



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

NÁVRH LISU NA OVOCE

DESIGN OF A FRUIT PRESS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Michal Klouček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Čípek, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Michal Klouček**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Čípek, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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 bakalářské práce:

Návrh lisu na ovoce

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Lis na ovoce se používá jak v hobby prostředí, tak i při velkovýrobě ovocných nápojů, nebo např. vína. Při lisování ovoce je nutné na ovoce zapůsobit tlakem, aby došlo k uvolnění ovocné šťávy, která je požadovaným výstupem. U hobby produkce se většinou používá ruční lisování přes pohybový šroub, avšak u velkoprodukcí může být lis poháněný elektricky či hydraulicky.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je navrhnout konstrukci a řízení lisu na ovoce s možností jak ručního, tak elektrického pohonu lisování pro objem lisovaného ovoce 15–20 litrů.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- rešerše konstrukcí lisů na ovoce,
- návrh konstrukčního řešení lisů na ovoce,
- vypracování výkresové dokumentace lisu na ovoce,
- návrh řízení pohonu lisu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukoncení/>

Seznam doporučené literatury:

BUDYNAS, Richard G. a J. Keith NISBETT. Shigleyho konstruování strojních součástí. 2. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2023, 1296 s. ISBN 978-80-214-5471-2.

SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. 2023. Základy konstruování. Vyd. 10. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 978-80-7204-839-7.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Domácí výroba ovocných šťáv a moštů zažívá v posledních letech rostoucí popularitu. Tato bakalářská práce se zaměřuje na návrh lisu na ovoce, schopného vyvinout přítlačnou sílu až 3 tuny s možností jak automatického, tak ručního pohonu. Rešeršní část práce odhaluje mezeru na trhu, kde dostupné komerční lisy často představují kompromis mezi výkonem, jednoduchostí a cenovou dostupností. Na základě analýzy požadavků byla vypracována koncepční řešení klíčových konstrukčních uzlů, jejichž výsledkem je finální návrh zařízení. Práce zahrnuje konstrukční návrh, analytické i numerické ověření klíčových částí konstrukce, orientační odhad nákladů na výrobu a zpracování kompletní výkresové dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Lis, pohybový šroub, asynchronní motor, frekvenční měnič, klínový řemen

ABSTRACT

In recent years, home production of fruit juices and ciders has been growing in popularity. This bachelor's thesis focuses on the design of a fruit press capable of generating a pressing force of up to 3 tonnes, with the option of both automatic and manual operation. The research section identifies a gap in the market, where commercially available presses often represent a compromise between performance, simplicity, and affordability. Based on an analysis of design requirements, conceptual solutions for key structural elements were developed, leading to the final design of the device. The thesis includes the structural design, analytical and numerical verification of critical parts, an indicative estimate of manufacturing costs, and a complete set of technical drawings.

KEYWORDS

Press, lead screw, asynchronous motor, frequency inverter, V-belt

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KLOUČEK, Michal. *Návrh lisu na ovoce*. Online, bakalářská práce. Pavel ČÍPEK (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165526>. [cit. 2025-04-27].

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu práce, panu Ing. Pavlovi Čípkovi, Ph.D., za ochotu a odborné rady v celém průběhu zpracovávání bakalářské práce. Dále chci poděkovat své rodině a přátelům za jejich neustálou podporu během studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením pana Ing. Pavla Čípka, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
2.1	Lisování ovoce	15
2.2	Části lisu na ovoce	16
2.2.1	Rám lisu	17
2.2.2	Koš	18
2.2.3	Odtoková vana	18
2.2.4	Přítlačná deska	18
2.2.5	Pohon	19
2.3	Šroubové lisy	19
2.4	Hydraulické lisy	20
2.5	Pásové lisy	21
2.6	Membránové lisy	22
2.7	Pohony	23
2.7.1	Pohybové šrouby	23
2.7.2	Převody	24
2.7.3	Valivá ložiska	26
2.8	Elektromotory	28
2.8.1	Stejnoseměrné motory	28
2.8.2	Synchronní motory	30
2.8.3	Asynchronní motory	32
2.8.4	Frekvenční měniče	33
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	35
3.1	Analýza problému	35
3.2	Cíl práce	35
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	37
4.1	Převod točivého momentu	38
4.1.1	Varianta A	38
4.1.2	Varianta B	39
4.1.3	Varianta C	40
4.1.4	Varianta D	41
4.1.5	Výběr koncepčního řešení převodu točivého momentu	42

4.2	Spojení ocelových profilů	43
4.2.1	Varianta A	43
4.2.2	Varianta B	44
4.2.3	Výběr koncepčního řešení spojení ocelových profilů	44
4.3	Typ koše	45
4.3.1	Varianta A	45
4.3.2	Varianta B	46
4.3.3	Výběr koncepčního řešení typu koše	46
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	47
5.1	Návrh pohonu a řízení lisu	47
5.1.1	Pohybový šroub a matice	48
5.1.2	Výběr elektromotoru a frekvenčního měniče	55
5.1.3	Čelní převodovka a klínový řemen	58
5.1.4	Ovládání lisu	66
5.2	Rám lisu	69
5.2.1	Čep	69
5.2.2	Orientační měřidlo	74
5.2.3	Simulace zatížení rámu	75
5.3	Výklopná část rámu	76
5.3.1	Vodorovný ocelový profil	77
5.3.2	Svislý ocelový profil	80
5.3.3	Uložení pohybového šroubu	85
5.3.4	Napínací mechanismus	95
5.3.5	Krytování	96
5.3.6	Simulace zatížení výklopné části rámu	96
5.4	Vana	98
5.5	Koš	98
5.6	Sestava přítlačné desky	99
5.7	Ruční pohon	100
5.8	Cenový odhad	101
6	DISKUZE	102
7	ZÁVĚR	103
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	104

9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	108
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	114
11	SEZNAM TABULEK	116
12	SEZNAM PŘÍLOH	117

1 ÚVOD

Tradičním způsobem získávání ovocné šťávy a moštu je lisování ovoce, které se praktikuje jak v domácích, tak i v komerčních podmínkách. V posledních letech rapidně vzrostl zájem o domácí výrobu nejen vlastních potravin, ale i nápojů, což vedlo k zvýšené poptávce po efektivních, spolehlivých a dostupných zařízeních pro zpracování ovoce. Přestože je na trhu široká nabídka lisů různých konstrukcí a pohonů, mnoho z nich nevyhovuje všem požadavkům spotřebitelů. A to z hlediska výkonu, snadné obsluhy, variabilnosti pohonu či celkové robustnosti konstrukce.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout lis na ovoce, který by tyto nedostatky překonával a nabízel řešení vhodné pro domácí i polo-profesionální použití. Návrh je zaměřen na dosažení vysoké přítlačné síly, jednoduché manipulace, alternativního pohonu a zároveň zachování dostupné ceny a snadné výroby.

V úvodní fázi práce byla provedena rešerše dostupných konstrukcí lisů, přičemž pozornost byla věnována zejména jednotlivým konstrukčním uzlům. Následně se práce zaměřuje na způsoby přenosů síly, rozdělení elektromotorů a dalším strojním součástí. Tyto poznatky tvoří základ pro vlastní konstrukční návrh, jehož součástí je rám s výklopnou horní částí, lisovací mechanismus s pohybovým šroubem, systém napínání řemenového převodu a bezpečnostní krytování.

Součástí práce je rovněž návrh řízení lisu, simulace zatížení jednotlivých konstrukčních částí a orientační odhad nákladů na výrobu zařízení v domácích podmínkách.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Lisování ovoce

Při zdařilé úrodě jablek či jiného podzimního ovoce si každý pěstitel klade otázku, jak nejlépe naložit s přebytečnou úrodou. Možnou variantou se jeví ovoce ihned zkonzumovat, zatímco se vyvarujeme problémům s jejich skladováním a konzervací. Další možností je vytvořit si chutný a zdravý mošt.

Moštem se označuje nápoj, který je složen z ovocných šťáv, získaných lisováním ovoce. Nejvhodnějším tuzemským ovocem pro vytvoření moštu jsou jablka, borůvky, hrušky, ostružiny, rybíz a višně, přičemž převažuje lisování jablek nebo hrušek.[1] Nutností je, aby ovoce bylo čisté a nenahnílé. Lze využít i například spadaná jablka, pro která je zpracování ve formě moštu ideální, jelikož jejich skladování by přineslo riziko tvorby hniloby na místech poškozených pádem [2].

Čerstvý mošt je připraven pro okamžitou spotřebu. Při pokojové teplotě dochází k rychlému kvašení, kdy se z moštu stává burčák. Kvašení lze oddálit skladováním moštu v lednici, leč toto řešení je pouze krátkodobé. Mezi dlouhodobější řešení se řadí sterilizace zmrazením, kdy se mošt uloží do mrazničky. Nejčastěji používaným řešením je tepelné ošetření nápoje. Tento způsob se označuje jako zavařování [1].

Tento chutný nápoj lze pořídit i v supermarketech, zde si ale spotřebitel nedokáže ověřit, zda je mošt tvořen 100 % ovocnou šťávou a nenachází se v něm přidaná sladidla či různé konzervanty. Podomácku vyrobený mošt je zárukou kvality a spotřebitel přesně ví, co nápoj obsahuje [2]. Pěstitelům se pro výrobu moštu nabízí dvě možnosti.

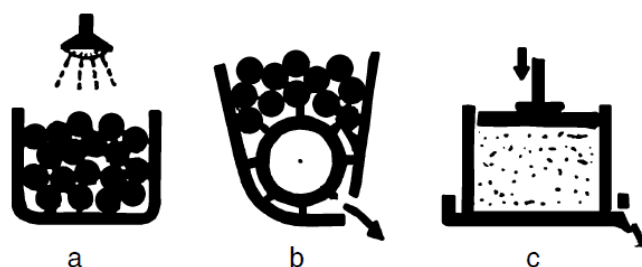
První možností je využití služeb místních moštáren. Tyto provozovny mohou fungovat tak, že si zákazník přiveze vlastní ovoce, které je přímo před jeho zraky zpracováno a vylisováno. Výsledkem je mošt vyrobený výhradně z jeho ovoce. Některé moštárny však nabízejí jiný způsob zpracování, kdy zákazník obdrží tepelně upravený (zavařený) mošt vyrobený předem z ovoce jiných dodavatelů. Množství získaného moštu závisí na váze přivezeného ovoce a je určeno podle odhadované výtěžnosti, která obvykle činí 50 až 60 %.

Druhou možností je lisování ovoce doma, přičemž pěstitel si potřebné vybavení buď sám vyrobí, nebo zakoupí. V obou případech je však nezbytné dodržovat stanovený postup při výrobě moštu, který spočívá ve třech základních krocích, zatímco je možné jeden krok přeskočit.

Prvním krokem je třídění a mytí ovoce. Ovoce by mělo být důkladně omyto pitnou vodou a nahnílé či shnilé kusy ovoce odstraněny z výběru. Ovoce umýváme nejlépe v drátěných koších, které svým objemem odpovídají velikosti jedné dávky lisování.

Druhým krokem je drcení ovoce. K tomuto účelu slouží drtič, který rozdrtí ovoce na drť. Ač je možno tento krok přeskočit a lisovat celé kusy ovoce, není tento postup doporučován. Lisování rozdrčeného ovoce je mnohonásobně účinnější, protože ovoce vypouští více šťávy a není potřebné vyvinout tak velký tlak. Rozdrčené ovoce je nutné ihned dále zpracovat lisováním, v opačném případě dochází k oxidaci drtě a ta začíná hnědnout a kazit se. Samotná drť je také hojně využívána k výrobě ovocných destilátů.

Posledním krokem k vytvoření ovocné šťávy je lisování. Ovocná drť je zabalená v tzv. plachetkách a za vysokého tlaku je stlačována. Se zvyšujícím se tlakem se postupně uvolňuje jablečná šťáva, která je zachycována do kbelíků. Vylisovaná drť, která zůstala v plachetkách, se nazývá výlisek. Jelikož obsahuje spoustu prospěšných látek, je dále zpracovávána. Lze ji využít pro krmení domácích zvířat či použít do domácího kompostu [1].



Obr. 2-1 Základní fáze moštování – a) třídění, b) drcení, c) lisování; upraveno dle [1]

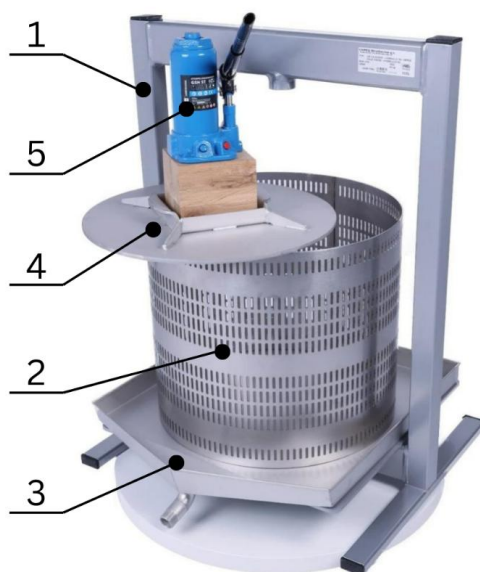
2.2 Části lisu na ovoce

Konstrukce lisů na ovoce je klíčovým faktorem, která ovlivňuje kvalitu moštu, produktivitu lisování a celkovou efektivitu lisovacího procesu. Lidstvo vyvíjelo konstrukci lisů po staletí, od jednoduchých ručně poháněných strojů až k automatizovaným průmyslovým strojům, využívající nejmodernější technologie.

Hlavním účelem lisů na ovoce je za pomoci vysokého tlaku docílit k oddělení kapalně části (šťávy) od pevné části ovoce. Výtěžnost a kvalita lisovacího procesu není závislá na rozměrech lisu, ale na měrném tlaku, kterým dokáže lis vyvinout na povrch lisovací drtě. Při vhodně zvolené konstrukci lze dosáhnout obdobných výsledků šroubového a hydraulického lisu, ale s rozdílným výkonem. Rychlost lisování by se měla odvíjet od rychlosti odtoku vylisované šťávy z odtokové vany.

Výběr konstrukce lisů se odvíjí od požadavků spotřebitele, které se projevují na velikosti přitlačné síly a výkonu samotného lisu. Nejčastějšími požadavky spotřebitelů jsou typ pohonu, velikost a cenová relace lisu. Aby byly splněny požadavky spotřebitelů, lze na trhu pořídit různé konstrukce lisů, které kombinují výše zmíněné požadavky. Příkladem může být konstrukce lisů, které kombinují typy pohonu, aby bylo docíleno maximální spokojenosti zákazníka.

Ačkoli je konstrukce lisů napříč trhem různorodá, lze určit základní prvky, které vždy tvoří konstrukci lisů na ovoce, a těmi jsou: rám (1), koš (2), odtoková vana (3), přitlačná deska (4) a pohon (5) [1].



Obr. 2-2 Konstrukce lisu - 1) rám, 2) koš, 3) odtoková vana, 4) přitlačná deska, 5) pohon, upraveno dle [6]

2.2.1 Rám lisu

Rám lisu je základní konstrukční prvek, který drží veškeré zbývající části lisu pohromadě. Nejčastěji je vyroben ze svařitelné oceli, z důvodu spojení jednotlivých částí rámu svařováním. Jedná se o nejrozšířenější typ spoje mezi výkonnějšími lisy. Profil ocelového rámu je tvořen čtyřhranným profilem nebo ocelovým profilem ve tvaru I, známým jako traversa. Z důvodu umístění ovocného lisu ve vlhkém prostředí je rám opatřen povrchovou úpravou, která působí proti tvoření koroze a ulehčuje údržbu lisu po ukončení lisování. Rozměry ocelových profilů jsou dimenzovány dle zatížení daného lisu.

U méně výkonných lisů se lze setkat s rámem, který je vyroben ze dřeva. Tyto lisy jsou spojeny spíše šroubovými spoji nebo mají vrchní profil rámu oddělovací se zajištěním pomocí kolíku. Dražší lisy jsou často vyrobeny z nerezavějící oceli, která není nezbytná k použití na rám lisu, jelikož rám není nikterak v kontaktu s lisovanou drtí anebo s ovocnou šťávou. U dřevěných rámců je nutné zmínit nízkou hmotnost, která je kompenzována jejich nízkou životností. Rámy ze dřeva těží spíše z nízké pořizovací ceny, estetičnosti a již zmíněné nízké váhy [1].

2.2.2 Koš

Rozdrcené ovoce je umisťováno do koše lisu (někdy zvaný jako buben), který v průběhu lisování drží pevné části ovoce uvnitř a propouští mimo koš ideálně pouze jenom šťávu. Nejrozšířenější jsou dva typy košů. Koš dřevěný a z nerezové oceli. Dřevěný koš je tvořen jednotlivými lafkami, které jsou spojeny do válcovitého tvaru ocelovými obručemi, umístěnými na vnějším obvodu koše. Výhodou dřevěných lisů je rychlá oprava v případě poškození. Stejně jako u dřevěných rámců je zde riziko hniloby při skladování ve vlhkém prostředí. Nerezový koš je součástí cenově dražších lisů. Jedná se o nerezový plát oceli stočený do válcovitého tvaru a v místě spoje je svařen anebo spojen pomocí nýtů. K odtoku šťávy slouží otvory po celém povrchu koše.

Uvnitř koše se nachází drť, která by měla být zabalena do plachetek. Jedná se o tkaninu určenou pro moštování, přičemž brání k propuštění pevných částic mimo koš, tudíž k vytvoření kalu. I přes to, že plachetky jsou velmi hustě utkány, vždy projdou mimo koš nejmenší pevné částice. U speciálních typů lisů se můžeme setkat s tím, že lisy nemají koš. Tyto lisy mají více plachetek, které jsou skládány na sebe a vytváří jakýsi komín. Při plnění jsou plachetky umístěné do dřevěných čtvercových rámců, které drží tvar. Po naplnění plachetky je rám odejmut a na plachetku se položí tzv. proložka, což je deska složená z dřevěných latí, oddělující plachetky od sebe. Následně vylisovaná ovocná šťáva stéká po plachetkách do dolní části lisu [1].

2.2.3 Odtoková vana

Další konstrukční částí, podílející se na lisovacím procesu, je odtoková vana. V průběhu lisování je vytékající šťáva z koše zachycována do této vany, vyrobené z nerezové oceli z důvodu přímého kontaktu s ovocnou šťávou. Součástí vany je odtokový kohoutek, kterým lze regulovat množství odtékající šťávy mimo vanu. V ojedinělých případech můžeme narazit na odkapávací vany vyrobené z plastu či keramiky, ty jsou součástí spíše levnějších lisů z důvodu nižších finančních nákladů [1].

2.2.4 Přítlačná deska

Aby docházelo k vytváření konstantního tlaku na celou plochu koše, je připevněna k pohonu lisu přítlačná deska. Funkcí této desky je rovnoměrně rozložit sílu od pohonu lisu na celou svoji plochu, která odpovídá ploše koše. V průběhu lisování je deska tlačena v koši směrem od pohonu a vytváří tak tlak na ovocnou drť, která pod vytvořeným tlakem selektuje šťávu. Konstrukce přítlačných desek odpovídají typu zvolené konstrukce lisu a tvaru koše. Jsou zhotoveny ze dřeva, nerezové oceli anebo jiného pevnostního materiálu [1].

2.2.5 Pohon

Pohon lisu je nejdůležitější konstrukční prvek lisu. Na základě zvolení typu pohonu určujeme výkonnost lisu. Pohon lisu mění dodanou práci na lisovací sílu, která je dále přenášena na další konstrukční prvek, na přítlačnou desku. Všeobecně lze pohony rozdělit na ruční a automatizované pohony, přičemž s automatizovanými pohony se setkáme u dražších a výkonnějších lisů.

Na základě místa působení síly od pohonu můžeme lisy rozdělit do dvou kategorií:

- s pohyblivou přítlačnou deskou,
- s pohyblivou odtokovou vanou.

Lisy s pohyblivou přítlačnou deskou jsou ty nejrozšířenější. U těchto lisů dochází pouze k pohybu přítlačné desky a odtoková vana je s košem pevně fixována na jednom místě. Jedná se o konstrukčně jednodušší řešení.

Lisy s pohyblivou odtokovou vanou si žádají složitější konstrukční řešení. Tyto lisy mají ve většině případů umístěný pohon ve spodní části lisu a po spuštění lisu je pohybováno vanou společně s košem k vrchní části rámu lisu. V krajní poloze se dostane ovocná drť k profilu rámu, kde je pevně připevněna přítlačná deska. Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je komplikace s odtékáním ovocné šťávy, kdy se mění vzdálenost mezi odtokovým kohoutem a kbelíkem, zapříčiněná pohybem odtokové vany.

Jak již bylo zmíněno, na trhu existuje nepřeberné množství lisů, které lze rozdělit do mnoha skupin na základě odlišných specifikací. Rozdělení bývají na základě objemu koše, úrovni použití anebo finanční nákladnosti. Nejčastější technické rozdělení bývá na základě konstrukce, odvozená od způsobu pohonu lisu [3].

2.3 Šroubové lisy

Mezi nejlevnější a konstrukčně nejjednodušší lisy na ovoce řadíme šroubové lisy. Tento typ lisu se vyznačuje pohybem přítlačné desky pomocí pohybového šroubu, také zvaného jako centrální šroub, který je veden v ose základny a bubnu. Šroub je pevně připevněn k odtokové vaně a pomocí otáčení lisovací hlavy, nacházející se na centrálním šroubu, dochází ke stlačování ovocné drtě. Pro dostatečné stlačení drtě je nutné vyvinout značné fyzické úsilí. Skrze toto omezení je možné lisovat limitované množství ovoce najednou [4]. Zpravidla bývá objem těchto lisů od 2,5 litru až do 40 litrů, kdy je již nutné ovoce předem nadrtit. Jako znatelnou nevýhodou těchto lisů se může zdát fakt, že závit na šroubu je zhotoven až od určité výšky, aby nedocházelo ke kontaktu závitu s drtí. Proto je nutné při menším objemu lisovaného ovoce podkládat přítlačnou desku dřevěnými hranoly.

