ammeraalbeltech.com/ImageVault/publishedmedia/31dqo3y533sst3cjp31s/Picture_Endless_woven_JPG.jpg
- [32] Pás UNI M-QNB. *ammeraalbeltech.com* [online]. [cit. 2020-01-13]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/ImageVault/publishedmedia/s03ectvsjwc5b5r41wh4/uni-M-QNB-Closed.jpg>
- [33] Universal conveyor roller series 1700 heavy. *interroll.cz* [online]. [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: <https://www.interroll.cz/cs/produkty/dopravnikove-valecky/rollers/universal-conveyor-roller-series-1700-heavy/>
- [34] Katalog Murtfeldt. *murtfeldt.cz* [online]. [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: https://www.murtfeldt.cz/fileadmin/downloads/hauptkatalog/Murtfeldt_Main_catalogue.pdf
- [35] Universal SI worm gear unit. *nord.com* [online]. [cit. 2020-02-07]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/images/img-content/products/geared_motors_1/universal/UNIVERSAL-SI-Worm-Gear-Unit-ProductImage_ProductImage.png
- [36] Universal SMI worm gear unit. *nord.com* [online]. [cit. 2020-02-07]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/images/img-content/products/geared_motors_1/smiworm/Universal-SMI-Worm-geared-Motors_SK1SMI63AZ-IEC90LP_ProductImage_ProductImage.png
- [37] Šnekové převodovky UNIVERSAL, SI+SMI (G1035). *nord.com* [online]. [cit. 2019-12-10]. Dostupné z: <https://www.nord.com/cms/cz/documentation/catalogues/catalogues-dep.jsp>
- [38] Uni Engineering manual. *ammeraalbeltech.com* [online]. [cit. 2020-02-05]. Dostupné z: <https://www.ammeraalbeltech.com/globalassets/documents/technical-manuals/uni-engineering-manual-en.pdf>
- [39] Winkel PR_4.062. *winkel.de* [online]. [cit. 2020-02-26]. Dostupné z: https://www.winkel.de/fileadmin/templates/2012/img/article/PR_4.062_plus_AP_4.jpg
- [40] Výrobní katalog Hydraulics 2019. *hydraulics.cz* [online]. [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2019.pdf
- [41] Kluzná pouzdra s kompozitem PTFE. *komtesa.com* [online]. [cit. 2020-03-27]. Dostupné z: <http://obrazky-mateza.l01v10.komtesa.com/pdf/017005.pdf>
- [42] Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219 // rozměr 60x40x3. *ferona.cz* [online]. [cit. 2020-03-20]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/28154/profil-duty-svarovany-cerny-s-obdelnikovym-prurezem-en-10219-rozmer-60x40x3>

- [43] Agrohytos: Katalog_SMA_05_hc7212_CZ. *argo-hytos.com* [online]. [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_SMA_05_hc7212_CZ.pdf
- [44] Agrohytos: Katalog_GI_hc0060_CZ. *argo-hytos.com* [online]. [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_GI_hc0060_CZ.pdf
- [45] Dělič průtoku A-DRF16. *hydroma.cz* [online]. [cit. 2020-04-01]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/9/12/20555/data/006-10181n.pdf>
- [46] Hydraulické hadice CR. *Vskprofi.cz* [online]. [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <https://www.vskprofi.cz/vsk-file/23923>
- [47] Technický list Castrol Optileb HY. *istrexoil.cz* [online]. [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: http://www.istrexoil.cz/files/produkty%20tech.%20listy/optileb%20hy%20rada_pi_cz_23082016.pdf
- [48] Řídicí systém SIMATIC S7-1200 – flexibilní síťové připojení. *siemens.com* [online]. [cit. 2020-04-07]. Dostupné z: <https://c4b.gss.siemens.com/resources/images/articles/dffa-b10053-03-7600.pdf>
- [49] Leuze optické čidlo. *leuze.com* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: https://www.leuze.com/selector/ci_img/Heiler/Volumes/Volume0/opusdata/d100001/derivates/2/003/106/DV002_326px_PPIC_PRKL25B_R.jpg
- [50] Leuze indukční čidlo. *leuze.com* [online]. [cit. 2020-04-08]. Dostupné z: https://www.leuze.com/selector/ci_img/Heiler/Volumes/Volume0/opusdata/d100001/derivates/2/167/771/4/DV002_326px_PPIC_IS212MM_N_S12_L.jpg
- [51] Ochranné oplocení. *satech.cz* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: <http://www.satech.cz/gallery/AdaptaGuard7.png>
- [52] Sick RE13-SAC. *digikey.com* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://media.digikey.com/Photos/Sick%20Photos/MFG_RE11-SAC.jpg
- [53] Signalizační sloupek. *e1.cz* [online]. [cit. 2020-04-10]. Dostupné z: https://www.e1.cz/api/products/1196444/images/O/signalizacni-sloupek-cervena-zluta-zelena-24vac-dc-ip66-eaton-sl7-100-l-ryg-24led-171425__p_1196444.jpg