Lze se setkat i s rámovým typem šroubových lisů, kdy šroub je volně veden skrze závit matice, která je pevnou součástí rámové konstrukce lisu. Výhodou těchto lisů je stabilnější konstrukce, snazší přístup k bubnu při jeho plnění a zejména možnost lisovat i menší objem ovoce, než pro který je lis určen. Plnění těchto lisů spočívá v odjištění vrchního profilu rámové konstrukce, zajištěné pomocí kolíku a závlačky či šroubového spojení [3].



Obr. 2-3 Dřevěný lis s centrálním šroubem o objemu 30 l [5]

2.4 Hydraulické lisy

Pro velké objemy lisovaného ovoce jsou určeny hydraulické lisy, kde pohon lisu zajišťuje hydraulický zvedák. Hydraulické lisy jsou zejména rámové konstrukce, jelikož zde dochází k vysokému tlaku od zvedáku na rám lisu. U levnějších variant lisů je tento zvedák realizován v podobě autozvedáku nebo takzvané panenky, jejichž výkon se pohybuje od 2 do 5 tun. Zvedák je umístěn mezi odtokovou vanu a spodní částí rámu. Při tomto typu konstrukce dochází k horizontálnímu pohybu bubnu a přítlačná deska je upevněna na polohovací tyči, vedoucí skrze vrchní profil rámu. Před začátkem lisování je přítlačná deska spuštěna do krajní polohy a polohovací tyč je zaaretována vůči profilu rámu pomocí kolíku a závlačky.

Možnou variantou hydraulické lisu je konstrukce, kde je zvedák umístěn mezi přítlačnou desku a vrchní profil rámu lisu. Při menším objemu lisovaného ovoce je rameno zvedáku příliš krátké a je nutné podložit zvedák dřevěnými hranoly. Tento postup je nutné opakovat i v průběhu lisování, kdy není ovocná drť stlačena maximálním zatížením a zvedák je již v krajní poloze.



Obr. 2-4 Hydraulický lis Vares hydraulic 50L SUPER 6 t se zvedákem umístěným dole [6]

U výkonnějších poloprofesionálních a profesionálních lisů je panenka nahrazena hydraulickým pístem, který je poháněn elektrickým čerpadlem. Uživatel tedy pomocí tlačítka či páčky řídí výkon elektromotoru pohánějící čerpadlo, které ovládá pohyb pístu. Zatímco šroubové lisy dokážou pojmout až 70 litrů drtě, hydraulické lisy pracují se stovkami litrů drtě. Nejedná se o sériově vyráběné produkty, nýbrž o kusovou výrobu či výrobu na zakázku [3].

Rozdělení a popis jednotlivých typů elektromotorů jsou uvedeny v kapitole 2.8, kde je zároveň popsán princip jejich funkce a konstrukce, která se liší podle konkrétního typu elektromotoru.

2.5 Pásové lisy

Většina komerčních firem produkující mošty a jiné ovocné šťávy používají pásové lisy. Hlavními přednostmi pásových lisů je plná automatizace a vysoká výrobní kapacita, ta dosahuje až 3500 kg ovoce za hodinu. Díky vysoké rychlosti zpracování ovoce nedochází k oxidaci šťávy. Ovoce je na průběžném páse přiváděno nejdříve do myčky, která je součástí lisu a zde je ovoce důkladně očištěno, posléze je unášeno skrze ústrojí lisu a zároveň přitlačováno rotujícími válci. Tlak od válců se postupně zvyšuje a ovocná šťáva stéká do sběrné misky, která je hned pod válcem. Nízká vzdálenost mezi lisovacím válcem a sběrnou miskou zaručuje nízkou pěnivost šťávy. Vylisovaná hmota je dopravena do kontejneru a pás je pomocí kartáčů očištěn. Následně se celý postup opakuje. Pásové lisy vyžadují přívod nejen elektřiny, ale i stlačeného vzduchu a vody [7].



Obr. 2-5 Dvoupásový lis FBP-3500MG s kapacitou až 3500 kg ovoce za hodinu [7]

2.6 Membránové lisy

Membránové lisy jsou speciálním typem lisů využívající se především ve vinařství. Základním mechanismem lisování je stlačení ovocné drtě gumovou membránou. Membrána je uložena uprostřed bubnu z nerezové oceli. V průběhu lisování je huštěna médiem, zpravidla to bývá voda či vzduch, a postupně se rozšiřuje, čímž vytváří tlak na ovocná drť, která je tlačena do bubnu. Po dosažení předepsaného tlaku uvnitř membrány, nejčastěji 3 bary, je lisování u konce. Povolněním ventilu se gumová membrána vyprázdní a poté je možné ji vysunout z bubnu. Sušina neboli výlisky jsou natlačeny na vnitřní průměr bubnu. Buben se sejme z rámu a výlisky jsou posléze z bubnu odstraněny [8].

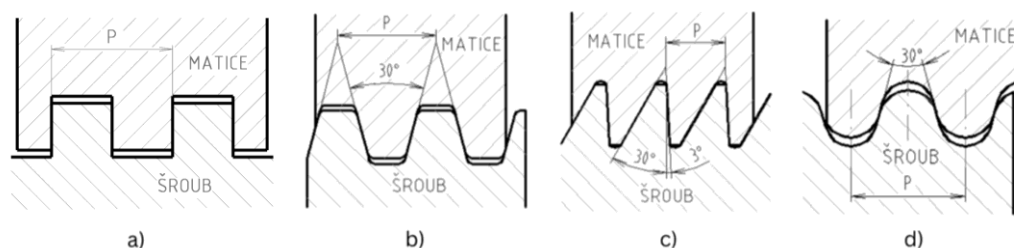


Obr. 2-6 Hydrolis VS 160 I s gumovou membránou [9]

2.7 Pohony

2.7.1 Pohybové šrouby

Pohybové šrouby společně s maticí tvoří šroubový mechanismus, který slouží k přeměně rotačního pohybu na posuvný a naopak. Běžně se používají v obráběcích strojích, lisech nebo měřicích přístrojích. U šroubů je požadována vysoká pevnost v tlaku, únavová pevnost, dobrá tažnost a kompatibilita materiálů s maticí. Materiálem používaným pro šrouby jsou nízkouhlíkové ocele, které jsou cementovány nebo jinak tepelně zpracovány. Matice jsou zhotoveny z měkčích materiálů než šrouby, například hliníkové bronzy nebo mosazi. Pohybové šrouby se rozdělují podle principu tření na kluzné a valivé. Šrouby s kluzným třením se dále klasifikují podle tvaru profilu jejich závitu [10].



Obr. 2-7 Tvar profilů závitů – a) čtvercový, b) lichoběžníkový rovnoramenný, c) lichoběžníkový nerovnoramenného, d) oblý [10; 11]

Čtvercový závit

Jedná se o nenormalizovaný typ závitu, jehož boky svírají nulový úhel, což vede ke snížení tření a vyšší účinnosti. Dříve byl tento typ závitu používán u pohybových šroubů obráběcích zařízení nebo u vrtných souprav v naftovém průmyslu, dnes již převažuje využití jen u malých zařízení s ručním ovládáním, jako jsou šroubové svěráky a stahováky. Nevýhodou čtvercových závitů je jejich obtížná výroba, proto jsou nahrazeny jinými typy závitů. Malý úhel boků navíc způsobuje horší rozložení zatížení na závitech v matici. Závit lze při obrábění modifikovat, aby bylo dosaženo úhlu profilu 10 až 15°, díky čemuž je výroba snadnější při zachování vysoké účinnosti [10].

Lichoběžníkový závit

Lichoběžníkový závit, také zvaný jako trapézový, je nejběžněji používaným typem závitů u pohybových šroubů díky své snadné výrobě a robustnosti. Tento závit je vyráběn ve dvou provedeních:

- rovnoramenný – určený pro obousměrné zatížení, má symetrický profil s úhlem 30° na obou stranách,
- nerovnoramenný – určený pro jednosměrné zatížení, kde profil svírá celkový úhel 33°, jeden bok má 30°, druhý 3°.

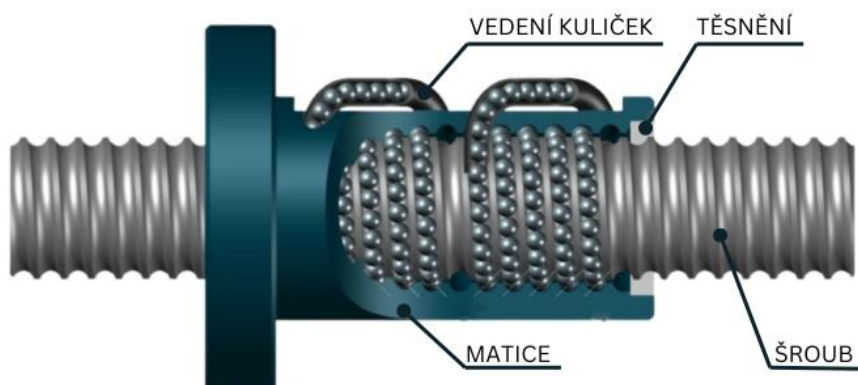
Trapézové šrouby se vyznačují vysokým třecím odporem, což omezuje jejich účinnost, ale zároveň zajišťují stabilitu a spolehlivost v náročných podmínkách. Tento typ závitů nachází uplatnění například ve zdvihacích zařízeních, lisech nebo jiných aplikacích, kde je kladen důraz na pevnost a odolnost vůči opotřebení [10].

Oblý závit

Méně častým typem závitu je oblý nebo také kulatý závit, jehož úhel profilu má 30° . Charakterizují ho zaoblené boky a je navržen tak, aby odolával extrémním povětrnostním vlivům. Používá se především v železničním průmyslu jako spojovací šroub nápravy a také ve vrtném průmyslu, kde je vysoké riziko usazování nečistot [12].

Kuličkové a válečkové pohybové šrouby

Kuličkové a válečkové šrouby jsou zástupcem pohybových šroubů s valivým třením, díky čemu se vyznačují vysokou účinností (až 90 %) a nižším potřebným točivým momentem. Jsou vybaveny valivými tělesy (kuličky a válečky), které přenášejí kontakt mezi maticí a šroubem. V případě kuličkových šroubů jsou kuličky seřazeny v matici a postupně v uzavřeném obvodu obíhají závitů šroubu a matice s oblým profilem. Válečkové šrouby mají po vnějším obvodu šroubu válečky se závitů doléhající na závitů matice a šroubu, které při rotaci přenášejí moment. Kuličkové ani válečkové šrouby na rozdíl od výše zmíněných typů závitů nejsou samosvorné [13; 14].

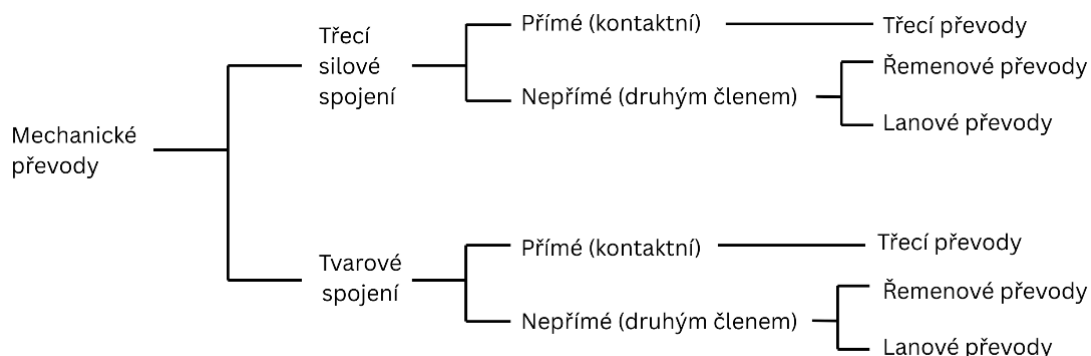


Obr. 2-8 Řez kuličkovým šroubem, upraveno dle [15]

2.7.2 Převody

Nejrozšířenějším typem převodů jsou mechanické převody, které se používají pro přenos točivého momentu z hřídele hnacího stroje na hnaný stroj. Hlavním důvodem jejich použití je změna rychlosti a kroutícího momentu potřebné pro provoz hnaného stroje. Jestliže převod snižuje otáčky, jedná se o reduktory, v opačném případě se jedná o multiplikátory.

Dle způsobu přenosu sil dělíme mechanické převody na převody se silovým či s tvarovým stykem. Dalším možným dělením je dle spojení hnací a hnané hřídele na přímé a nepřímé spojení. Na obrázku níže je zobrazeno základní rozdělení mechanických převodů.



Obr. 2-9 Rozdělení mechanických převodu, dle [11]

Řemenové převody

Řemenové převody se vyznačují schopností přenosu malých až středně velkých výkonů na delší osové vzdálenosti. Přenos je realizován ohebným členem, čímž je plochý řemen či výkonnější klínový, který opasává řemenice upevněné na rovnoběžných hřídelích.

Konstrukce řemenových převodů nevyžaduje přesnosti ve výrobě ani pečlivost při montáži a zároveň se snadno udržují. Řemen, vyrobený z pryže a vyztužený vrstvami textilních pásů, svou pružností zajišťuje tichý chod a dokáže odolávat přetížení, kdy dojde k jeho prokluzu, čímž funguje jako pojistka převodu. Jedním řemen lze pohánět několik hřídelů najednou.

Řetězové převody

Pro převody se stálým převodovým poměrem se využívají řetězové převody, které přenáší malé až střední výkony na střední vzdálenosti hřídelů. Krouticí moment je zde přenášen tvarovým stykem pomocí řetězu, kdy nedochází oproti řemenovému převodu k vysokému namáhání hřídelů a ložisek z důvodu předpětí, které řemeny vyžadují.

Řetězové převody lze využít i při aplikacích, kde hrozí vysoké riziko teplotního namáhání či přítomnosti prachu a jiných nečistot. Vyznačuje se vysokou účinností, až 98 %, která je kompenzována hlučností chodu a omezenou maximální obvodovou rychlostí. Je žádoucí dosáhnout přesného nastavení hřídelů a napnutí řetěze před uvedením provozu a zároveň důkladného mazání kloubů řetězů, jenž je poměrně obtížné.

Převody ozubeným řemenem

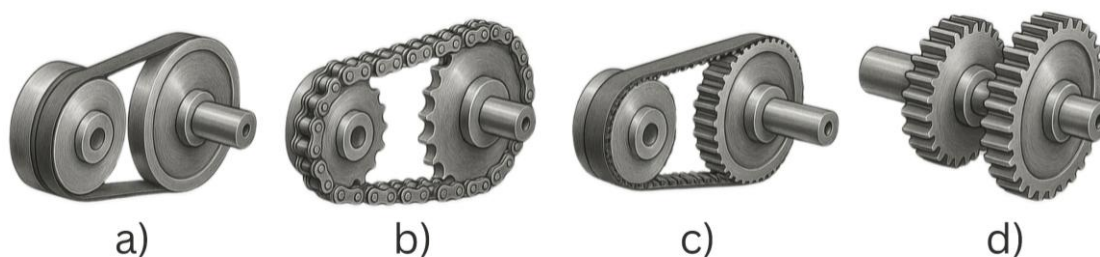
Kombinací výše zmíněných převodů je převod ozubeným řemenem, kdy je zachován tichý chod, absence nutnosti mazání a předpětí jako u řemenového převodu a zároveň tvarová vazba zaručuje přesnost chodu bez prokluzu jako u řetězového převodu.

Převod se využívá v situacích, kdy je pracovní prostor omezen svou velikostí a zároveň je nutné přenášet velká zatížení s vysokým převodovým poměrem. Řemenice jsou z jedné strany opatřeny obrubou, která zabraňuje nechtěnému bočnímu posunu ozubeného řemene.

Ozubené převody

Nejrozšířenějším způsobem přenosu kroutícího momentu je ozubený převod, přičemž přenos je realizován tvarovým stykem zubů ozubených kol nasazených na hřídelích, které mohou být rovnoběžné (čelní soukolí), různoběžné (kuželové soukolí) nebo mimoběžné (šroubové soukolí). Převod je schopen přenosu malých i velkých výkonů na krátké osové vzdálenosti při stálém převodovém poměru bez prokluzu.

Výhodou ozubeného převodu je dlouhá životnost a schopnost pracovat za nízkých i vysokých otáček s vysokou účinností. Při výrobě a montáži je kladen vysoký důraz na přesnost konstrukce a pravidelnost mazání. Při vyšších otáčkách může být chod velmi hlasitý.



Obr. 2-10 Mechanické převody – a) řemenový převod, b) řetězový převod, c) převod ozubeným hřebenem, d) ozubené převody [16]

2.7.3 Valivá ložiska

Valivá ložiska jsou strojní součásti, která přenáší zatížení pomocí valivých těles, odvalujících se téměř bez prokluzu. Přítomnost ložisek ve strojních zařízeních snižuje tření mezi součástmi, které se po sobě pohybují, a tím se zvyšuje účinnost stroje [10].

Valivá ložiska se skládají ze čtyř hlavních částí. Vnější a vnitřní kroužek, valivé elementy a klec. Klec vymezuje vzdálenost mezi valivými elementy, aby nedocházelo k jejich kontaktu, zatímco jsou kryty vnitřním a vnějším kroužkem. V závislosti na typu ložiska jsou oběžné dráhy ložisek opatřeny plastickým mazivem a případným krytváním proti vnikání nečistot.

Valivá ložiska lze obecně rozdělit dle způsobu zatěžování na ložiska:

- radiální,
- axiální,
- kombinovaná.

Dalším podstatným dělením ložisek je tvar stykové plochy mezi oběžnou dráhou a valivým elementem. Dle toho dělíme ložiska na ložiska s:

- bodovým,
- čárovým stykem.

Rozhodujícím faktorem pro typ stykové plochy je tvar valivého tělíska, což je další způsob dělení ložisek.

Kuličková ložiska

Nejpoužívanějším typem ložisek jsou kuličková ložiska. Jejich oblíbenost pramení zejména z nízké ceny, snášení vysoké frekvence otáčení, relativně vysoké únosnosti a schopnosti snášet zatížení v radiálním i axiálním směru. Kuličková ložiska se vyrábí v mnoha variantách, například jako víceřadá, axiální nebo jednosměrná ložiska. Speciálním typem jsou kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, která dokážou přenášet vysoká kombinovaná zatížení.

Válečková ložiska

Ačkoli jsou válečková ložiska o poznání dražší než kuličková, dokážou při stejných rozměrech přenášet až o 60 % větší zatížení v radiálním směru než kuličková a celá konstrukce je mnohem tužší, čehož se využívá pro aplikace s proměnlivým rázovitým zatížením nebo v případech, kde hrozí teplotní dilatace. Kroužky jsou vůči sobě vzájemně posuvné, čímž je ložisku umožněno vyrovnávat délkové změny hřídele.

Jehlová ložiska

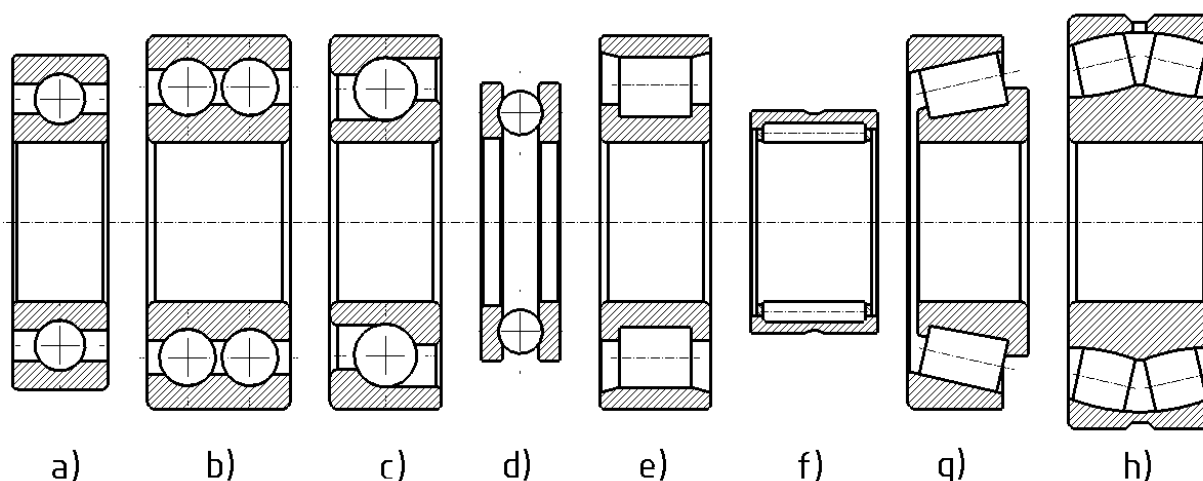
Jehlová ložiska jsou tvořena tělísky ve tvaru malých jehlic, která dokážou přenášet velké nárazová radiální zatížení při malých obvodových rychlostech. Využívají se pro aplikace, kde je omezený prostor pro ložisko a jejich použití je možné bez klece či kroužku [11].

Kuželíková ložiska

Kombinací kuličkových a válečkových ložisek jsou kuželíková ložiska, která dokážou přenášet jak axiální, tak i radiální či případné kombinované zatížení. Využívají se zejména v párech s axiálně sevřeným a volným ložiskem pro rozsáhlé aplikace, například jako součásti kol dopravních prostředků či převodovek.

Soudečková ložiska

Pro vysoká axiální zatížení jsou určena soudečková ložiska. Se vzrůstajícím zatížením se zvětšuje jejich styková plocha, čímž se stává ložisko efektivnější. Hlavní předností je schopnost vyrovnávat nesouosost mezi hřídelí a ložiskem [10].



Obr. 2-11 Valivá ložiska – a) jednořadé kuličkové ložisko, b) dvouřadé kuličkové ložisko, c) jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, d) jednosměrné axiální kuličkové ložisko, e) jednořadé válečkové ložisko, f) jehlové ložisko, g) kuželíkové ložisko, h) soudečkové ložisko

2.8 Elektromotory

Elektromotory jsou v dnešní době hojně využívány nejen v průmyslu, ale jejich práce je nezastupitelná v dopravě, domácnosti a například i ve zdravotnictví. Veškeré typy elektromotorů lze klasifikovat dle různých hledisek, kterými mohou být například:

- tvar (patkové, přírubové a vestavné),
- způsob chlazení (bez chlazení, s vlastní ventilací, s cizí ventilací),
- krytí (odolnost proti vlhkosti, prachu),
- druh přeměňování energie (stejnoseměrné, střídavé),
- princip činnosti (stejnoseměrné, synchronní, asynchronní).

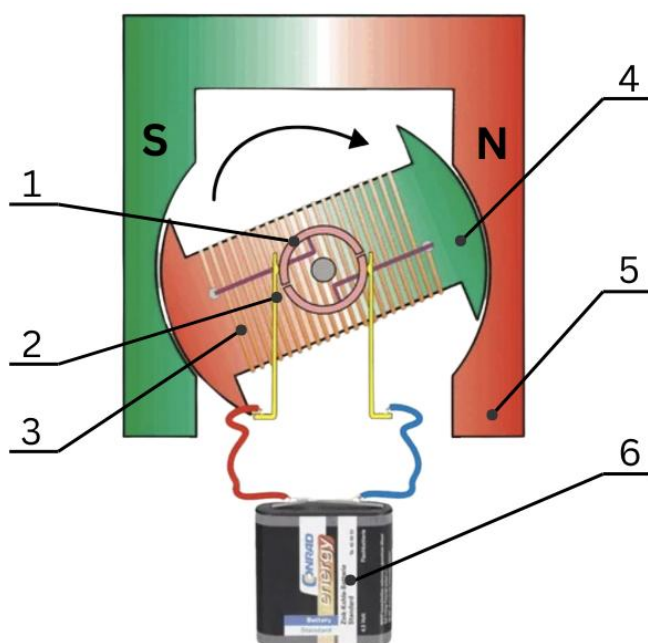
Poslední zmíněné hledisko bývá nejpodstatnějším kritériem při výběru elektromotoru, jelikož se úzce váže s typem využití motoru [17; 18].

2.8.1 Stejnoseměrné motory

Stejnoseměrné motory jsou nejstarším typem elektromotorů. I přes to, že jejich využití značně kleslo s příchodem jiných typů motorů, jejich význam v průmyslových aplikacích je nenahraditelný. Konstrukce stejnoseměrného motoru je velmi prostá a skládá se ze čtyř hlavních částí: stator, rotor, sběrací mechanismus a ventilátor.

Stator je statická část motoru, tvořena litým nebo svařovaným magnetovým věncem [18], která se chová jako permanentní magnet nebo jako elektromagnet. Ve statoru rotuje pohyblivá část motoru, tou je rotor (kotva). Ten se skládá z hřídele motoru (přenos krouticího momentu), cívk (vytváření magnetického pole), lopatkového kola (odvod tepla) a kotvy ze železného plechu [19]. Rotor je pevně spojen i s komutátorem, který interaguje se sběracím mechanismem. Komutátor je vyroben z klínových měděných lamel, ke kterým jsou přivedeny začátky a konce cívek rotoru. Hlavní funkcí je zajištění stálého směru proudu vodiče, a tím i stále stejný směr točivého momentu. Sběrný mechanismus, skládající se z uhlíkových kartáčů, dosedá na lamely komutátoru, čímž přenáší proud ze zdroje na komutátor, potažmo na kotvu. V neposlední řadě teplo, vzniklé při činnosti elektromotoru, odvádí ventilátor [17].

Princip fungování stejnosměrného motoru je založen na elektromagnetické indukci. Po spuštění elektromotoru je z napájení veden stejnosměrný proud skrze cívku, která vytvoří magnetické pole. Posléze začnou interagovat magnetické póly kotvy a statoru. Jelikož se stejné póly odpuzují a odlišné přitahují, dojde k pootočení rotoru. Abychom dosáhli nepřetržitého otáčení statoru, musí docházet k takzvanému přepólování. Tento děj zajišťuje komutátor. Při pootočení rotoru dojde k přenosu proudu z uhlíkových kartáčů na jinou lamelu komutátoru, čímž dojde ke změně polaroty rotoru. K přepólování dochází těsně před dosažením optimální orientace, aby bylo dosaženo maximálního výkonu. Směr otáčení motoru lze jednoduše změnit polaritou baterie, tedy otočením baterie získáme opačný směr rotace. Rychlost otáčení rotoru je závislá na velikosti provozního napětí. S vyšším napětím dosáhneme vyšších otáček a naopak [19].



Obr. 2-12 Elektromotor před změnou polarity – 1) lamela komutátoru, 2) kartáč sběrného mechanismu, 3) cívka, 4) rotor, 5) stator, 6) napájení, upraveno dle [19]

Stejnosemřné motory jsou odlišné v závislosti na způsobu tvorby magnetické pole, také označováno jako buzení. Magnetické pole může být tvořeno jednak permanentním magnetem nebo cizím buzením, které se dále dělí dle způsobu zapojení. Níže je uvedeno základní rozdělení stejnosměrných motorů dle buzení:

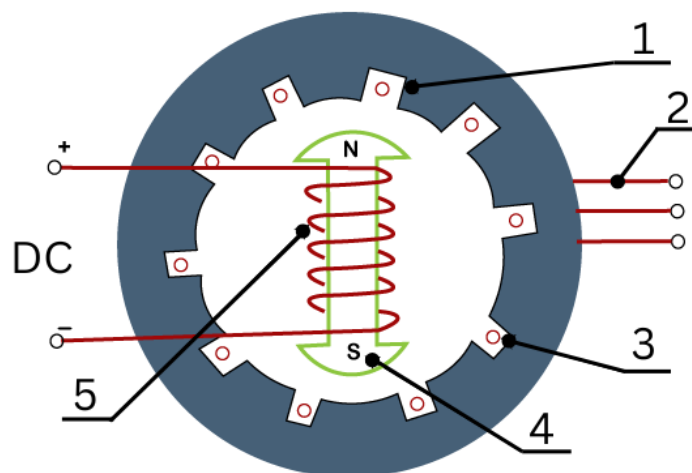
- motory s permanentními magnety,
- motory s cizím buzením,
- motory se sériovým buzením,
- motory s paralelním buzením,
- motory se smíšeným buzením [17].

Obľíbenost stejnosměrných motorů plyne z jejich nízké pořizovací ceny a jednoduché konstrukce. Práce s nimi je jednoduchá a k napájení stačí napětí ze stejnosměrné baterie či použití AC adaptéru. Výhodou je vysoký točivý moment, dosažený již při nízkých otáčkách a i při mechanickém zatížení, které nemá vliv na požadovaný počet otáček. Nevýhodou je vysoká poruchovost komutátoru a uhlíkových kartáčů sběrného mechanismu [20].

2.8.2 Synchronní motory

Synchronní motory jsou zástupcem střídavých elektromotorů (AC), které pracují se střídavým proudem. Vyznačují se shodou mezi otáčkami magnetické pole statoru a otáčkami rotoru. Jejich využití je velmi pestré, od malých hodinových motorků s výkonem tisíců wattů až po mohutné motory pohánějící čerpadla tepelných elektráren o výkonu milionů wattů. Konstrukce těchto motorů je schopna pracovat jak v generátorickém režimu, tak i v motorickém režimu. Tato schopnost je využívána například v přečerpávacích stanicích, kdy v jednu chvíli zařízení pracuje jako synchronní motor a pohání čerpadlo pro přečerpávání vody z dolní do horní nádrže a v momentě energetické špičky slouží jako alternátor poháněný vodní turbínou.

Elektromotor se skládá ze statoru, který je tvořen stovkami vrstev statorových plechů, uložených na sobě, a z rotoru poháněného stejnosměrným proudem. Dvojice cívek vinutí jsou postupně napájeny trojfázovým proudem, přičemž vytváří magnetické pole. V důsledku fázového posunu jsou postupně aktivovány odlišné dvojice cívek, což zapříčiňuje rotaci magnetické pole ve statoru. Rotor se chová jako elektromagnet a jeho magnetické pole začne reagovat s magnetickým polem statoru. Výsledkem je rotace rotoru, tedy i hřídele připojené na něm.



Obr. 2-13 Popis synchronního motoru – 1) stator, 2) třífázové napájení, 3) vinutí na statoru, 4) rotor, 5) vinutí na rotoru, upraveno dle [21]

Stejně jako stejnosměrné motory, tak i synchronní motory se dají kategorizovat dle nejrůznějších specifikací. Variabilita těchto motorů je ale o poznání větší, a proto zde existuje více kritérií, dle kterých se dělí. Některé z kritérií mohou být:

- konstrukce motoru (s vyjádřenými póly, s hladkým rotorem),
- uložení budicího systému (budící vinutí ve statoru, budící vinutí v rotoru),
- řízení rychlosti (změna kmitočtu napájecího napětí, ventilový režim),
- rozběh motoru (rozběh pomocným motorem, asynchronní rozběh, kmitočtový rozběh).

Poslední zmíněné kritérium poukazuje na fakt, že synchronní motory postrádají možnost samovolného rozběhu motoru po zapojení do sítě. Rychlost rotace magnetického pole je příliš vysoká, aby došlo k roztočení i magnetického pole rotoru. K jeho rozběhu je nutné použít některá z výše zmíněných opatření [18]. Další nevýhodou je vysoká pořizovací cena, potřeba napájení s konstantní frekvencí a nevhodnost použití v podmínkách, kde dochází k častým startům. Výhodou synchronních motorů je vysoká účinnost a přesný chod spojený se synchronními otáčkami. Příkladem mohou být Krokovy motory, které se vyznačují právě svojí přesností. V neposlední řadě se synchronní motory charakterizují vysokým momentem po startu a nízké nároky na údržbu [21].

2.8.3 Asynchronní motory

Posledním zástupcem elektromotorů jsou motory asynchronní. Jedná se o nejrozšířenější a nejpoužívanější typ elektromotorů díky jejich jednoduchosti a spolehlivosti. Široce se používají v různých oblastech, například jako čerpadla, kompresory a ventilátory. Motor pracuje na principu elektromagnetické indukce, přičemž dochází k rozdílu otáček magnetického pole statoru a rotoru. Tento jev se označuje jako skluz. Odtud plyne název těchto motorů – asynchronní, někdy též zvané jako indukční. Stejně jako předešlý zástupce motorů na střídavé napětí, i tento dokáže pracovat v generátorickém a motorickém režimu.

Konstrukce asynchronních motorů je i u těchto motorů tvořena zejména statorem a rotorem. Stator je sestaven z elektrotechnických plechů tvořící statorový svazek. Na vnitřním obvodu statoru jsou uložena trojfázová statorová vinutí a motor je přes ně napájen střídavým napětím. Uvnitř statoru vykonává krouživý pohyb rotor, který je vymezen od statoru vzduchovou mezerou. Rotor se v literatuře také označuje jako kotva – místo, kde dochází k elektromagnetické indukci. Nejčastěji se lze setkat s tzv. klecovým typem rotoru, který je tvořen měděnými či hliníkovými vodiči uloženými v elektrotechnických plechách spojených na koncích krátkými kroužky tvořící uzavřený elektrický obvod. Možnou alternativou je rotor tvořený trojfázovým vinutím podobně jako na statoru. Začátky cívek jsou spojeny do jednoho uzlu a konce jsou vyvedeny na tři sběrací kroužky, které dosedají na uhlíkové kartáče. Ty jsou vodivě připojeny na tři svorky rotorové svorkovnice.



Obr. 2-14 Rotor asynchronního motoru – a) vinutý rotor, b) klecový rotor, upraveno dle [22]

Po připojení motoru ke zdroji střídavého napětí začne trojfázový proud na vinutí statoru vytvářet statorové magnetické pole. Toto magnetické pole rotuje a indukuje napětí, které zapříčiní průtok proudu skrze vodiče rotoru. Tento proud také začne vytvářet své vlastní magnetické pole. Magnetické pole statoru a rotoru spolu interagují, čímž se rotor začne otáčet. Podmínkou vytvoření proudu je ale jiná rychlost otáčení rotorového a statorového magnetické pole. Pokud by se rotor a statorové pole otáčelo stejnou rychlostí, žádné indukované napětí by se nevytvářelo. V praxi je rotor vždy zpomalován třením a zatížením hřídele, tedy vždy dochází ke skluzu a vytvoření indukovaného napětí.

Nejběžnějším typem asynchronních motorů jsou třífázové motory, řidčeji se lze setkat s těmi jednofázovými. Dalším možným dělením je dle výkonu, motory pod a nad 3 kW. Tato hodnota výkonu úzce souvisí se spuštěním motoru. Asynchronní motory po spuštění odebírají proud až 7x vyšší, než je jejich jmenovitá hodnota. Vzniká tedy situace, kdy dochází k poklesu napětí v síti a zmenšení momentů všech ostatních asynchronních motorů zapojených do stejné sítě. Pro výkonnější motory se musí použít nějaká z rozběhových metod, těmi mohou být:

- snížení napětí (přepínač hvězda – trojúhelník, autotransformátor),
- úpravy rotoru,
- řízení frekvenčním měničem.

Použitím metody se sníženým napětím pomocí přepínače hvězda – trojúhelník je satorové vinutí uspořádáno do hvězdy, přičemž na každé fázi je snížené napětí, a tím i odebíraný proud. Výkon motoru při zapojení do hvězdy dosahuje třetiny jmenovité hodnoty. Po rozběhu motoru je satorové vinutí změněno do konfigurace trojúhelník a motor již pracuje na plný výkon.

Ani regulace otáček asynchronního motoru se neobejde bez nutné úpravy či přidání dalšího zařízení. Motor při základní konfiguraci nedokáže měnit otáčky, pouze dosáhne jmenovité hodnoty. Mezi možnosti regulace otáček řadíme:

- skokové (změna počtu pólů, změna skluzu),
- plynulé (změna frekvence frekvenčním měničem).

Přestože asynchronní motory disponují mnoha výhodami, mezi které také patří nízké náklady na údržbu, efektivita a odolnost, je nutné brát v potaz nevýhody spojené s principem fungování motoru. Motor nelze bez cizího zařízení plynule regulovat, po spuštění má při nevhodné konfiguraci vysoké odebírané napětí anebo nízký výkon. Mezi další nevýhody patří nižší účinnost než u synchronních motorů a vysoká závislost na síti, ze které je napájený. Je tedy na místě pro konkrétní aplikace použít frekvenční měnič v kooperaci s asynchronním motorem pro snazší ovládání motoru [18].

2.8.4 Frekvenční měniče

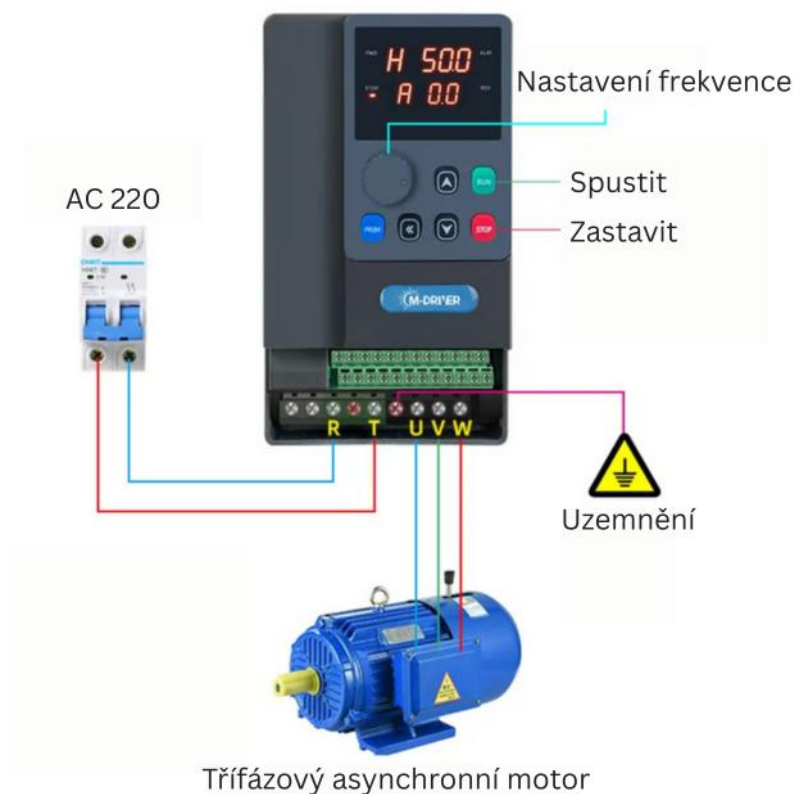
Frekvenční měnič je elektronický přístroj měnící velikost frekvence (kmitočtu) proudu přiváděného do motoru. Korigováním frekvence lze regulovat rychlost otáček a směr otáčení motoru. Mezi nedílné výhody frekvenčních měničů (dříve nazývané jako měnič kmitočtu) patří možnost ovládat motor na základě zpětné vazby od analogových čidel, čímž se stávají mnohem efektivnější. Frekvenční měniče pomáhají k bezproblémovému dosažení otáček motoru po spuštění, ať už plynulou regulací, nebo časovou prodlevou po spuštění motoru.

Frekvenční měnič lze jednoduše ovládat několika způsoby:

- klávesnicí na hlavním panelu měniče,
- ze svorkovnice – po připojení vypínače a potenciometru,
- PI(D) regulací – řízení dle odchylky od nastavené hodnoty,
- datovou komunikací – skrze komunikační kanály.

Základní rozdělení měničů je dle druhu napájení, a to jednofázové a třífázové frekvenční měniče, přičemž se skládají z hlavních součástí, kterými jsou: usměrňovač, meziobvod a výkonová část. Frekvenční měnič může mít jednak skalární nebo vektorové řízení. U skalárně řízeného měniče dochází k lineární změně mezi napětím a frekvencí, zatímco u vektorových měničů probíhá v procesoru výpočetní simulace na základě vstupních hodnot motoru.

Nevýhodou frekvenčních měničů je problém s přehříváním motoru. Tento problém je spojen s nízkými otáčkami hřídele rotoru a k němu připojeným ventilátorem, který při nízkých otáčkách není schopen plnit svoji funkci. V takovém případě je nutné zvážit nezávislé chlazení. Další nevýhodou je generace vysokofrekvenčního rušení, které lze do jisté míry eliminovat použitím vstupních filtrů a stíněných kabelů [23].



Obr. 2-15 Zapojení frekvenčního měniče [24]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Ačkoli se v současné době na trhu vyskytuje velké množství typů lisů, zákazník je při výběru lisu svázaný cenou a typem pohonu. V nižších cenových relacích se objevují lisy, které jsou založené na nízkém objemu lisovaného ovoce a nejsou automatické. Jejich pohon je zejména ruční, tedy přes pohybový šroub, nebo je realizovaný hydraulicky, nejčastěji autozvedákem. V obou případech je nutné vynaložit fyzické úsilí, aby došlo k dostatečnému stlačení drtě. V závislosti na vyvinuté fyzické síle obsluhy dosahujeme výkonnosti lisu.

Znatelně dražší lisy jsou ty, které jsou automatické. Není tedy nutné vynaložit fyzickou sílu pro stlačení drtě, obsluha zde pouze zajišťuje přísun a odběr ovocné drtě. Nicméně jsou tyto lisy obrovské, těžké a uzpůsobeny pro velké objemy lisované drtě. Proto nejsou tyto lisy vhodné pro běžného uživatele.

Napříč typy lisů neexistuje varianta, která by byla vhodným kompromisem mezi cenou, nižším lisovacím objemem a automatickým pohonem. Další mezerou na trhu jsou lisy založené na elektrickém pohonu. Zatímco existuje nespočet konfigurací hydraulických lisů, na trhu se nenachází žádný lis, který by byl poháněný výhradně elektromotorem a současně ne dalším strojním zařízením. Přitom využití elektromotoru je velmi jednoduchá a cenově přijatelná varianta.

Zásadní nevýhodou všech lisů na trhu je jejich neschopnost využití alternativního pohonu. Jestliže nastanou okolnosti, například výpadek elektrické energie, či porucha pohonu, obsluha nemůže dokončit lisovací proces a je nutné přerušit činnost.

3.2 Cíl práce

Hlavním cílem práce je navrhnout lis na ovoce pro běžného uživatele s menšími objemy lisování. Samotný proces lisování bude probíhat automaticky, přičemž obsluha bude zajišťovat pouze vložení a vyjmutí lisovací drtě a spuštění stroje. Zařízení musí dosahovat srovnatelné lisovací síly jako konkurenční hydraulické lisy poháněné autozvedákem s tlačnou silou 3 tuny. Konstrukce lisu bude primárně poháněna elektromotorem, avšak umožní jednoduchou změnu na alternativní ruční pohon, čímž bude zajištěna jeho flexibilita a dostupnost i při absenci elektrické energie. Konstrukce by měla být jednoduchá a snadno sestavitelná, aby byla možnost lis vyrobit v domácích podmínkách s použitím dostupných nástrojů a materiálů.