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

η_m	[-]	Účinnost šnekové převodovky
μ	[-]	Počet neznámých parametrů
μ_F	[-]	Počet silových neznámých parametrů
μ_M	[-]	Počet momentových neznámých parametrů
A	[mm ²]	Plocha průřezu profilu
$a_{\varepsilon 1}$	[mm]	Tloušťka přípojného oka čepu 1
$a_{\varepsilon 3}$	[mm]	Tloušťka přípojného oka čepu 3
B	[mm]	Šířka profilu
b_0	[m]	Šířka pásu
$b_{\varepsilon 2}$	[mm]	Délka kluzného pouzdra čepu 2
$b_{\varepsilon 3}$	[mm]	Tloušťka přípojného oka hydromotoru k čepu 3
b^T	[-]	Transponovaný vektor vnějších sil
c_s	[-]	Provozní součinitel pásu
$d_{\varepsilon 1}$	[mm]	Průměr čepu 1
$d_{\varepsilon 2}$	[mm]	Průměr čepu 2
$d_{\varepsilon 3}$	[mm]	Průměr čepu 3
$d_{\varepsilon 4}$	[mm]	Průměr čepu 4
d_h	[m]	Vnitřní průměr hadice
$DP1$	[-]	Dělič průtoku 1
$DP2$	[-]	Dělič průtoku 2
d_v	[m]	Průměr válce
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
$F1$	[-]	Sací filtr
$F2$	[-]	Odpadní filtr
F_A	[N]	Výsledná síla ve vazbě A
F_{Ax}	[N]	Síla ve vazbě A ve směru osy x
F_{AxN}	[N]	Normálová složka síly F_{Ax}
F_{AxT}	[N]	Tečná složka síly F_{Ax}
F_{Ay}	[N]	Síla ve vazbě A ve směru osy y
F_{AyN}	[N]	Normálová složka síly F_{Ay}
F_{AyT}	[N]	Tečná složka síly F_{Ay}
F_B	[N]	Výsledná síla ve vazbě B

F_{Bx}	[N]	Síla ve vazbě B ve směru osy x
F_{BxN}	[N]	Normálová složka síly F_{Bx}
F_{BxT}	[N]	Tečná složka síly F_{Bx}
F_{By}	[N]	Síla ve vazbě B ve směru osy y
F_{ByN}	[N]	Normálová složka síly F_{By}
F_{ByT}	[N]	Tečná složka síly F_{By}
F_C	[N]	Výsledná síla ve vazbě C
F_{Cx}	[N]	Síla ve vazbě C ve směru osy x
F_{CxN}	[N]	Normálová složka síly F_{Cx}
F_{CxT}	[N]	Tečná složka síly F_{Cx}
F_{Cy}	[N]	Síla ve vazbě C ve směru osy y
F_{CyN}	[N]	Normálová složka síly F_{Cy}
F_{CyT}	[N]	Tečná složka síly F_{Cy}
$F_{\check{c}1}$	[N]	Namáhající síla na čep 1
$F_{\check{c}2}$	[N]	Namáhající síla na čep 2
$F_{\check{c}3}$	[N]	Namáhající síla na čep 3
$F_{\check{c}4}$	[N]	Namáhající síla na čep 4
F_D	[N]	Zatížení od vlastní hmotnosti dopravníku
F_D	[N]	Výsledná síla ve vazbě D
F_{Dx}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy x
F_{DxN}	[N]	Normálová složka síly F_{Dx}
F_{DxT}	[N]	Tečná složka síly F_{Dx}
F_{Dy}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy y
F_{DyN}	[N]	Normálová složka síly F_{Dy}
F_{DyT}	[N]	Tečná složka síly F_{Dy}
F_E	[N]	Výsledná síla ve vazbě E
F_{Ev}	[N]	Síla jednoho hydromotoru
F_{Ex}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy x
F_{ExN}	[N]	Normálová složka síly F_{Ex}
F_{ExT}	[N]	Tečná složka síly F_{Ex}
F_{Ey}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy y
F_{EyN}	[N]	Normálová složka síly F_{Ey}
F_{EyT}	[N]	Tečná složka síly F_{Ey}