Pro splnění hlavního cíle práce je nutné stanovit jeho dílčí cíle, kterými jsou:

- řešení konstrukcí lisů na ovoce,
- návrh konstrukčního řešení lisů na ovoce,
- vypracování výkresové dokumentace lisu na ovoce,
- návrh řízení pohonu lisu.

V závislosti na splnění výše zmíněných cílů budeme schopni zkonstatovat, zda byl hlavní cíl práce úspěšně splněn, či nikoli.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Při návrhu konstrukce lisu a jiných průmyslového zařízení je nejprve nutné zvolit vhodné koncepční řešení, které co nejlépe splňuje vstupní požadavky. Teprve poté je možné přistoupit k řešení konstrukce jako celek. Koncepční řešení se zaměřuje na nejdůležitější konstrukční uzly, které lze navrhnout ve více variantách.

U lisu na ovoce byly jako klíčové prvky zvoleny:

- způsob převodu točivého momentu z elektromotoru na tlačnou sílu,
- způsob spojení ocelových profilů rámu,
- výběr typu koše.

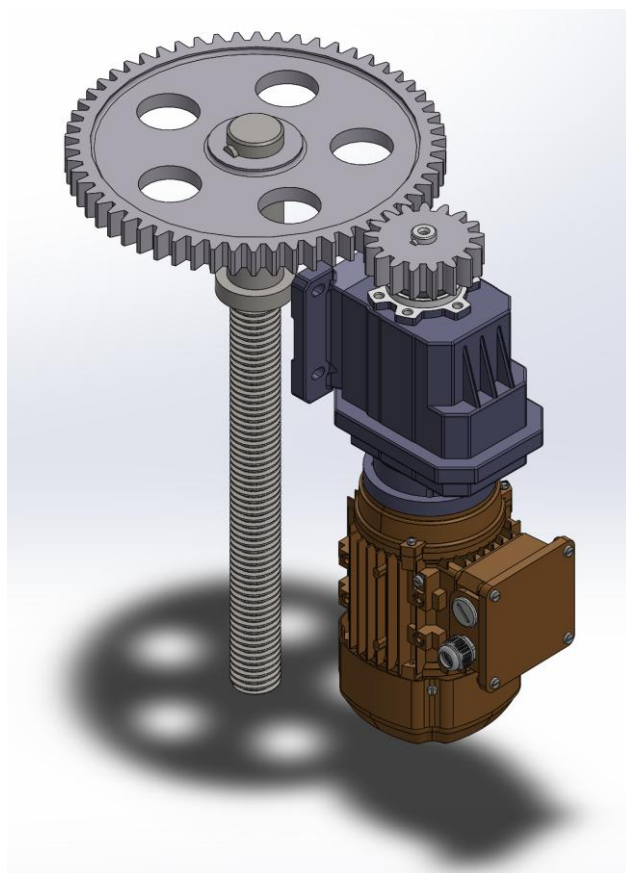
Výběru jednotlivých konstrukčních uzlů a jejich koncepčních řešení se budou věnovat následující kapitoly.

4.1 Převod točivého momentu

Konstruovaný lis na ovoce bude poháněn elektromotorem, který má výstupní energii ve formě točivého momentu. Aby bylo možné tuto energii využít k provozu lisu, je nutné zvolit vhodný způsob převodu, který by transformoval točivý moment na tlačnou sílu.

4.1.1 Varianta A

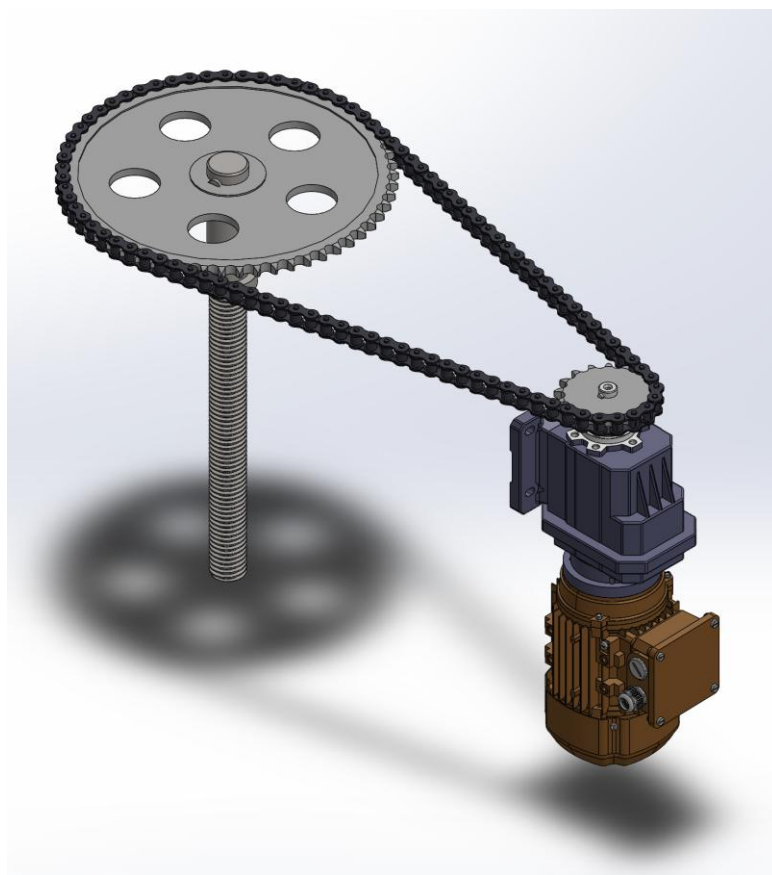
První varianta koncepčního řešení je založena na základě přenosu točivého momentu pomocí ozubených kol. Elektromotor generuje točivý moment s vysokými výstupními otáčkami, které jsou poté zpřevodovány čelní převodovkou. Na výstupní hřídeli převodovky je nasazen pastorek ozubeného soukolí, který je v záběru s ozubeným kolem nasazeným na pohybovém šroubu. Tento pohybový šroub transformuje s pomocí matice krouticí moment na tlačnou sílu potřebnou pro stlačení drtě. Převod je veden s vysokou účinností (až 98 %) pouze na krátkou osovou vzdálenost, která s sebou nese množství komplikací. Nutností tohoto převodu je údržba, zejména důkladné mazání soukolí, a vysoká přesnost výroby a polohy spoluzabírajících kol. To s sebou nese vysoké náklady na výrobu tohoto koncepčního řešení. Kladnou stránkou této varianty je schopnost převodu přenášet vysoké točivé momenty s přesností bez nežádáného prokluzu.



Obr. 4-16 Převod ozubenými koly

4.1.2 Varianta B

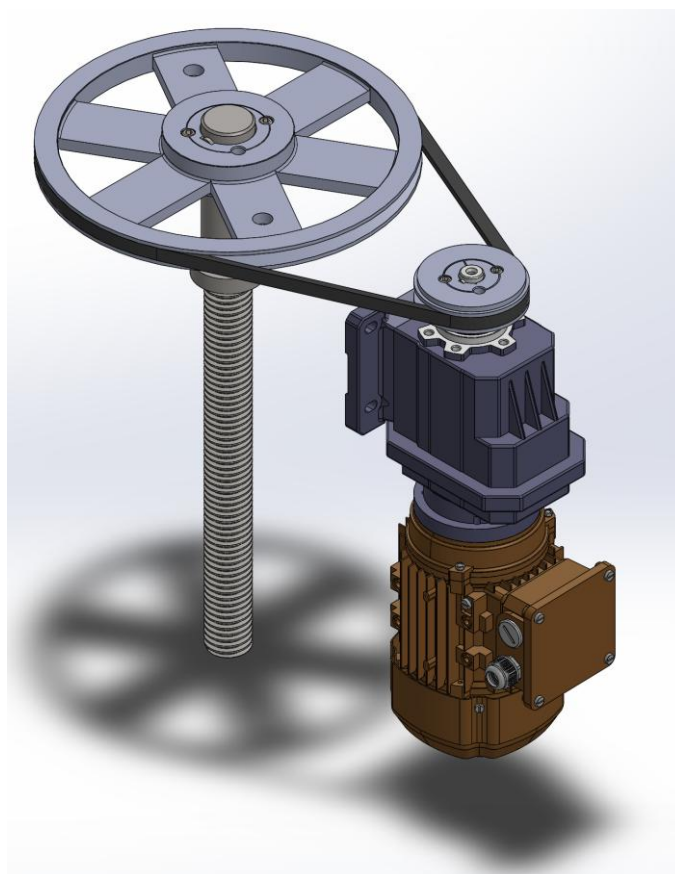
Varianta B stojí na stejných vstupních a výstupních prvcích jako varianta A, zatímco samotný převod je veden skrze řetěz. Zásadním rozdílem toho koncepčního řešení je schopnost převodu pracovat na dlouhé osové vzdálenosti, které byly limitující v předchozí variantě. Řetěz obíhající podél řetězových kol je také schopen přenášet vysoké točivé momenty bez prokluzu. Převod bez prokluzu je sice velmi přesný, ale s případným přetížením či nedostatečnou údržbou (nepravidelné mazání, nevhodné předpětí, opotřebení) může vést k přetržení řetězu, což může vést ke zranění obsluhy lisu. Výhodou varianty B je snadná montáž a demontáž převodového prvku, a tedy možnost jednoduše změnit řízení pohonu na alternativní pohon.



Obr. 4-17 Převod řetězem

4.1.3 Varianta C

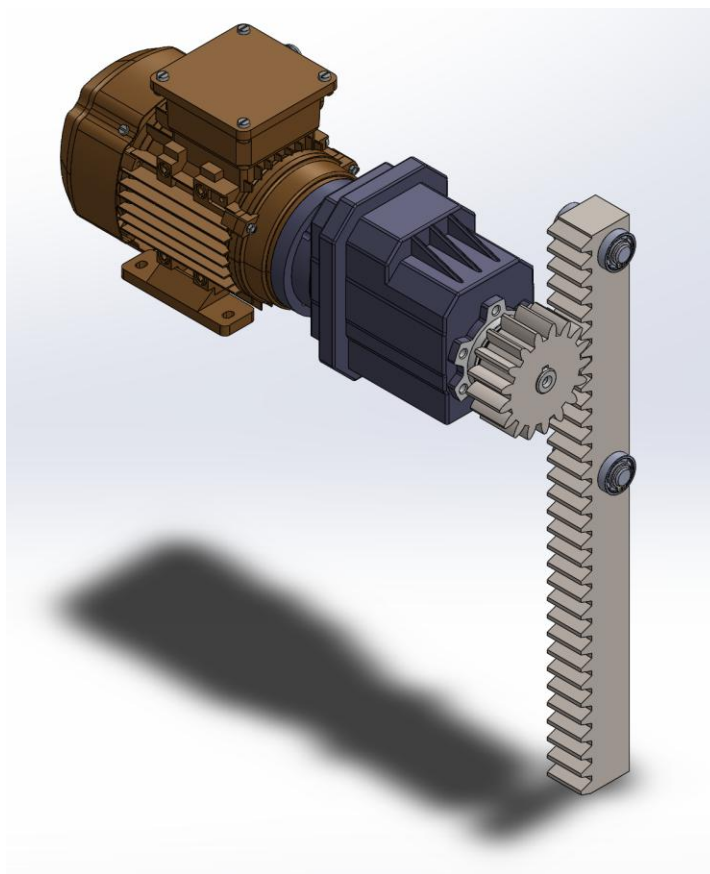
V pořadí třetí varianta převodu točivého momentu je stejně jako předchozí varianty založena na převodu točivého momentu od elektromotoru skrze pohybový šroub na tlačnou sílu. Narozdíl od minulé varianty byl řetěz vyměněn za klínový řemen a řetězová kola za řemenice. S tímto řešením přichází velmi tichý a hladký chod s prokluzem. Jestliže jsme zmínili nevýhody prokluzu u minulé varianty, je třeba zmínit i nesporné výhody, kterými jsou právě nemožnost přetížení konstrukce a konstrukčních prvků lisu, jelikož dojde dříve k prokluzu řemene než k přetížení. Ačkoli je řemen také vhodný na delší osové vzdálenosti, není schopen přenášet tak vysoké momenty, jeho účinnost je právě díky prokluzu nižší a má o poznání nižší životnost, během které je nutné řemen neustále kontrolovat a dostatečně napínat. V případě, že je potřeba přenášet vysoké točivé momenty, je možnost využít varianty řemenice s více drážkami, která je schopná vést více řemenů najednou.



Obr. 4-18 Převod klínovým řetězem

4.1.4 Varianta D

Zcela odlišná je poslední varianta koncepčního řešení převodu točivého momentu. V tomto případě je výstupní hřídel převodovky vedená horizontálně a na ní nasazený pastorek spoluzabírá s ozubeným hřebenem. Ozubený hřeben koná translační pohyb skrze ložiska, nasazená na hřídelkách zašroubovaných v ozubeném hřebenu, která jsou vedena v rámu lisu. Kvůli nedostatečnému prostoru již není možné, aby elektromotor s převodovkou byl upevněn k rámu skrze zmíněnou převodovku, protože by docházelo ke kolizi nožiček převodovky a dalších částí lisu. To může vést ke komplikacím se zvedáním hřídele a převodovky z důvodu sil působících v místě záběru. Možným řešením je úprava nožiček převodovky či dimenzování převodu. Nespornou výhodou je schopnost přesného vedení pohybu s velkými silami a vysokou účinností, která je kompenzována stejně jako u ozubených kol vysokými nároky na mazání a přesnou geometrii převodu. Nesmíme opomenout důležitost tuhosti vedení, jelikož při požadovaném zatížení jsou nároky na vedení velmi vysoké. Další komplikací se jeví komplikovaná změna pohonu na alternativní pohon. A to i přes to, že pro alternativní pohon se nabízí komerční řešení v podobě manuálního klikového mechanismu. V neposlední řadě je limitující rozměr ozubeného řemene, která musí minimálně odpovídat vzdálenosti mezi umístěním pastorku a nejnižší polohou stlačení ovocné drtě v koši.



Obr. 4-19 Převod ozubeným hřebenem

4.1.5 Výběr koncepčního řešení převodu točivého momentu

Pro výběr nejvhodnějšího koncepčního řešení pro převod točivého momentu z elektromotoru je nutné brát v potaz požadavky a náročnost provozu lisu. Při výběru bylo nutné rozhodnout, zda prokluz, který figuruje u všech zmíněných variant je chtěný či ne. Ačkoli absence prokluzu vodícího prvku zaručuje přesnost převodu, která je v mnoha aplikacích zásadní, v konstruovaném zařízení není potřebná. Naopak přítomnost prokluzu, která zvyšuje bezpečnost a ochranu proti přetížení, je přednější a výhodnější při provozu lisu na ovoce. Ze všech zmíněných variant se prokluz objevuje pouze u varianty s využitím klínového řemene. Tato varianta s sebou nese další výhody, kterými jsou zejména nízké pořizovací náklady a nízké náklady na údržbu. Dále pro využití této varianty není nutné dosahovat vysokých přesností konstrukce a zároveň konstrukce je velmi jednoduchá, tedy snadno vyrobitelná. Ale zároveň proti ostatním zmíněným variantám dokáže klínový řemen přenášet nejnižší kroutící moment.

Osová vzdálenost je dalším důležitým aspektem při výběru koncepčního řešení. Pro jednoduchost konstrukce je vhodné volit převod se střední délkou osově vzdálenosti, při které není nutné umístit elektromotor blízko nositelky tlačné síly. Nevýhodou převodů na delší osově vzdálenosti je nutnost přítomnosti konstrukce pro napínání převodového prvku z důvodu vytahání. V tomto případě se nabízí varianta s řetězovým převodem a s klínovým řemenem.

Tab. 4-1 Srovnání koncepčních řešení převodu točivého momentu

Varianta	Výhody	Nevýhody
Varianta A	+ Vysoká účinnost + Přenos vysokých momentů	- Malá osová vzdálenost - Nutnost přesného uložení
Varianta B	+ Větší osová vzdálenost + Přenos vysokých momentů	- Nutná údržba - Vyšší riziko koroze
Varianta C	+ Tichý a hladký chod + Ekonomická varianta	- Nižší účinnost - Přenos nižších momentů
Varianta D	+ Přímý převod + Přenos vysokých momentů	- Nákladná konstrukce - Komplikovaný ruční pohon

V tab. 4-1 je provedeno srovnání koncepčních řešení, kde jsou vyzdvížené zásadní klady a zápory jednotlivých variant převodů. Ve spolupráci s touto tabulkou a výše zmíněnými aspekty bylo vybráno koncepční řešení varianty C, tedy převod pomocí klínového řemenu. Ačkoli toto koncepční řešení nejlépe vystihuje požadavky potřebné pro převod točivého momentu, bude nutné nalézt řešení pro přenos nižšího kroutícího momentu a zhotovit konstrukci pro napínání klínového řemenu.

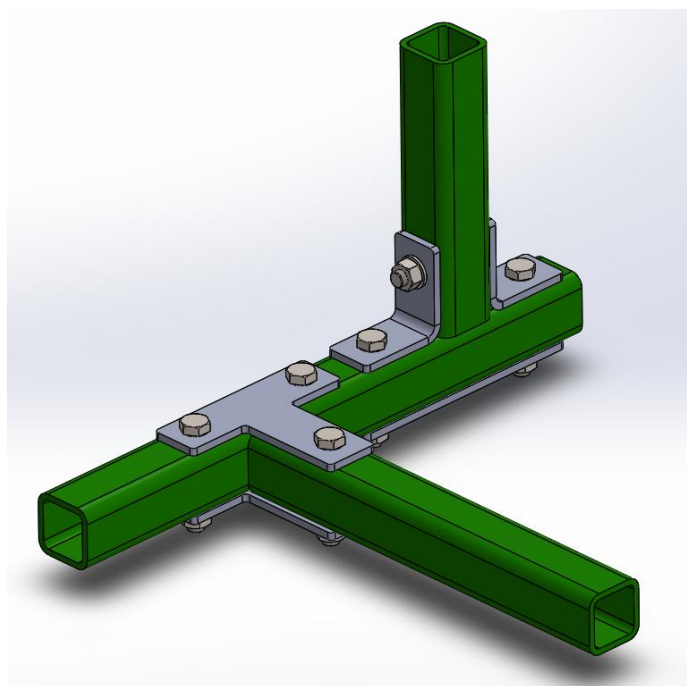
4.2 Spojení ocelových profilů

Pro nosnou část konstrukce byl zvolen ocelový jekl jako základní profil, jehož rozměry jsou přizpůsobeny místu použití a velikosti působících sil. Důležitou otázkou při výrobě lisu na ovoce je způsob spojení těchto ocelových profilů.

4.2.1 Varianta A

V prvním koncepčním řešení je spojení ocelových profilů realizováno pomocí šroubového spojení. Pro jednotlivá spojovaná místa jsou předem na laseru vypáleny ocelové pásoviný o tloušťce nejméně 5 mm ve třech tvarech: ve tvaru L, T a v plochém provedení. Výběr konkrétního tvaru závisí na místě umístění a způsobu zatěžování.

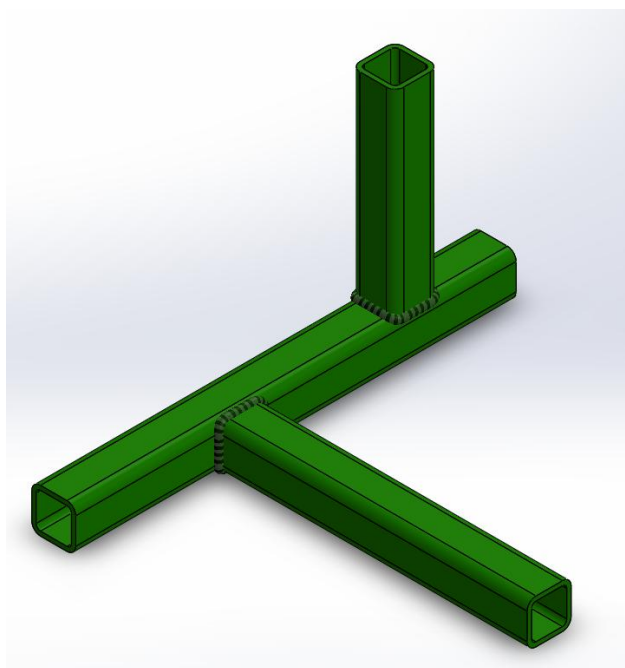
Na koncích spojovaných ocelových jechlů jsou předvrtány průchozí otvory, kterými spolu s pásovinami prochází šroub M10, zajištěný plochou podložkou a šestihrannou maticí na opačném konci. Hlavní výhodou tohoto řešení je rozebíratelnost a snadná montáž. Nevýhodou však může být nižší tuhost konstrukce způsobená nevhodným výběrem typu spojení.



Obr. 4-20 Spojení pomocí šroubového spojení

4.2.2 Varianta B

Druhou variantou spojení ocelových profilů je pomocí svařování. Tato varianta spojení je hojně používána i v průmyslu díky své jednoduchosti, která nevyžaduje žádné zbytečné technologické postupy. Spojované ocelové jelekly jsou k sobě za dané geometrie pevně přitisknuty a posléze pomocí vybraného způsobu svařování (MMA, MIG/MAG, TIG) pevně spojeny pomocí přídavného materiálu v podobě elektrody. Oblast svařování se stává po dokončení procesu kritickým místem, jelikož zde dochází k vysokému tepelnému namáhání. I přes to se konstrukce stává velice stabilní a toto spojení je při správném provedení trvalé a nerozebíratelné. Neduhem této varianty spojení je přítomnost tepelné dilatace, která vzniká při svařování. Je tedy nutné přísně tolerované rozměry obrábět až po svařování.



Obr. 4-21 Spojení pomocí svařování

4.2.3 Výběr koncepčního řešení spojení ocelových profilů

Výběr koncepčního řešení je ovlivněn zejména podmínkou, že lis je nutné zhotovit i v domácích podmínkách a jeho konstrukce by měla být lehce sestavitelná. Pro přehlednost při výběru byla zhotovena tab. 4-2 umístěná níže.

Tab. 4-2 Srovnání koncepčních řešení spojení ocelových profilů

Varianta	Výhody	Nevýhody
Varianta A	+ Rozebíratelnost + Lehká smontovatelnost	- Technologická náročnost - Estetika
Varianta B	+ Vysoká tuhost + Úspora hmotnosti	- Tepelná deformace - Náročnost na vybavení

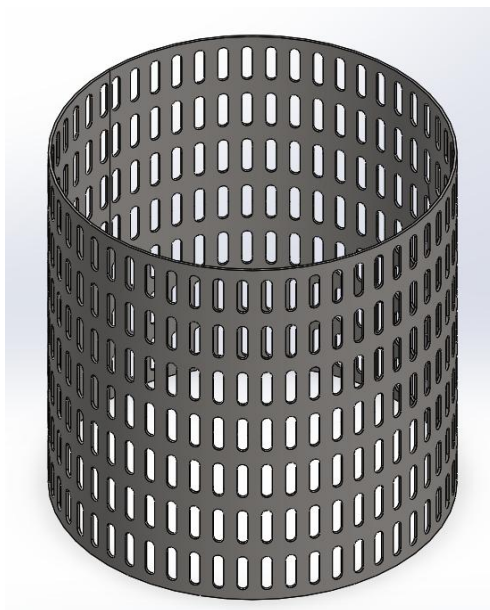
Ačkoli předností varianty A je lehká smontovatelnost, která je výslovným požadavkem na konstrukci lisu, její nevýhody, jako je technologická náročnost, převyšují veškeré klady. U varianty B je sestavitelnost závislá na schopnostech zhotovitele. Počítáme-li s tím, že zhotovitel lisu je zručný svářeč, opadá nevýhoda v podobě náročnosti na vybavení, jelikož se předpokládá, že si svářeč potřebné vybavení obstará. Jestliže bude brán zřetel i na tepelné deformace při konstrukčních výpočtech konstrukce lisu, jeví se jako nejlepší varianta svařování. Pro spojení ocelových profilů je tedy zvolena varianta B, spojení pomocí svarů.

4.3 Typ koše

Pro maximální výtěžnost lisovacího procesu je klíčový správný výběr typu koše. Tento výběr ovlivňuje nejen samotnou výtěžnost, ale také provozní podmínky, za kterých lze lis efektivně používat.

4.3.1 Varianta A

Polotvarem pro výrobu koše u varianty A je komerčně dostupný děrovaný plech, který je vyráběn v různých variantách. Plech je dle výrobního výkresu ohýbán do požadovaného tvaru – válec a poté je v místě spoje svařen. Při výběru plechu je nutné zajistit dostatečnou pevnost, která je závislá na typu materiálu (nejčastěji nerezový plech), volné plochy způsobené děrováním (závislá na tvaru a velikosti děr) a na tloušťce materiálu. Zásadní výhodou těchto typů košů je snadná údržba, při které je koš snadno omyvatelný.

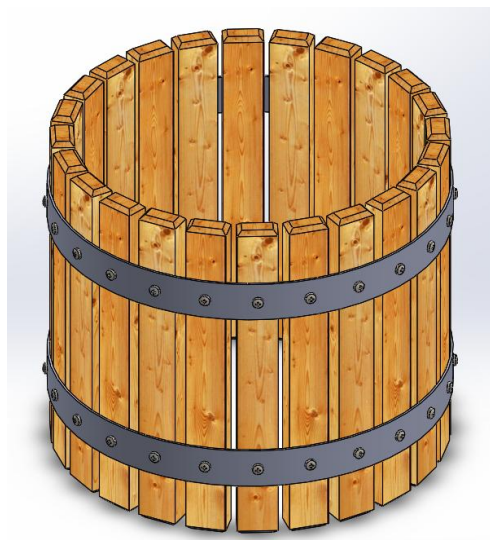


Obr. 4-22 Nerezový koš

4.3.2 Varianta B

Výrobně složitější je varianta B, kdy je koš zhotovený ze dřevěných hranolů, spojených pomocí šroubů s nerezovou obručí. Dřevěný koš má omezenou životnost, jelikož působením vlhkého prostředí dochází k rychlé degradaci dřevěných hranolů, což může negativně ovlivnit bezpečnost obsluhy a kvalitu moštu.

Údržba koše je náročná, protože na povrchu dřeva je obtížné rozpoznat zbytky ovocné drtě, které se při kontaktu se vzduchem rychle kazí. Po delší době může docházet také ke hnilobě a tvorbě plísní v dřevěných hranolech tvořících konstrukci koše.



Obr. 4-23 Dřevěný koš

4.3.3 Výběr koncepčního řešení typu koše

Obě varianty typů košů jsou pro provoz lisu přijatelné a pokud by byla zvolen opačná varianta než ta, která bude posléze vybrána, nebude nijak ovlivněn lisovací proces. Tab. 4-3 umístěna níže shrnuje nejdůležitější parametry zmíněných variant.

Tab. 4-3 Srovnání koncepčních řešení typů košů

Varianta	Výhody	Nevýhody
Varianta A	+ Pevnost + Hygiena	- Vyšší pořizovací cena - Hmotnost
Varianta B	+ Tradiční vzhled + Nižší pořizovací cena	- Životnost - Hygiena

Zásadním parametrem při výběru koncepčního řešení byla hygiena, potažmo údržba a osobní preference estetického vzhledu, jelikož ostatní parametry košů nebyly zásadní pro zvolení dané varianty. Zvoleným koncepčním řešením se stala varianta A – nerezový koš.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Samotný lis na ovoce se skládá z několika konstrukčních uzlů, které budou v následujících kapitolách podrobně popsány a důležité konstrukční prvky budou zkontrolovány výpočtem. Vybrané konstrukční uzly byly již zmíněny v koncepčních řešeních, jelikož výběr vhodné varianty měl zásadní vliv na celkovou konstrukci lisu a jeho provoz.

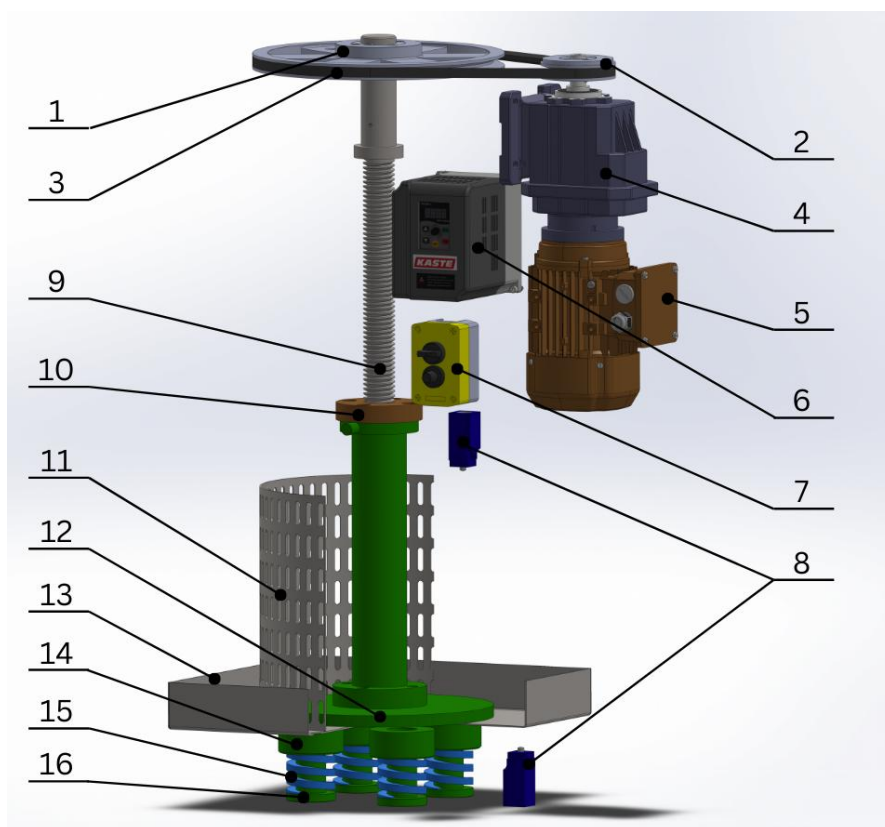


Obr. 5-24 Vizualizace lisu na ovoce

5.1 Návrh pohonu a řízení lisu

Základním prvkem lisu na ovoce je jeho pohon a samotné řízení lisu. Z požadavků na provoz a konstrukci lisu vyplývá, že lis musí být poháněn elektromotorem, s možností alternativního pohonu, zatímco samotné lisování musí probíhat automaticky.

Na obr. 5-25 je zobrazena vizualizace řízení a pohonu lisu, přičemž konstrukční řešení jednotlivých prvků budou posléze popsány v kapitolách níže.

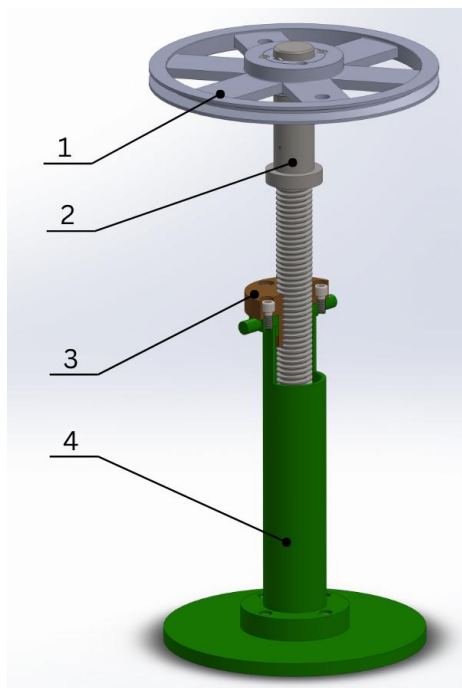


Obr. 5-25 Prvky pohonu – 1) hnaná řemenice, 2) hnací řemenice, 3) klínový řemen, 4) čelní převodovka, 5) asynchronní motor, 6) frekvenční měnič, 7) ovládací krabice, 8) koncový spínač, 9) pohybový šroub, 10) matice, 11) koš, 12) přítlačná deska, 13) vana, 14) vodící pouzdro, 15) pružina, 16) vodící trn

5.1.1 Pohybový šroub a matice

Již v koncepčních řešeních byla řešena problematika přenosu točivého momentu z elektromotoru na jiný konstrukční prvek pohonu lisu. Tím dalším prvkem, který zajišťuje samotnou transformaci kroutícího momentu na tlačnou sílu, je pohybový šroub a matice. Návrh a výpočet řemenového převodu bude řešen v dalších kapitolách.

Při provozu lisu je točivý moment přenesen klínovým řemenem na hnanou řemenici, která je nasazená na pohybový šroub a zajištěna perem proti protočení. Na rotujícím šroubu je nasazena matice, které je v konstrukci zabráněno proti protočení. Výsledkem je, že rotační pohyb šroubu je přeměněn na translační pohyb matice, která je součástí podstavy přítlačné desky stlačující lisovanou drť uvnitř koše lisu.



Obr. 4-26 Pohybový šroub s maticí - 1) hnaná řemenice, 2) pohybový šroub, 3) matice, 4) podsestava
přítlačné desky

Typů pohybových šroubů, respektive typů závitů pohybových šroubů je celá škála a v rešeršní části byly zmíněny nejčastější typy těchto závitů, následující tabulka uvádí krátké shrnutí závitů, ze kterých byl vybrán daný typ pro konstrukci lisu.

Tab. 5-4 Srovnání pohybových šroubů a závitů

Typ závitu/šroubu	Výhody	Nevýhody
Čtvercový	+ Vysoká účinnost	- Obtížná výroba - Přenos menších zatížení
Lich. rovnoramenný	+ Oboustranné zatížení + Robustnost	- Nízká účinnost
Lich. nerovnoramenný	+ Velké zatížení + Robustnost	- Nízká účinnost
Oblý	+ Odolnost vůči opotřebení a špíně	- Nízká účinnost
Kuličkový	+ Vysoká účinnost + Přesný chod	- Vysoká cena - Samosvornost

Zásadním parametrem při výběru byla samosvornost šroubu, která schází u kuličkových a válečkových šroubů, dále bylo nutnou podmínkou schopnost přenášet vysoké zatížení, snadná výroba a nízká cena. Pro konstrukci lisu na ovoce byl vybrán lichoběžníkový závit nerovnoramenný o rozměrech 40x6 mm, z materiálu 1.1014.

Během pohybu šroubu v matici dochází k nemalému tření, které je nutné připočítat k samotnému krouticímu momentu, který by měl odpovídat 3 tunám tlačné síly dle zadání.

Výpočet tlačné síly:

$$F = m_{zvedák} \cdot g = 3000 \cdot 9,81 = 29\,430\, N \quad (1)$$

kde:

$m_{zvedák}$	[kg]	zadané zatížení
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení

Pro potřebný výsledný kroutící moment byl proveden následující výpočet:

$$M_k = \frac{F \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{profil}}{2}\right) + \pi \cdot f_0 \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos\left(\frac{\alpha_{profil}}{2}\right) - f_0 \cdot P} \right) \quad (2)$$

$$M_k = \frac{29430 \cdot 35,5}{2} \cdot \left(\frac{6 \cdot \cos(3^\circ) + \pi \cdot 0,16 \cdot 35,5}{\pi \cdot 35,5 \cdot \cos(3^\circ) - 0,16 \cdot 6} \right) = 112,78\, Nm$$

kde:

F	[N]	tlačná síla, z rovnice (1)
d_2	[mm]	střední průměr závitu
P	[mm]	stoupání závitu
α_{profil}	[°]	úhel profilu
f_0	[-]	součinitel tření v závitech, dle [10]

Pro ověření bezpečnosti pohybového šroubu bylo vypočteno smykové napětí:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_3^3} = \frac{16 \cdot 112,78 \cdot 10^3}{\pi \cdot 29,59^3} = 22,17\, MPa \quad (3)$$

kde:

M_k	[Nm]	potřebný kroutící moment, z rovnice (2)
d_3	[mm]	malý průměr závitu

Dále normálové tlakové napětí působící na šroub:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 29430}{\pi \cdot 29,59^2} = 42,8 \text{ MPa} \quad (4)$$

kde:

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

d₃ [mm] malý průměr závitu

Výsledné redukované napětí působící na šroub pomocí podmínky HMM:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{42,8^2 + 3 \cdot 22,17^2} = 57,5 \text{ MPa} \quad (5)$$

kde:

σ [MPa] normálové tlakové napětí z rovnice (4)

τ [MPa] smykové napětí z rovnice (3)

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti tedy je:

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{275}{57,5} = 4,78 \quad (6)$$

kde:

R_e [MPa] mez kluzu pro materiál šroubu, dle [25]

σ_{RED} [MPa] redukované napětí z rovnice (5)

Jelikož lze šroub aproximovat jako dlouhý tlačný prut, bude nutné ho zkontrolovat i na vzpěr. Provedením výpočtu štíhlosti prutu zjistíme, jestli dříve dojde k meznímu stavu pevnosti či mezní stavu vzpěrné stability.

Prvně provedeme výpočet minimálního hlavního kvadratického momentu k osám v rovině průřezu prutu:

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 29,59^4}{64} = 37\,631,35 \text{ mm}^4 \quad (7)$$

kde:

d_3 [mm] malý průměr závitu

Výpočet obsahu zatěžovaného šroubu:

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 29,59^2}{4} = 687,67 \text{ mm}^2 \quad (8)$$

kde:

d_3 [mm] malý průměr závitu

Výpočet štíhlosti prutu:

$$\lambda = \frac{L}{\sqrt{\frac{J_2}{S}}} = \frac{399,87}{\sqrt{\frac{37\,631,35}{687,67}}} = 54,05 \quad (9)$$

kde:

L [mm] výpočtová délka pohybového šroubu

J_2 [mm⁴] minimální hlavní kvadratický moment, z rovnice (6)

S [mm²] plocha pohybového šroubu

Výpočet mezní štíhlosti:

$$\lambda_k = \alpha_{vzpěr} \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot \sqrt{\frac{210\,000}{275}} = 43,41 \quad (10)$$

kde:

$\alpha_{vzpěr}$	[-]	veličina popisující uložení prutu, voleno dle [10]
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti, voleno dle [10]
R_e	[MPa]	mez kluzu pro materiál šroubu, dle [25]

Jelikož veličina štíhlosti prutu vyšla větší, dojde k meznímu stavu vzpěrné stability dříve než k meznímu stavu pružnosti. Je nutné provést výpočet bezpečnosti vůči meznímu stavu vzpěrné stability.

Pro výpočet bezpečnosti je nutné zjistit kritickou sílu:

$$F_V = \alpha_{vzpěr}^2 \cdot \frac{E \cdot J_2}{L^2} = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \cdot \frac{210\,000 \cdot 37\,631,35}{399,87^2} = 121\,947,02 \text{ N} \quad (11)$$

kde:

$\alpha_{vzpěr}$	[-]	veličina popisující uložení prutu, voleno dle [10]
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti, voleno dle [10]
J_2	[mm ⁴]	minimální hlavní kvadratický moment, z rovnice (6)
L	[mm]	výpočtová délka pohybového šroubu

Nyní je možné dopočítat bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability:

$$k_V = \frac{F_V}{F} = \frac{121\,947,02}{29430} = 4,14 \quad (12)$$

kde:

F_V [N] kritická síla, z rovnice (11)

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

Z výpočtů provedených výše lze konstatovat, že pro danou aplikaci byly rozměry a materiál pohybového šroubu vhodně zvoleny.

Pro získání nízkého součinitele tření se jako konstrukční materiál matic u pohybových šroubů používají měkké kovy, kterými jsou mosaz nebo bronz, zvolený právě v tomto případě. Jestliže se pohybové šrouby počítají na mezní stav pružnosti a mezní stav vzpěrné stability, u matic je prováděn výpočet na otláčení v závitech, respektive na počet závitů a výšky matice, aby nedošlo k nechtěnému stržení závitu.

Výpočet pro počet závitů bronzové matice:

$$n_z > \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_2 \cdot p_{Dzavit} \cdot P} = \frac{2 \cdot 29\,430}{\pi \cdot 35,5 \cdot 10 \cdot 6} = 8,8 \quad (13)$$

kde:

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

d_2 [mm] střední průměr závitu

p_{Dzavit} [MPa] dovolený tlak v závitech, voleno dle [10]

P [mm] stoupání závitu

Z počtu závitů lze jednoduše dopočítat minimální výšku matice:

$$H = n_z \cdot P = 8,8 \cdot 6 = 52,8 \text{ mm} \quad (14)$$

kde:

n_z	[-]	počet závitů matice
P	[mm]	stoupání závitu

Dle výpočtu byla zvolena výška matice 60 mm.

5.1.2 Výběr elektromotoru a frekvenčního měniče

Při výběru elektromotoru byl kladen důraz na jednoduché ovládání, životnost a samotnou sílu, kterou dokáže elektromotor vyvinout. V řešersní části byly podrobně popsány základní typy elektromotorů, které se aktuálně nabízí na trhu. Jejich výhody a zápory jsou shrnuty v Tab.5-5.

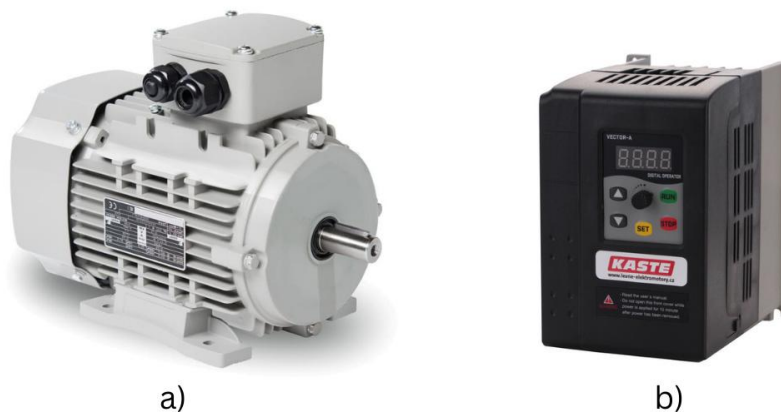
Tab. 5-5 Srovnání elektromotorů

Typ motoru	Výhody	Nevýhody
Stejnoseměrné	+ Velmi přesné řízení + Jednoduchá regulace otáček	- Nízká životnost - Nízký výkon
Synchronní	+ Přesné otáčky + Vhodné pro konstantní otáčky	- Vyšší cena - Horší rozběh
Asynchronní	+ Vysoký výkon + Dlouhá životnost a jednoduchost	- Omezená regulace otáček - Nepřesný

Z tabulky vyplývá, že vhodným elektromotorem pro pohon lisu je asynchronní motor, jelikož jeho provoz je velmi jednoduchý, je dostatečně silný a cena tohoto typu elektromotoru je více než přijatelná. Pro komfortní plynulou regulaci je nutné pořídit frekvenční měnič, kterým dokáže obsluha pohotově měnit rychlost samotného lisování.