F_F	[N]	Výsledná síla ve vazbě F
F_{Fy}	[N]	Síla ve vazbě F ve směru osy y
F_{FyN}	[N]	Normálová složka síly F_{Fy}
F_{FyT}	[N]	Tečná složka síly F_{Fy}
F_G	[N]	Výsledná síla ve vazbě G
F_{Gy}	[N]	Síla ve vazbě G ve směru osy y
F_{GyN}	[N]	Normálová složka síly F_{Gy}
F_{GyT}	[N]	Tečná složka síly F_{Gy}
F_N	[N]	Normálová složka síly
F_P	[N]	Zatížení od hmotnosti produktu
F_S	[N]	Tažná síla pásu
f_t	[-]	Součinitel tření pásu
F_T	[N]	Tečná složka síly
F_x	[N]	Síla ve směru osy x
F_y	[N]	Síla ve směru osy y
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[mm]	Výška profilu
$HG1$	[-]	Hydrogenerátor
$HM1$	[-]	Hydromotor 1
$HM2$	[-]	Hydromotor 2
H_{max}	[mm]	Maximální výška horního čepu mechanismu
H_{min}	[mm]	Minimální výška horního čepu mechanismu
i	[-]	Počet stupňů volnosti
I_{min}	[mm ⁴]	Minimální kvadratický moment průřezu
i_v	[-]	Počet stupňů volnosti tělesa v rovině
I_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose y
I_{yp}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose y
I_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose z
i_z	[mm]	Poloměr kvadratického momentu k ose z
JVI	[-]	Jednosměrný ventil
k_D	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_n	[-]	Návrhový koeficient bezpečnosti
k_s	[-]	Součinitel bezpečnosti

k_{λ}	[-]	Koeficient vzpěrné bezpečnosti
L	[m]	Délka dopravníku
l	[mm]	Vzdálenost mezi čepy ramene
L_1	[mm]	Délka tělesa 3
L_{10}	[mm]	Poloha dolního čepu pístu
L_{11}	[mm]	Poloha horního čepu pístu
L_2	[mm]	Délka tělesa 2
L_3	[mm]	Délka tělesa 5
L_{3max}	[mm]	Maximální vzdálenost mezi čepem ramene a osou posuvné kostky
L_{3min}	[mm]	Minimální vzdálenost mezi čepem ramene a osou posuvné kostky
L_4	[mm]	Délka tělesa 4
L_{4max}	[mm]	Maximální vzdálenost mezi čepy uložení pístu
L_{4min}	[mm]	Minimální vzdálenost mezi čepy uložení pístu
L_5	[mm]	Poloha středového čepu na tělese 3
L_6	[mm]	Poloha středového čepu na tělese 2
L_7	[mm]	Vzdálenost mezi dolním s horní čepem mechanismu
L_8	[mm]	Poloha dolního čepu pístu
L_9	[mm]	Poloha horního čepu pístu
$L_{\check{c}1}$	[mm]	Délka čepu 1
$L_{\check{c}2}$	[mm]	Délka čepu 2
$L_{\check{c}3}$	[mm]	Délka čepu 3
$L_{\check{c}4}$	[mm]	Délka čepu 4
l_{h1}	[m]	Délka hadice 1
l_{h2}	[m]	Délka hadice 2
L_{Q5}	[mm]	Poloha těžiště tělesa 5
m_1	[kg]	Hmotnost dopravovaného produktu na 1 m délky pásu
$M1$	[-]	Elektromotor
m_2	[kg]	Hmotnost pásu na 1 m jeho délky
M_{21}^L	[Nm]	Ohybový moment na tělese 2 v bodě 1 zleva
M_{22}^L	[Nm]	Ohybový moment na tělese 2 v bodě 2 zleva
M_{23}^P	[Nm]	Ohybový moment na tělese 2 v bodě 3 zprava
M_{24}^P	[Nm]	Ohybový moment na tělese 2 v bodě 4 zprava
M_{31}^L	[Nm]	Ohybový moment na tělese 3 v bodě 1 zleva