Otáčky standardního asynchronního motoru se odvíjí od počtu dipólových dvojic, nacházející se v konstrukci motoru, a velikosti frekvence, standardně pohybující se kolem 50 Hz. Přítomností frekvenčního měniče bylo získáno rozpětí frekvence, respektive otáček, při kterých motor neztrácí točivý moment. Pracovní rozpětí motoru bylo zvoleno od 25 Hz, při kterých bude stlačování ovocné drtě nejpomalejší, využíváno zejména v pozdějších fázích lisování, a 65 Hz, kdy se motor točí nejrychleji a toho bude využito při najíždění přítlačné desky do tlačné polohy.

Jelikož pro danou aplikaci je žádané mít co nejmenší výstupní otáčky kvůli nízké rychlosti přitlačné desky, byl zvolen osmi pólový asynchronní motor 1AL711-8 od značky VYBO Electric s výkonem 0,09 kW, 680 otáček, napájený 400 V. V součinnosti s tímto motorem bude pracovat frekvenční měnič KASTE FL 350, pro výkony až 0,4 kW.



Obr. 5-27 Pohon lisu; a) asynchronní motor VYBO Electric [26]; b) frekvenční měnič KASTE [27]

V zavislosti na výše zmíněných parametrech byl vypočten točivý moment, který je konstantní v celém pracovním rozsahu.

$$M_{Kmotor} = \frac{P_{motor} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{0,09 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 680} = 1,26 \text{ Nm} \quad (15)$$

kde:

P_{motor}	[W]	výkon elektromotoru
n	[min ⁻¹]	skutečné otáčky elektromotoru

Pro zjištění minimálních a maximálních otáček ve zvoleném rozsahu je nejprve nutné vypočítat jmenovité otáčky elektromotoru:

$$n_1 = \frac{60 \cdot f}{p} = \frac{60 \cdot 50}{4} = 750 \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

kde:

f	[Hz]	frekvence
p	[-]	počet dipólových dvojic

Z vypočtených jmenovitých otáček zjistíme skluz rotorového magnetického pole vůči statorovému magnetickému poli:

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1} = \frac{750 - 680}{750} = 0,09 \quad (17)$$

kde:

n_1 $[\text{min}^{-1}]$ jmenovité otáčky elektromotoru,
z rovnice (16)

n $[\text{min}^{-1}]$ skutečné otáčky elektromotoru

Nyní můžeme vypočítat maximální a minimální jmenovité otáčky, výpočet jmenovitých otáček při 25 Hz.

$$n_{1min} = \frac{60 \cdot f_{min}}{p} = \frac{60 \cdot 25}{4} = 375 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

kde:

f_{min} $[\text{Hz}]$ minimální provozní frekvence

p $[-]$ počet dipólových dvojic

A nyní skutečné minimální výstupní otáčky elektromotoru:

$$n_{min} = n_{1min} - n_{1min} \cdot s = 375 - 375 \cdot 0,09 = 341,25 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

kde:

n_{1min} $[\text{min}^{-1}]$ minimální jmenovité otáčky, z rovnice (18)

s $[-]$ skluz, z rovnice (17)

Stejným způsobem jsou zjištěny maximální jmenovité otáčky:

$$n_{1max} = \frac{60 \cdot f_{max}}{p} = \frac{60 \cdot 65}{4} = 975 \text{ min}^{-1} \quad (20)$$

kde:

f_{max}	[Hz]	maximální provozní frekvence
p	[-]	počet dipólových dvojic

A skutečné maximální otáčky elektromotoru:

$$n_{max} = n_{1max} - n_{1max} \cdot s = 975 - 975 \cdot 0,09 = 887,25 \text{ min}^{-1} \quad (21)$$

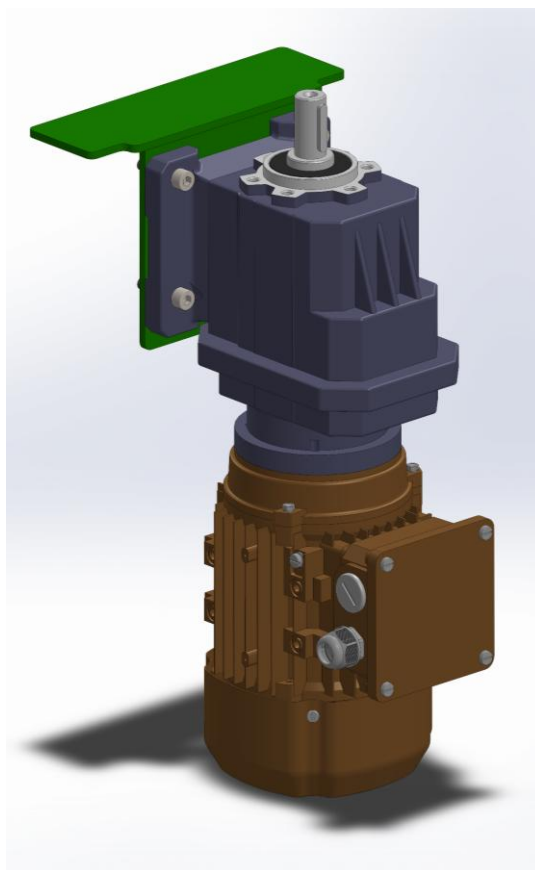
kde:

n_{1max}	[min ⁻¹]	maximální jmenovité otáčky, z rovnice (20)
s	[-]	skluz, z rovnice (17)

5.1.3 Čelní převodovka a klínový řemen

Vzhledem k tomu, že skutečné výstupní otáčky elektromotoru jsou velmi vysoké, zatímco výstupní točivý moment nízký, je na místě do převodového systému vložit mezičlen, který by razantně snížil výstupní otáčky a zvýšil moment. Vhodnou možností je dvoustupňová čelní převodovka, jejíž účinnost dosahuje až 98 %, což je téměř o 8 % vyšší účinnost než u šnekové převodovky.

Čelní převodovka je nabízena v mnoha konfiguracích závislých na její poloze a způsobu připojení k elektromotoru. V dané konfiguraci je výstupní hřídel elektromotoru nasunuta do čelní převodovky a příruby obou zařízení zajištěny šroubovým spojem k sobě. Zároveň poloha převodovky je vertikální, na což musí být bráno ohled při volbě konfigurace, kvůli plnění vnitřních prostor převodovky olejem. Samotná čelní převodovka s elektromotorem je ke konstrukci rámu připevněna pomocí šroubů umístěných na patkách převodovky.



Obr. 5-28 Čelní převodovka a elektromotor ve vertikální poloze

Na výstupní hřídeli čelní převodovky je nasazen další prvek převodového systému. Tím je hnací řemenice. Společně s hnanou řemenicí a řemenem byly vybrány jako nejvhodnější koncepční řešení přenosu točivého momentu. Nejrozšířenější dodavatel řemenic je firma TYMA, jejichž řemenice jsou součástí konstrukčního řešení. Uložení řemenic na hřídele je řešeno pomocí pouzder Taper Lock. Jedná se v podstatě o ocelové kuželové svěrné pouzdro, které se pomocí zašroubování dvou červíků svírá, a tím dojde k axiálnímu zajištění na hřídeli. Proti radiálnímu posunu řemenice slouží vyfrézovaná drážka pro pero na vnitřním průměru pouzdra.



Obr. 5-29 Pouzdro Taper Lock [28]

Volba převodového poměru řemenového převodu a čelní převodovky se odvíjí od ideální rychlosti posuvu přítlačné desky při plném zatížení, tedy nejpomalejším posuvu. Tato rychlost by neměla být vyšší než 3 cm za minutu, což je odhad získaný při práci s jinými lisy na ovoce. Při této rychlosti bude lisovaná drť dostatečnou dobu pod lisovacím tlakem a bude docházet k plynulému odtoku ovocné šťávy. Dále bylo cílem navrhnout pohon tak, aby bylo možné použít maximálně jeden řemen.

Kvůli nízkým výstupním otáčkám řemenového převodu nebylo možné použít žádný z grafů dodávaných výrobcí pro určení vhodného typu řemene. Výběr byl tedy zvolen jako kompromis mezi pevností řemene a minimální požadovanou velikostí hnací řemenice, přičemž výsledkem je úzký klínový řemen CONTI-V ADVANCE s profilem SPA, který má oproti standardní verzi zesílená polyesterová vlákna, dokáže přenášet o více než o 40 % vyšší výkon, má vyšší účinnost a delší životnost. Podmínkou je minimální velikost menší řemenice 90 mm.

Ve výpočetním konfigurátoru řemenových převodů na webových stránkách výrobce klínových řemenů společnosti Continental (viz příloha Výpočet řemenového převodu) bylo iteračním způsobem zjištěno, že maximální výstupní otáčky výše zmíněného řemenu musí být při plném zatížení 2,75 otáček za minutu, aby byl splněn požadavek na použití maximálně jednoho kusu řemene.

Při této rychlosti otáčení je rychlost posuvu přítlačné desky následující:

$$v = P \cdot n_{\text{hnaná}} = \frac{6}{1000} \cdot \frac{2,75}{60} = 0,003 \text{ m/s} = 1,65 \text{ cm/min} \quad (22)$$

kde:

P	[mm]	stoupání závitu
$n_{\text{hnaná}}$	[min ⁻¹]	otáčky hnané řemenice, zjištěno iteracemi

Rychlost posuvu desky je menší než 3 cm, podmínka je tedy splněna. Za dané rychlosti bude probíhat lisovací proces ideální rychlostí a bude dosaženo maximální výtěžnosti. V případě kontraproduktivního urychlení lisování dojde k prokluzu řemenu, čímž bude obsluha upozorněna na vysokou rychlost otáček.

Z výstupních otáček a minimálních otáček elektromotoru je zjištěn celkový převodový poměr:

$$i_{cel} = \frac{n_{min}}{n_{hnaná}} = \frac{341,25}{2,75} = 124,1 \quad (23)$$

kde:

n_{min}	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné minimální výstupní otáčky
$n_{hnaná}$	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky hnané řemenice, zjištěno iteracemi

V katalogu prodejce čelních převodovek společnosti Chiaravalli Group SpA byl vybrán typ čelní převodovky – CHC20 v provedení P_M_35,5_71_B14_V6, s převodovým poměrem 35,5. Nyní je možné dopočítat potřebný převodový poměr řemenového převodu:

$$i_{ř} = \frac{i_{cel}}{i_{přev}} = \frac{124,1}{35,5} = 3,5 \quad (24)$$

kde:

i_{cel}	$[-]$	celkový převodový poměr, z rovnice (23)
$i_{přev}$	$[-]$	převodový poměr čelní převodovky

Dále lze vypočítat průměr hnané řemenice:

$$D_{hnaná} = d_{hnačí} \cdot i_{ř} = 90 \cdot 3,5 = 315 \text{ mm} \quad (25)$$

kde:

$d_{hnačí}$	$[\text{mm}]$	průměr hnací řemenice
$i_{ř}$	$[-]$	převodový poměr řemenového převodu, rovnice (24)

Vzhledem k charakteru použití řemene, kdy není kladen požadavek na přesné výstupní otáčky, je ve výpočtu zanedbán skluz.

Výpočet intervalu osové vzdálenosti řemenic řemenového převodu:

$$0,7 \cdot (d_{hnací} + D_{hnaná}) < A_{teor} < 2 \cdot (d_{hnací} + D_{hnaná}) \quad (26)$$

$$0,7 \cdot (90 + 315) < A_{teor} < 2 \cdot (90 + 315)$$

$$283,5 < A_{teor} < 810$$

kde:

$d_{hnací}$ [mm] průměr hnací řemenice

$D_{hnaná}$ [mm] průměr hnané řemenice, z rovnice (25)

Volím minimální osovou vzdálenost, tedy $A_{teor}=284$ mm. Pro další výpočty je nutné zjistit velikost úhlu opásání β na řemenici:

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{D_{hnaná} - d_{hnací}}{2 \cdot A_{teor}} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{315 - 90}{2 \cdot 284} \right) = 23,34^\circ \quad (27)$$

kde:

$D_{hnaná}$ [mm] průměr hnané řemenice, z rovnice (25)

$d_{hnací}$ [mm] průměr hnací řemenice

A_{teor} [mm] Teoretická osová vzdálenost, voleno dle rovnice (26)

Celková délka klínového řemene:

$$L'_{\text{řemen}} = 2 \cdot A_{\text{teor}} \cdot \cos(\beta) + \frac{\pi \cdot D_{\text{hnaná}}}{2} + \frac{\pi \cdot d_{\text{hnací}}}{2} + 2 \cdot \pi \cdot D_{\text{hnaná}} \cdot \frac{\beta}{360} - 2 \cdot \pi \cdot d_{\text{hnací}} \cdot \frac{\beta}{360} \quad (28)$$

$$L'_{\text{řemen}} = 2 \cdot 284 \cdot \cos(23,34) + \frac{\pi \cdot 315}{2} + \frac{\pi \cdot 90}{2} + 2 \cdot \pi \cdot 315 \cdot \frac{23,34}{360} - 2 \cdot \pi \cdot 90 \cdot \frac{23,34}{360}$$

$$L'_{\text{řemen}} = 1242 \text{ mm}$$

kde:

$D_{\text{hnaná}}$	[mm]	průměr hnané řemenice, z rovnice (25)
$d_{\text{hnací}}$	[mm]	průměr hnací řemenice
β	[°]	úhel opásání beta, z rovnice (27)
A_{teor}	[mm]	Teoretická osová vzdálenost, voleno dle rovnice (26)

Dle dostupných rozměrů klínových řemenů z katalogu společnosti TYMA volím řemen o délce 1250 mm.

Dle katalogového rozměru řemenu lze dopočítat skutečnou osovou vzdálenost:

$$A_{skuteč} = \frac{L_{řemen} - \pi \cdot \left(\frac{D_{hnaná}}{2} + \frac{d_{hnací}}{2} + 2 \cdot D_{hnaná} \cdot \frac{\beta}{360} - 2 \cdot d_{hnací} \cdot \frac{\beta}{360} \right)}{2 \cdot \cos(\beta)} \quad (29)$$

$$A_{skuteč} = \frac{1250 - \pi \cdot \left(\frac{315}{2} + \frac{90}{2} + 2 \cdot 315 \cdot \frac{23,34}{360} - 2 \cdot 90 \cdot \frac{23,34}{360} \right)}{2 \cdot \cos(23,34)}$$

$$A_{skuteč} = 284,35 \text{ mm}$$

kde:

$L_{řemen}$	[mm]	délka řemene, zvoleno na základě rovnice (28)
$D_{hnaná}$	[mm]	průměr hnané řemenice, z rovnice (25)
$d_{hnací}$	[mm]	průměr hnací řemenice
β	[°]	úhel opásání beta, z rovnice (27)
A_{teor}	[mm]	teoretická osová vzdálenost, voleno dle rovnice (26)

Nyní můžeme vypočítat krouticí moment, který je na hnané řemenici, respektive na pohybovém šroubu:

$$M_{k,výstup} = M_{Kmotor} \cdot i_{cel} = 1,26 \cdot 124,1 = 156,37 \text{ Nm} \quad (30)$$

kde:

M_{Kmotor}	[Nm]	točivý moment elektromotoru, z rovnice (15)
i_{cel}	[-]	celkový převodový poměr, z rovnice (23)

Výsledný krouticí moment je vyšší než potřebný krouticí moment pro stlačení drtě z rovnice (2). Vezme-li v úvahu ztráty způsobené čelní převodovkou, ložisky a jinými prvky převodového systému, výstupní moment je stále dostačující. Tyto ztráty budou zanedbány v dalších výpočtech.

Výpočet výstupního výkonu, přičemž maximální krouticí moment bude hodnota z rovnice (2), protože po dosažení tohoto kroutícího momentu dojde k ukončení lisování:

$$P_{výstup} = M_k \cdot 2 \cdot \pi \frac{n_{hnaná}}{60} = 112,78 \cdot 2 \cdot \pi \frac{2,75}{60} = 32,48 \text{ W} \quad (31)$$

kde:

M_k	[Nm]	potřebný krouticí moment, z rovnice (2)
$n_{hnaná}$	[min ⁻¹]	otáčky hnané řemenice, zjištěno iteracemi

Ověření počtu řemenů:

$$z = \frac{P_{výstup} \cdot c_2}{P_{max} \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{32,48 \cdot 1,2}{50 \cdot 0,87 \cdot 0,89} = 0,92 \quad (32)$$

kde:

$P_{výstup}$	[W]	výstupní výkon, z rovnice (31)
P_{max}	[W]	maximální přenášený výkon, voleno dle viz příloha Výpočet řemenového převodu
c_1	[-]	součinitel úhlu opásání, dle [29]
c_2	[-]	součinitel provozního zatížení, dle [29]
c_3	[-]	součinitel délky klínového řemene, dle [29]

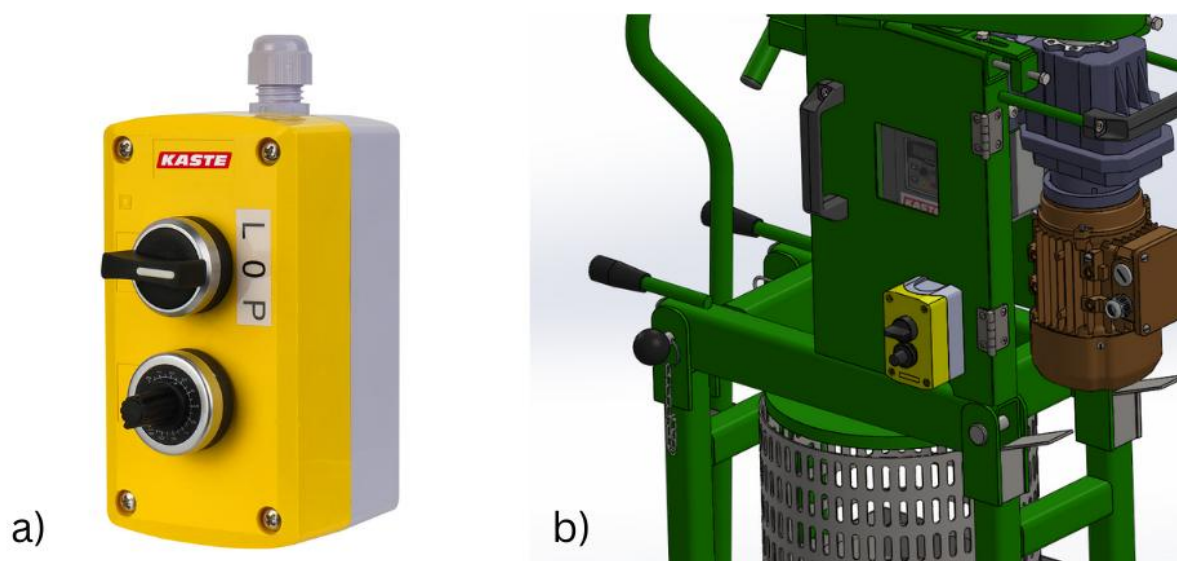
Dle rovnice (32) byl dosažen požadovaný počet řemenů a zároveň výstupní moment splňuje požadavky pro vytvoření předem určené tlačné síly. Převodový systém splňuje veškeré požadavky. Podrobné informace o řemenovém převodu jsou k nahlédnutí v příloze s názvem „Výpočet řemenového převodu“.

5.1.4 Ovládání lisu

Lis je poháněn asynchronním motorem, přičemž rychlost jeho otáček závisí na velikosti frekvence nastavené frekvenčním měničem. Frekvenci lze měnit jednak na ovládacím panelu, umístěném na čelní straně měniče, tak i připojením ovládací krabičky do svorkovnice. Tyto způsoby ovládání ale nelze kombinovat. Kvůli připojení snímacích senzorů do svorkovnice (bude popsáno níže), nebylo možné nastavit řízení frekvenčního měniče přes ovládací panel, nýbrž přes svorkovnici. Pro ovládání byla tedy zvolena ovládací krabička, která musí obsahovat zásadní ovládací prvky.

Nezbytnou součástí ovládání je potenciometr. Rotací ovládacího prvku potenciometru dokáže obsluha plynule měnit frekvenci v měniči, čímž dochází i ke změně rychlosti posuvu přitlačné desky. Další požadavkem pro ovládání lisu je reverzní přepínač. Třípolohovým přepínačem obsluha lisu mění směr posuvu přitlačné desky a zároveň může lis vypnout.

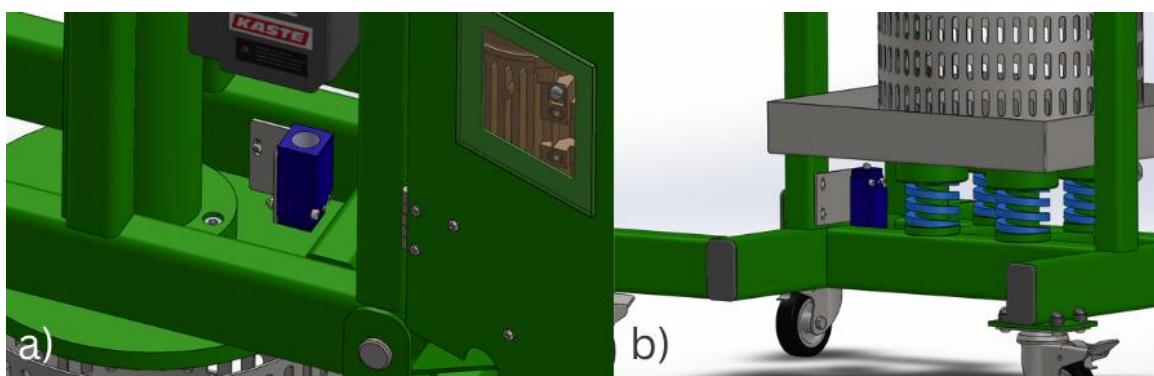
Použitou ovládací krabičkou je krabička od společnosti KASTE, která splňuje výše zmíněné požadavky. Alternativou je pořízení samotné ovládací skřínky a dokoupení ovládacích prvků zvlášť.



Obr. 5-30 Ovládací krabička; a) produktové foto [30], b) umístění krabičky v sestavě

Z důvodu bezpečnosti a automatického ukončení lisování je žádoucí vymezit krajní polohy posuvné desky. V těchto polohách je umístěn snímací senzor, přesněji koncový (polohový) spínač s pístovou hlavou, který při dosažení krajní polohy vypne asynchronní motor a přeruší proces lisování. Impuls je přenášen kabelem, který je zapojen do svorkovnice frekvenčního měniče, což bylo důvodem zvolení ovládání frekvenčního měniče přes svorkovnici.

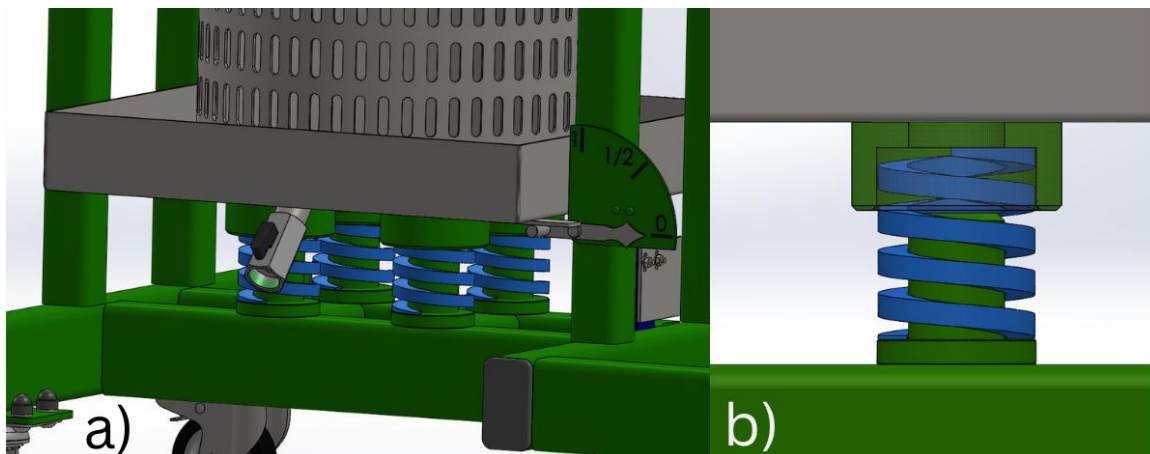
Koncové spínače rámuji pohyb přítlačné desky mezi vrchní a spodní polohou. Nejzazší vrchní poloha by byla ta, kde by došlo ke kontaktu mezi deskou a konstrukcí lisu. Aby nedošlo ke kolizi mezi profilem a deskou, je poloha vrchního koncového spínače zvolena tak, aby po vypnutí motoru stále existovala drobná vůle. Naopak výška umístění spodního spínače udává velikost přítlačné síly. Při dosažení předepsané velikosti přítlačné síly je dosaženo krajní polohy a dojde k sepnutí spínače, potažmo pozastavení lisování. Maximální velikost přítlačné síly lze regulovat změnou výšky umístění koncového spínače, přičemž pro tento lis je maximální přítlačná síla 3 tuny. Koncové spínače jsou připevněny k rámu na plechových dílcích pomocí šroubů umístěných v drážkách, které povolují korekce polohy. Při polohování spínače je nutné brát v úvahu spínací dráhu, kvůli které dojde ke sepnutí spínače až několik milimetrů po stlačení jeho hlavy.



Obr. 5-31 Poloha koncových spínačů; a) vrchní poloha, b) spodní poloha

Proces sepnutí spodního koncového spínače, a tím vypnutí lisování je podstatně složitější problematika, než bylo zmíněno. Aby došlo k sepnutí spínače až v krajní poloze, bylo třeba zvolit konstrukční řešení, při kterém na počátku lisovacího procesu nedochází ke kontaktu vany s hlavou koncového spínače.

Umístěním pružin mezi vanu a rám lisu je při zatěžování dosaženo jejich stlačení na požadovanou výšku. Při této deformaci vana dosáhne úrovně koncového spínače, čímž je lisovací proces automaticky ukončen. U tohoto lisu byly použity normované pružiny ISO 10243 s obdélníkovým průřezem. Pružiny jsou nasazeny na vodící trny, přivařené k rámu lisu, a na opačném konci jsou usazeny v pouzdrech přivařených k vaně.



Obr. 5-32 Uložení pružin; a) uložení v sestavě, b) detail uložení

Výška umístění spínače se odvíjí od stlačení pružin, které závisí na tuhosti a počtu pružin. Výpočet délky stlačení pružin, přičemž byla zanedbána hmotnost vany, koše a dalších prvků:

$$y = \frac{F}{k \cdot i_{\text{pružin}}} = \frac{29\,430}{320 \cdot 4} = 22,99 \text{ mm} \quad (33)$$

kde:

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

k [N/mm] tuhost pružiny, dle [31]

$i_{\text{pružin}}$ [-] počet pružin

Dle katalogu výrobce při stlačení pružiny o 22,8 mm dojde k jejímu 30% zkrácení. Tedy při použití pružin nedojde k meznímu stavu, při kterém dochází ke kontaktu závitů pružiny. Pružiny jsou vyhovující.

5.2 Rám lisu

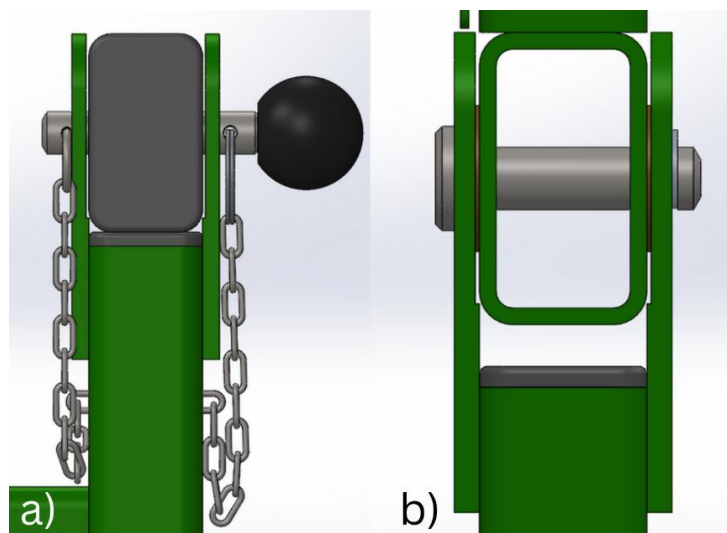
Nosnou částí celé konstrukce lisu je jeho rám, přesněji jeho spodní fixní část. O výklopné části konstrukce lisu bude psáno posléze. Jedná se o svařenec z ocelových profilů typu jekl s obdélníkovým a čtvercovým průřezem o rozměrech 70x40x4 mm a 40x40x4 mm. Kvůli vysoké hmotnosti celé sestavy je rám opatřen brzděnými pojezdovými kolečky o průměru 80 mm s celkovou nosností až 320 kg, jenž s přehledem splňují požadavky lisu. V přední části lisu se nachází táhlo, které usnadňuje přepravu lisu. K rámu je připevněno pomocí pojistného kolíku, přičemž lze snadno vysunout, a tím táhlo odejmout. Tímto způsobem je zajištěna snadnější obsluha lisu.



Obr. 5-33 Vizualizace rámu lisu

5.2.1 Čep

Spojení výklopné části a fixní části rámu lisu je realizováno pomocí dvou párů nerezových čepů. Těmi jsou fixní a odnímatelný pár, které se zasouvají do otvorů v ocelovém profilu výklopné části skrze otvory pásoviny, jenž je součástí fixní části rámu. Tímto způsobem je při provozu lisu zamezeno pohybu výklopné části vůči fixní.

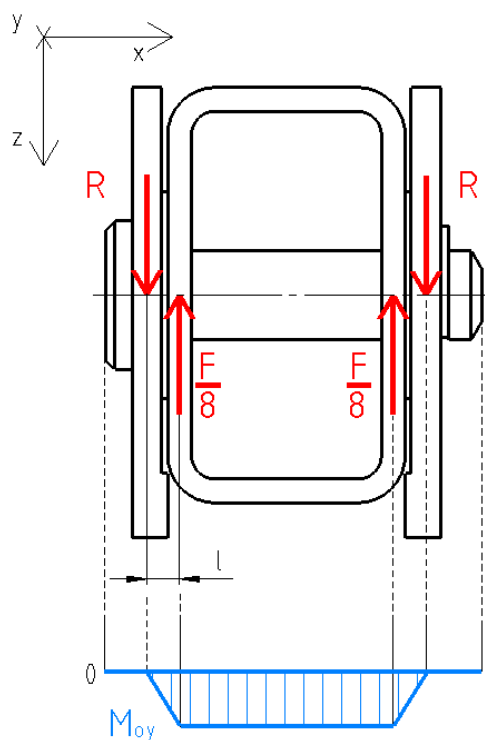


Obr. 5-34 Umístění čepů; a) odnímatelný, b) fixní

V přední části lisu, v blízkosti táhla, se nachází odnímatelný pár čepů. Na jednom konci je každý čep opatřen kroužkem a madlem ve tvaru koule, což zajišťuje příjemnou ergonomii při manipulaci. Druhý konec čepu je zajištěn závlačkou. Kroužek i závlačka jsou k rámu připevněny řetízem, který zabraňuje ztrátě těchto součástí při vysunutí čepu.

U fixního páru čepů se nepředpokládá jejich časté vysouvání, a proto je jejich tvar zcela odlišný od předešlého páru. Jeden konec čepu je opatřen osazením, zatímco zajištění druhého konce čepu je realizováno pomocí pojistného třmenového kroužku. Aby při vyklápění pohyblivé části lisu nedocházelo k nechtěnému tření mezi jeklem výklopné části a pásavinou, je zde umístěna vymezovací/distanční podložka z bronzy.

Aby byla zajištěna bezpečnost, je na místě provést výpočet minimálního požadovaného průměru čepu a dále zkontrolovat čep na stříh a otláčení. Nejprve je nutné zjistit silové působení na čep. Liniové zatížení je v dalších výpočtech aproximováno osamělou silou, která svou velikostí odpovídá zmíněnému zatížení.



Obr. 5-35 Silové působení na čep

Výpočet velikosti síly působící na jednu kontaktní plochu:

$$F_{\text{čep}} = \frac{F}{i_{\text{ploch}}} = \frac{29\,430}{8} = 3\,678,75 \text{ N} \quad (34)$$

kde:

F	[N]	tlačná síla, z rovnice (1)
i_{ploch}	[-]	počet stykových ploch mezi čepem a výklopnou částí rámu

Výpočet vazbových reakcí:

$$\sum F_z = 0: \quad 2 \cdot R = 2 \cdot F_{\text{čep}} \quad (35)$$

$$R = F_{\text{čep}} = 3\,678,75 \text{ N}$$

kde:

$F_{\text{čep}}$	[N]	síla působící na jednu kontaktní plochu, z rovnice (34)
------------------	-----	---

Maximální ohybový moment:

$$|M_{oyMAX\check{c}ep}| = R \cdot l = 3\,678,75 \cdot 5,5 = 20\,233,13 \text{ } Nmm \quad (36)$$

kde:

R [N] vazbová reakce čepu, z rovnice (35)

l [mm] vzdálenost mezi vazbou a silou

Výpočet minimálního průměru čepu:

$$d_{\check{c}ep} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oyMAX\check{c}ep}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 20\,233,13 \cdot 10^3}{\pi \cdot 105}} = 12,52 \text{ } mm = > zvoleno 15 \text{ } mm \quad (37)$$

kde:

$M_{oyMAX\check{c}ep}$ [Nm] maximální ohybový moment, z rovnice (36)

σ_D [MPa] dovolené napětí pro nerez, dle [10]

Obsah průřezu čepu:

$$S_{\check{c}ep} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}ep}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 15^2}{4} = 176,71 \text{ } mm^2 \quad (38)$$

kde:

$d_{\check{c}ep}$ [mm] průměr čepu, zvolený dle rovnice (36)

Smykové napětí působící na čep:

$$\tau_{\text{čep}} = \frac{F_{\text{čep}}}{S_{\text{čep}}} = \frac{3\,678,75}{176,71} = 20,82 \text{ MPa} \quad (39)$$

kde:

$F_{\text{čep}}$ [N] síla působící na jednu kontaktní plochu,
z rovnice (34)

$S_{\text{čep}}$ [mm²] obsah čepu, z rovnice (38)

Výpočet meze kluzu ve smyku:

$$R_{SE} = 0,6 \cdot R_{eNEREZ} = 0,6 \cdot 230 = 138 \text{ MPa} \quad (40)$$

kde:

R_{eNEREZ} [MPa] mez kluzu nerezové oceli, dle [32]

Kontrola čepu na střih:

$$\frac{R_{SE}}{k_n} \geq \tau_{\text{čep}} \quad (41)$$

$$\frac{138}{2} \geq 20,82$$

$$69 \geq 20,82 \Rightarrow \text{splněno}$$

kde:

R_{SE} [MPa] mez kluzu nerezové oceli ve smyku, dle
rovnice (40)

$\tau_{\text{čep}}$ [MPa] smykové napětí působící na čep,
z rovnice (39)

k_n [-] návrhový součinitel

Výpočet tlaku ve stykových plochách:

$$p_{\text{čep}} = \frac{F_{\text{čep}}}{d_{\text{čep}} \cdot t} = 61,31 \text{ MPa} \quad (42)$$

kde:

$F_{\text{čep}}$ [N] síla působící na jednu kontaktní plochu,
z rovnice (34)

$d_{\text{čep}}$ [mm] průměr čepu, zvolený dle rovnice (36)

Kontrola čepu na otláčení:

$$p_D \geq p_{\text{čep}} \quad (43)$$

$$95 \geq 61,31 \Rightarrow \text{splněno}$$

kde:

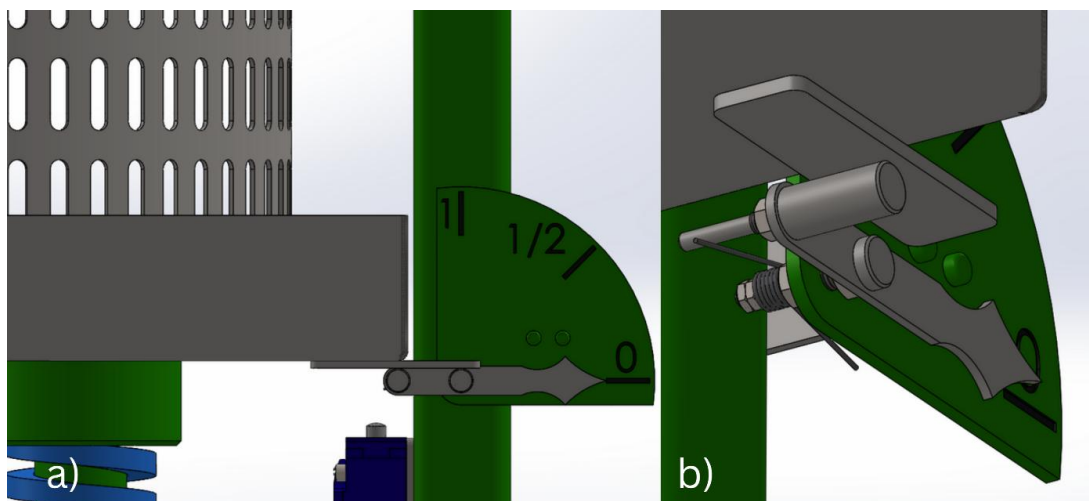
p_D [MPa] dovolené napětí na otláčení, dle [10]

$p_{\text{čep}}$ [MPa] tlak ve stykových plochách, z rovnice (42)

Čep vyhovuje všem kritériím a je bezpečné ho použít při provozu lisu.

5.2.2 Orientační měřidlo

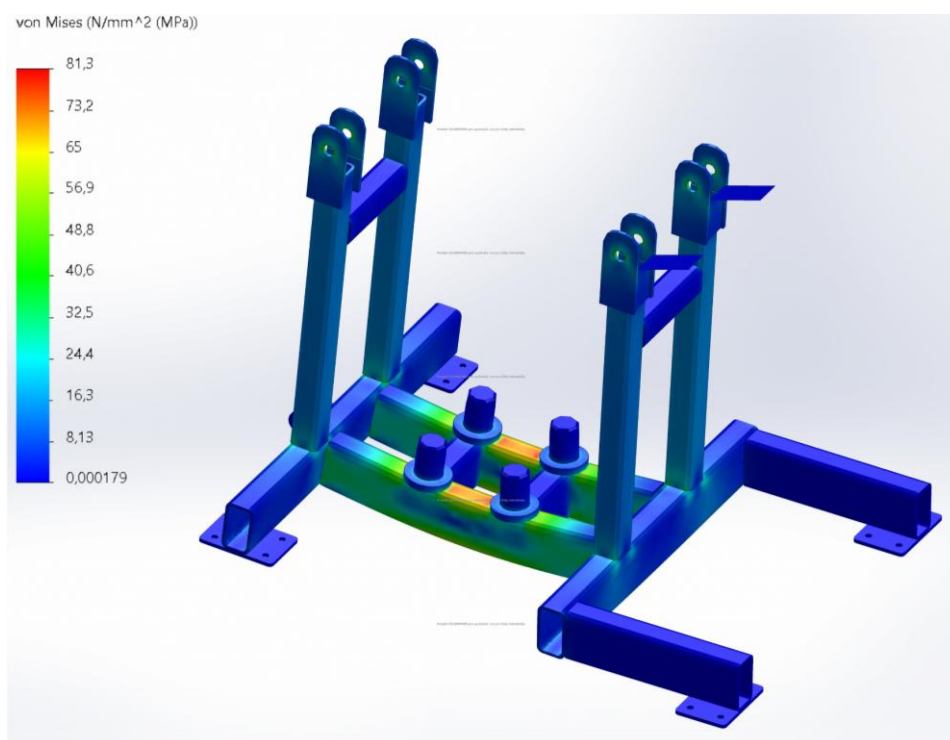
Součástí rámu lisu je orientační měřidlo, které výrazně usnadňuje obsluhu práci, neboť umožňuje odhadnout aktuální fázi lisování. Na vaně je navařen vodící plíšek, který je během celého pohybu vany ve styku s ručičkou měřidla. Ta na ciferníku ukazuje momentální stav lisovacího procesu. Ze zadní strany ciferníku je na šroubu upevněna zkrutná pružina, která přitlačuje ručičku k vodicímu plíšku a zajišťuje tak stálý kontakt i při reverzním pohybu vany. Kalibrace měřidla je možná posunutím upevňovacích šroubů v drážkách plechu, kterým je měřidlo připevněno k rámu.



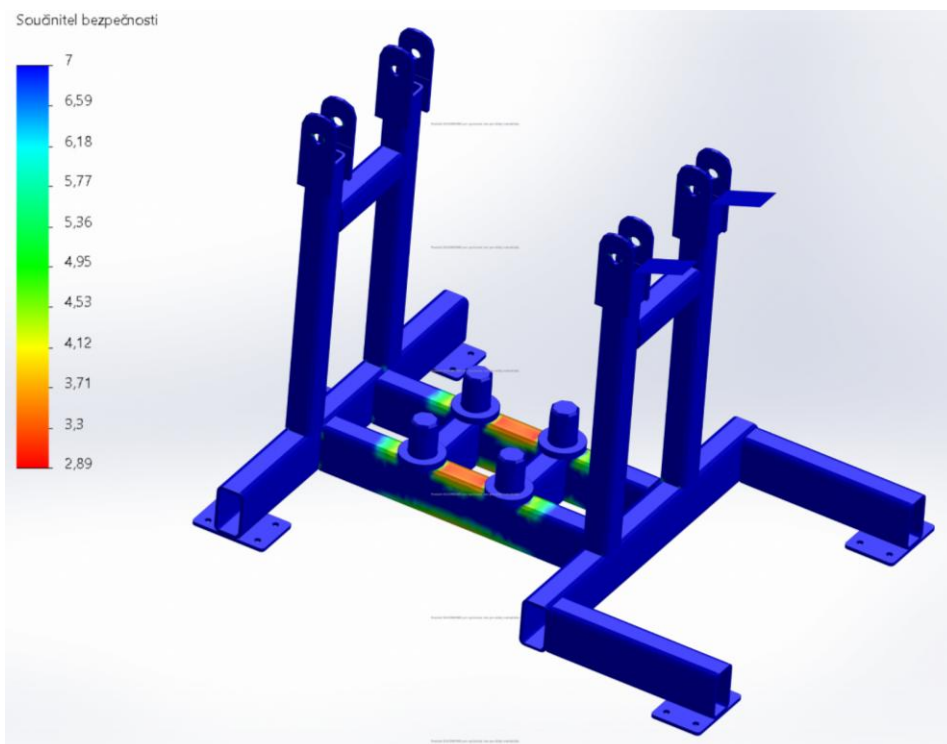
Obr. 5-36 Orientační měřidlo; a) pohled zepředu, b) detailní pohled

5.2.3 Simulace zatížení rámu

V prostředí programu SOLIDWORKS byla provedena simulace zatížení rámu během provozu lisu. Přestože tento software nedosahuje takové úrovně přesnosti jako specializované simulační nástroje (např. Ansys), a to zejména kvůli omezeným možnostem nastavení sítě a zjednodušenému přístupu ke kontaktům a nelinearitám, získané výsledky postačují pro orientační posouzení konstrukce. Simulace umožnila identifikovat nejvíce namáhané konstrukční uzly a slouží jako základ pro případné konstrukční úpravy nebo podrobnější analýzu ve specializovaném softwaru.