M_{32}^L	[Nm]	Ohybový moment na tělese 3 v bodě 2 zleva
M_{33}^P	[Nm]	Ohybový moment na tělese 3 v bodě 3 zprava
M_{34}^P	[Nm]	Ohybový moment na tělese 3 v bodě 4 zprava
m_D	[kg]	hmotnost dopravníku
m_K	[kg]	hmotnost konzol dopravníku
M_{o2max}	[Nm]	Maximální ohybový moment na tělese 2
M_{o3max}	[Nm]	Maximální ohybový moment na tělese 3
$M_{Oč1}$	[Nm]	Ohybový moment čepu 1
$M_{Oč2}$	[Nm]	Ohybový moment čepu 2
$M_{Oč3}$	[Nm]	Ohybový moment čepu 3
$M_{Oč4}$	[Nm]	Ohybový moment čepu 4
m_P	[kg]	Hmotnost produktu
m_{RD}	[kg]	Hmotnost rotujících částí v dolní větvi na 1 m délky dopravníku
m_{RH}	[kg]	Hmotnost rotujících částí v horní větvi na 1 m délky dopravníku
M_{zA}	[Nm]	Moment k vazbě A okolo osy z
M_{zB}	[Nm]	Moment k vazbě B okolo osy z
M_{zE}	[Nm]	Moment k vazbě E okolo osy z
M_{zG}	[Nm]	Moment k vazbě G okolo osy z
n	[-]	Počet těles mechanismu
N_{21}^L	[N]	Normálová síla na tělese 2 v bodě 1 zleva
N_{22}^L	[N]	Normálová síla na tělese 2 v bodě 2 zleva
N_{23}^L	[N]	Normálová síla na tělese 2 v bodě 3 zleva
N_{24}^P	[N]	Normálová síla na tělese 2 v bodě 4 zprava
N_{2max}	[N]	Maximální normálová síla na tělese 2
N_{31}^L	[N]	Normálová síla na tělese 3 v bodě 1 zleva
N_{32}^L	[N]	Normálová síla na tělese 3 v bodě 2 zleva
N_{33}^L	[N]	Normálová síla na tělese 3 v bodě 3 zleva
N_{34}^P	[N]	Normálová síla na tělese 3 v bodě 4 zprava
N_{3max}	[N]	Maximální normálová síla na tělese 3
n_e	[min ⁻¹]	Otáčky elektromotoru s převodovkou
NP	[-]	Neznámé parametry
o	[-]	Počet dvojic s obecnou vazbou.
<i>obr.</i>		Obrázek

p	[-]	Počet dvojic s posuvnou vazbou
$p_{\varepsilon 1}$	[MPa]	Tlakové napětí čepu 1
$p_{\varepsilon 2}$	[MPa]	Tlakové napětí čepu 2
$p_{\varepsilon 3}$	[MPa]	Tlakové napětí čepu 3
$p_{\varepsilon 4}$	[MPa]	Tlakové napětí čepu 4
p_D	[MPa]	Dovolené tlakové napětí čepu
P_m	[kW]	Výkon motoru
$p_{o\varepsilon 1}$	[MPa]	Tlakové napětí přípojních ok mechanismu k čepu 1
$p_{o\varepsilon 3}$	[MPa]	Tlakové napětí přípojních ok mechanismu k čepu 3
$poz.$		Pozice
p_p	[MPa]	Pracovní tlak
p_v	[MPa]	Tlak na jeden hydraulický válec
PVI	[-]	Pojistný ventil
Q_5	[N]	Celkové zatížení od tělesa 5
Q_c	[l.min ⁻¹]	Celkový průtok
Q_{HG}	[m ³ .s ⁻¹]	Výstupní průtok hydrogenerátoru
Q_v	[l.min ⁻¹]	Průtok jedním hydraulickým válcem
r	[-]	Počet kinematických dvojic s rotační vazbou
RI	[-]	Rozváděč
Ra	[μm]	Drsnost povrchu
R_e	[MPa]	Mez kluzu
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
Re_{kr}	[-]	Kritická hodnota Reynoldsova čísla
r_k	[m]	Poloměr vnější kružnice kolečka s nasazeným pásem
R_m	[MPa]	Mez pevnosti v tahu
S_p	[mm ²]	Plocha průřezu
T	[mm]	Tloušťka stěny profilu
TI	[-]	Nádrž
T_{21}^L	[N]	Posouvající síla na tělese 2 v bodě 1 zleva
T_{22}^L	[N]	Posouvající síla na tělese 2 v bodě 2 zleva
T_{23}^L	[N]	Posouvající síla na tělese 2 v bodě 3 zleva
T_{24}^P	[N]	Posouvající síla na tělese 2 v bodě 4 zprava
T_{2max}	[N]	Maximální posouvající síla na tělese 2

T_{31}^L	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v bodě 1 zleva
T_{32}^L	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v bodě 2 zleva
T_{33}^L	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v bodě 3 zleva
T_{34}^P	[N]	Posouvající síla na tělese 3 v bodě 4 zprava
T_{3max}	[N]	Maximální posouvající síla na tělese 3
<i>tab.</i>		Tabulka
t_z	[s]	Čas zdvihu
ν	[-]	Počet dvojic s vazbou valivou
ν	[-]	Počet použitelných podmínek statické rovnováhy
ν_F	[-]	Počet použitelných silových podmínek
ν_k	[m.s ⁻¹]	Rychlost proudění hydraulického oleje
ν_M	[-]	Počet použitelných momentových podmínek
ν_p	[m.min ⁻¹]	Rychlost pásu
ν_v	[m.s ⁻¹]	Rychlost vysouvání
$W_{O\check{c}1}$	[mm ³]	Průřezový modul čepu 1
$W_{O\check{c}2}$	[mm ³]	Průřezový modul čepu 2
$W_{O\check{c}3}$	[mm ³]	Průřezový modul čepu 3
$W_{O\check{c}4}$	[mm ³]	Průřezový modul čepu 4
W_{oy}	[mm ³]	Pružný modul průřezu k ose y
W_{oyp}	[mm ³]	Pružný modul průřezu k ose y
W_{oz}	[mm ³]	Pružný modul průřezu k ose z
x^T	[-]	Transponovaný vektor neznámých parametrů
Ya	[-]	Řídící signál a
Yb	[-]	Řídící signál b
z_v	[mm]	Zdvih válce
α	[°]	Úhel sklonu ramene
α_p	[-]	Koeficient uložení prutu
β	[°]	Úhel sklonu pístu
γ	[°]	Úhel polohy dolního čepu pístu
δ	[°]	Úhel polohy horního čepu pístu
Δp	[MPa]	Celková tlaková ztráta
Δp_1	[MPa]	Třecí tlakové ztráty v hadicích
Δp_2	[MPa]	Místní tlaková ztráta

Δp_3	[MPa]	Tlaková ztráta v děliči průtoku
Δp_4	[MPa]	Tlaková ztráta v rozváděči
ζ_m	[-]	Součinitel místní ztráty
λ	[-]	Bezrozměrný součinitel tření pro pryžové hadice
λ_{kr}	[-]	Kritická štíhlost profilu
λ_p	[-]	Štíhlost profilu
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota hydraulického oleje
σ_{2max}	[MPa]	Maximální tlakové/tahové napětí na tělese 2
σ_{3max}	[MPa]	Maximální tlakové/tahové napětí na tělese 3
σ_D	[MPa]	Dovolené ohybové napětí čepu
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené tlakové/tahové napětí
σ_{o2max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na tělese 2
σ_{o3max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na tělese 3
$\sigma_{oč1}$	[MPa]	Ohybové napětí čepu 1
$\sigma_{oč2}$	[MPa]	Ohybové napětí čepu 2
$\sigma_{oč3}$	[MPa]	Ohybové napětí čepu 3
$\sigma_{oč4}$	[MPa]	Ohybové napětí čepu 4
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí na tělese 2
σ_{red3}	[MPa]	Redukované napětí na tělese 3
τ_{2max}	[MPa]	Maximální smykové napětí na tělese 2
τ_{3max}	[MPa]	Maximální smykové napětí na tělese 3
τ_{dov}	[MPa]	Dovolené smykové napětí
ν_o	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita hydraulického oleje

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1: Chlebová linka
- Příloha 2: 3D model kompletního zařízení v dolní poloze
- Příloha 3: 3D model kompletního zařízení v horní poloze
- Příloha 4:
 - Výkres sestavení č.v.: ZZ-00-00 - Zakládací zařízení
 - Výkres sestavení č.v.: ZZ-01-00 – Nůžkový mechanismus
 - Výkres sestavení č.v.: ZZ-02-00 – Dopravník
 - Výkres svarku č.v.: ZZ-01-02 – Rameno _1