Obr. 5-37 Simulace napětí rámu při zatížení

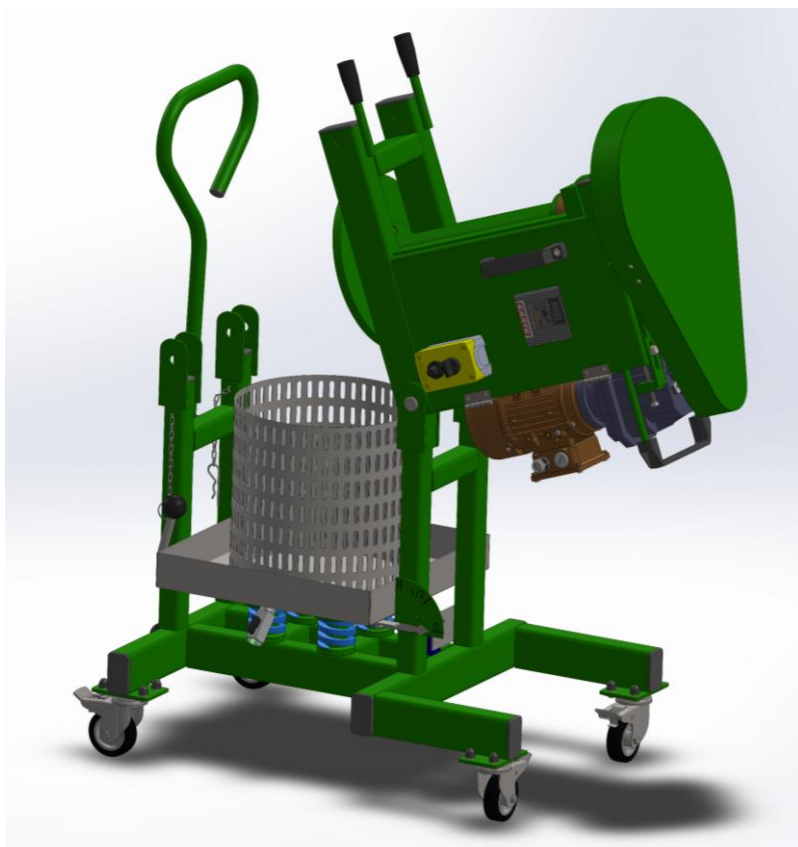


Obr. 5-38 Analýza koeficientu bezpečnosti při zatížení rámu

Dle výsledků simulací lze konstatovat, že konstrukce fixní části rámu je vhodná pro provoz lisu za daného zatížení. Kritickým místem je dle očekávání střed konstrukce, přičemž bezpečnost tohoto místa je okolo 2,89. Tato bezpečnost je více než dostačující. Z výsledků je také možné vyvodit, že konstrukce je schopna pojmout i větší zatížení, tedy je případně možno zvýšit přítlačnou sílu. V neposlední řadě je simulací ověřeno, že v místech umístění pojezdových koleček není kumulováno napětí, které by bylo přenášeno na kolečka.

5.3 Výklopná část rámu

Hlavním smyslem vyklopení vrchní části rámu lisu, nesoucí elektromotor a další části pohonu, je snadný přístup při manipulaci s košem a jeho samotné plnění ovocnou drtí. Pro vyklopení rámu je nejprve nutné vysunout závlačky odnímatelných čepů a posléze čepy odejmout. Dále si obsluha může pro komfortní manipulaci při vyklápění s konstrukcí rámu vybrat jedno z mnoha modelů a vyklopit rám do sekundární polohy, v které se rám opře o vodící pásoviny. V této poloze rám setrvává, dokud obsluha nenaplní koš drtí a poté je možno uchopením modelů v přední části rámu opět navrátit konstrukci do původní pozice. I přes vyšší hmotnost konstrukce je vyklopení snadné díky vhodně uloženému těžišti.

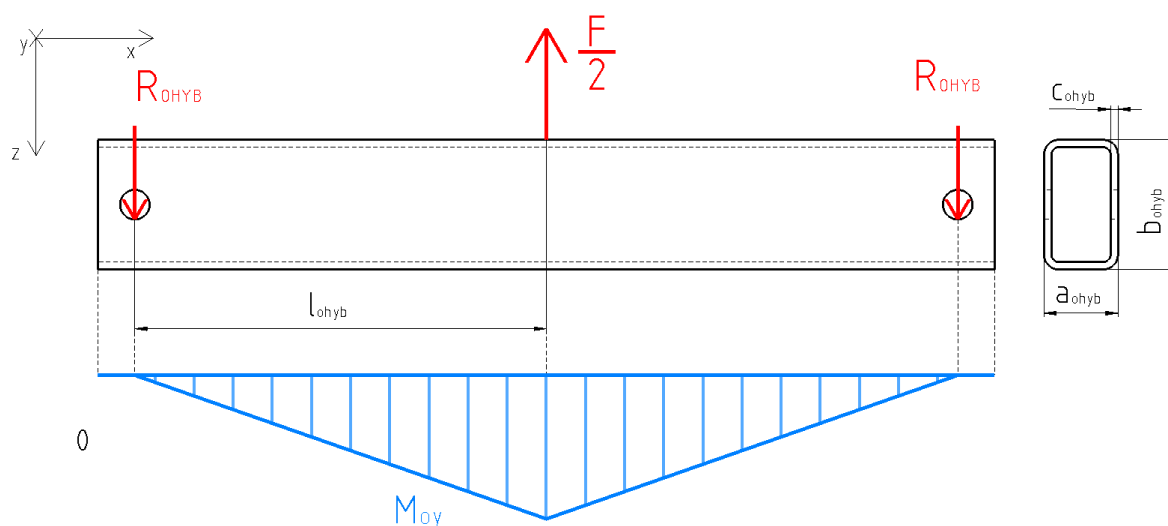


Obr. 5-39 Vizualizace vyklopení vrchní části rámu

Stejně jako fixní část rámu i ta výklopná část je svařena z ocelových profilů o odlišných tvarech průřezu a rozměrech. Na rozdíl od fixní části jsou zde ocelové profily mnohem více namáhané kvůli způsobu konstrukce, kde tahu i ohybu čelí v zásadě dva ocelové profily. Pro určení vhodného rozměru ocelového profilu byl proveden výpočet na ohyb pro vodorovné profily a na tah pro svislé profily.

5.3.1 Vodorovný ocelový profil

Výpočet vodorovného ocelového profilu byl založen na iteračním způsobu výběru, kdy byla spočítána napětí a koeficienty bezpečnosti pro různé rozměry profilů a posléze byl vybrán nejvhodnější profil.



Obr. 5-40 Silové působení na vodorovný profil

Velikost síly působící na jeden vodorovný profil:

$$F_{OHYB} = \frac{F}{i_{VODprofilů}} = \frac{29\,430}{2} = 14\,715\,N \quad (44)$$

kde:

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

$i_{VODprofilů}$ [-] počet zatížených vodorovných profilů

Výpočet vazbových reakcí:

$$\sum F_z = 0: \quad 2 \cdot R_{OHYB} = F_{OHYB} \quad (45)$$

$$R_{OHYB} = \frac{F_{OHYB}}{2} = 7\,357,5\,N$$

kde:

F_{OHYB} [N] síla působící na jeden vodorovný profil,
z rovnice (44)

Maximální ohybový moment:

$$|M_{oyMAXohyb}| = R_{OHYB} \cdot l_{ohyb} = 7\,357,5 \cdot 222,5 = 1\,637\,043,75 \text{ Nmm} \quad (46)$$

kde:

R_{OHYB} [N] vazbová reakce profilu, z rovnice (45)

l_{ohyb} [mm] vzdálenost mezi vazbou a silou

Modul pružnosti v ohybu pro modelový rozměr 70x40x4 mm:

$$W_O = \frac{(a_{ohyb} \cdot b_{ohyb}^3) - ((a_{ohyb} - 2 \cdot c_{ohyb}) \cdot (b_{ohyb} - 2 \cdot c_{ohyb})^3)}{6 \cdot b_{ohyb}} \quad (47)$$

$$W_O = \frac{(40 \cdot 70^3) - ((40 - 2 \cdot 4) \cdot (70 - 2 \cdot 4)^3)}{6 \cdot 70} = 14\,508,34 \text{ mm}^3$$

kde:

a_{ohyb} [mm] šířka vodorovného ocelového profilu

b_{ohyb} [mm] výška vodorovného ocelového profilu

c_{ohyb} [mm] síla stěny vodorovného ocelového profilu

Napětí působící uprostřed vodorovného ocelového profilu:

$$\sigma_O = \frac{M_{oyMAXohyb}}{W_O} = \frac{1\,637,04 \cdot 10^3}{14\,508,34} = 112,83 \text{ MPa} \quad (48)$$

kde:

$M_{oyMAXohyb}$ [MPa] maximální ohybový moment, z rovnice (46)

W_O [mm³] modul pružnosti v ohybu, z rovnice (47)

Koeficient bezpečnosti:

$$k_{OHYB} = \frac{R_{eJEKL}}{\sigma_0} = \frac{235}{112,83} = 2,08 \quad (49)$$

kde:

R_{eJEKL} [MPa] mez kluzu ocelového profilu, dle [33]

σ_0 [MPa] ohybové napětí, z rovnice (48)

Tabulka níže porovnává odlišné rozměry ocelových profilů a zároveň udává jejich maximální napětí společně s koeficientem bezpečnosti.

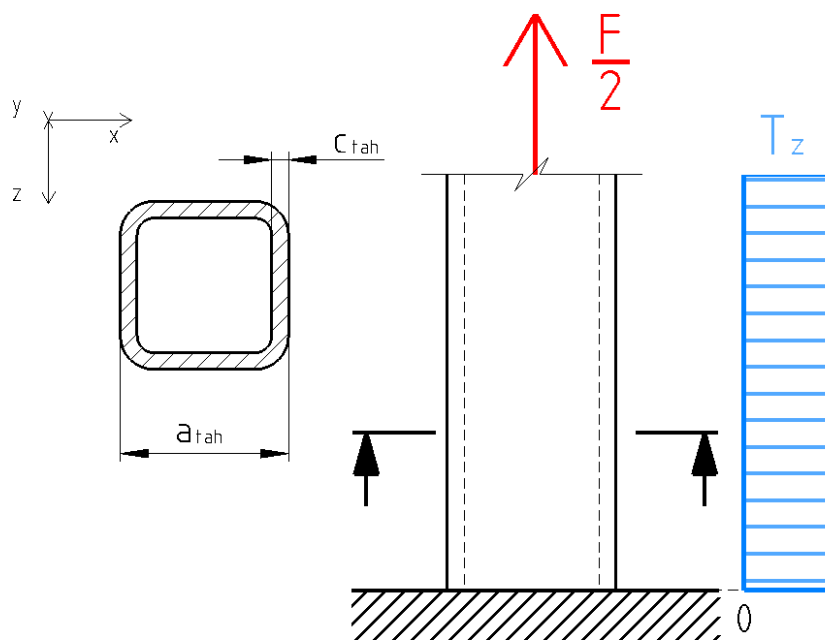
Tab. 5-6 Srovnání ocelových profilů

Rozměry [mm]	Napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
60x40x3	179,34	1,31
60x40x4	142,33	1,65
70x40x3	143,03	1,64
70x40x4	112,83	2,08
80x40x4	92,05	2,55

Jako vodorovný ocelový profil byl zvolen jekl o rozměrech 70x40x4 mm, který svými parametry převyšuje hodnotu koeficientu bezpečnosti 2. Masivnější profily nebyly zvoleny kvůli nadbytečné hmotnosti, která by razantně ovlivnila váhu výklopné části konstrukce.

5.3.2 Svislý ocelový profil

Svislé ocelové profily jsou ve výklopné části rámu namáhány na tah. Z důvodu lepší svařitelnosti byl zvolen profil se silou stěny 4 mm a posléze s přihlédnutím na estetičnost a připojení dalších konstrukčních prvků byly zvoleny vnější rozměry jecklu 40x40.



Obr. 5-41 Silové působení na svislý ocelový profil

Velikost síly působící na jeden svislý profil:

$$F_{TAH} = \frac{F}{i_{SVISprofilů}} = \frac{29\,430}{2} = 14\,715\,N \quad (50)$$

kde:

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

$i_{SVISprofilů}$ [-] počet zatížených svislých profilů

Plocha průřezu svislého ocelového profilu:

$$S_{TAH} = a_{tah}^2 - (a_{tah} - 2 \cdot c_{tah})^2 = 40^2 - (40 - 2 \cdot 4)^2 = 576\,mm^2 \quad (51)$$

kde:

a_{tah} [mm] šířka svislého ocelového profilu

c_{tah} [mm] síla stěny svislého ocelového profilu

Napětí působící na plochu průřezu svislého ocelového profilu:

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_{TAH}}{S_{TAH}} = \frac{14\,715}{576} = 25,55 \text{ MPa} \quad (52)$$

kde:

F_{TAH} [N] síla působící na jeden svislý profil, z rovnice (50)

S_{TAH} [mm²] plocha průřezu svislého ocelového profilu,
z rovnice (51)

Koeficient bezpečnosti:

$$k_{TAH} = \frac{R_{eJEKL}}{\sigma_{TAH}} = \frac{235}{25,55} = 9,2 \quad (53)$$

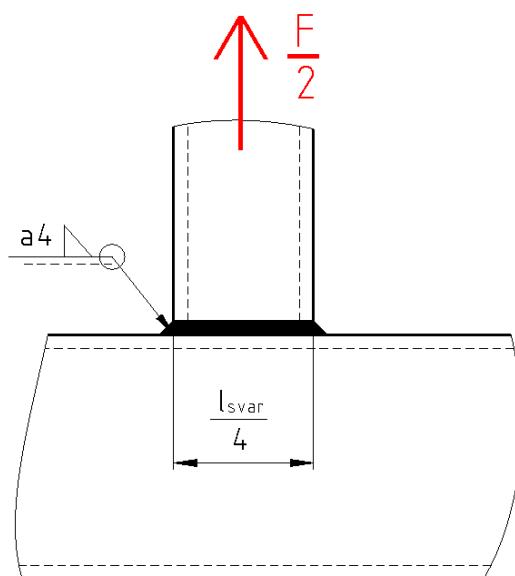
kde:

R_{eJEKL} [MPa] mez kluzu ocelového profilu, dle [33]

σ_{TAH} [MPa] tahové napětí, z rovnice (52)

Zvolený rozměr svislého ocelového profilu s nadhledem splňuje pevnostní požadavky pro provoz lisu.

Kritickým místem výklopné části rámu je svarový spoj mezi vodorovným a svislým ocelovým profilem. Toto místo je nutné zkontrolovat z hlediska pevnostního výpočtu koutového svarového spoje na tahové zatížení přenášené svislým ocelovým profilem.



Obr. 5-42 Namáhání svaru

Délka svarů:

$$l_{svar} = 4 \cdot a_{tah} = 4 \cdot 40 = 160 \text{ mm} \quad (54)$$

kde:

a_{tah} [mm] šířka svislého ocelového profilu

Velikost napětí ve svarech:

$$\tau_{SVAR} = \frac{F_{TAH}}{l_{svar} \cdot a_{svar}} = \frac{14\,715}{160 \cdot 4} = 23 \text{ MPa} \quad (55)$$

kde:

F_{TAH} [N] síla působící na jeden svislý profil,
z rovnice (50)

l_{svar} [mm] délka svaru, z rovnice (54)

a_{svar} [mm] výška svaru

Bezpečnost svarů:

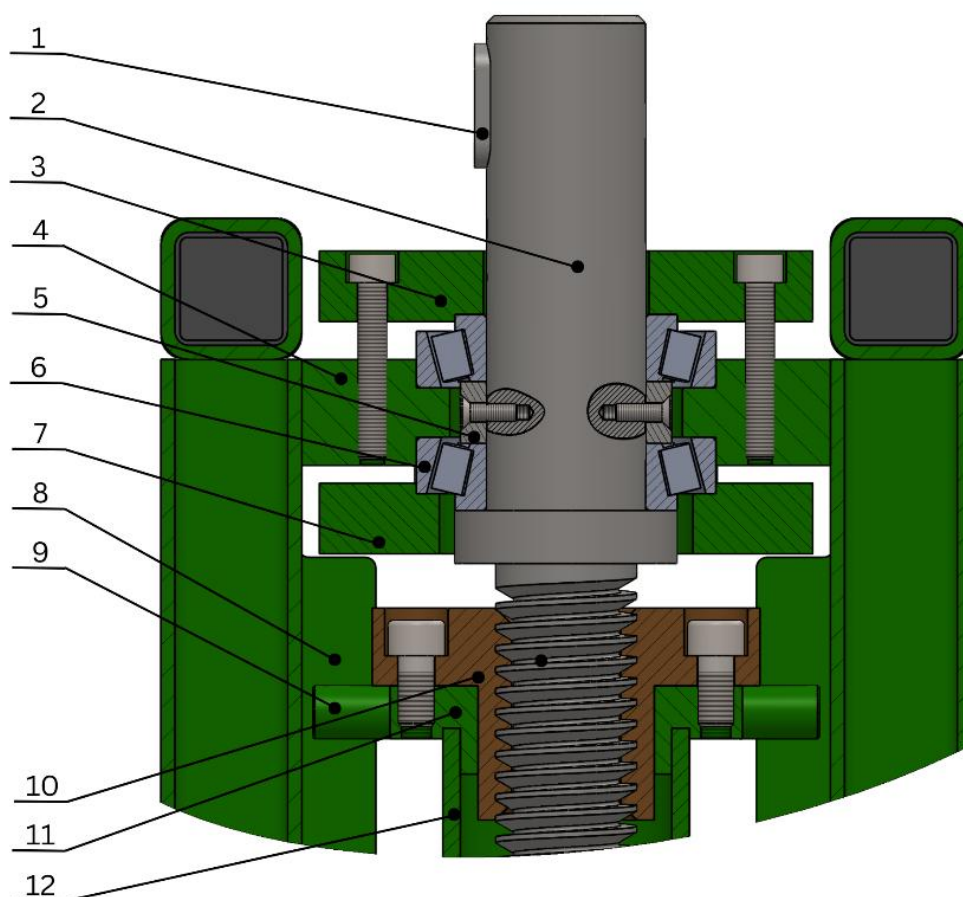
$$k_{SVAR} = \frac{\tau_D}{\tau_{SVAR}} = \frac{145}{23} = 6,3 \quad (56)$$

kde:

τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí svaru pro elektrodu E70, dle [10]
τ_{SVAR}	[MPa]	napětí ve svarech, z rovnice (55)

Místa svarů jsou během svařování tepelně namáhané, a proto jsou svarové spoje bezesporu koncentrátoři napětí. Výsledkem je nutnost přihlídnutí na onen fakt při posuzování bezpečnosti svarového spoje. Nicméně výše vypočtený koeficient bezpečnosti je dostatečně vysoký, tudíž není třeba brát místo svaru jako kritické.

5.3.3 Uložení pohybového šroubu



Obr. 5-43 Uložení pohybového šroubu – 1) pero těsné, 2) pohybový šroub, 3) vrchní zajištění ložisek, 4) ložiskové pouzdro, 5) vmezovací kroužek, 6) kuželíkové ložisko, 7) spodní zajištění ložisek, 8) pásovina proti protočení, 9) kulatina proti protočení, 10) matice, 11) obruba, 12) tlačná trubka

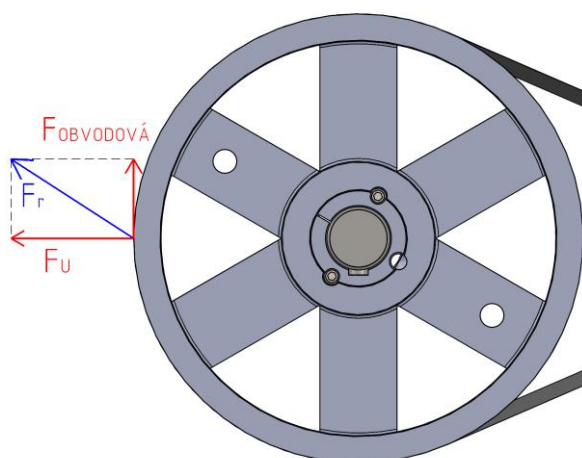
Zásadním konstrukčním uzlem výklopné části rámu je uložení pohybového šroubu (2). Na pohybovém šroubu jsou nasazeny ložiska (6), která jsou usazena v oboustrannném ložiskovém pouzdru (4), který je přivařen ke konstrukci rámu. Obě ložiska jsou zajištěna proti axiálnímu posuvu přírubou (3, 7), jenž je pevně dotažena k ložiskovému pouzdru. Tím vzniká v ložiskách předpětí, potřebné pro správnou funkci daného typu ložisek. Samotné zajištění šroubu proti axiálnímu posuvu je realizováno pomocí vmezovacího kroužku (5). Kroužek je dvěma šrouby dotažen k pohybovému šroubu a zvrchu a zespodu je vymezen zády ložisek.

V řešební části byly zmíněny jednotlivé typy valivých ložisek. Následující tabulka shrnuje charakteristické vlastnosti jednotlivých ložisek a způsob jejich zatěžování.

Tab. 5-7 Srovnání ložisek

Typ ložiska	Charakteristika	Použití
Kuličkové ložisko	- Nízký třecí odpor - Menší zatížení	- Radiální/axiální
Válečkové ložisko	- Vysoké otáčky - Velká radiální únosnost	- Radiální
Jehlové ložisko	- Malý průřez - Malá únosnost	- Radiální
Kuželíkové ložisko	- Dobře snáší kombinované zatížení - Vysoká únosnost	- Radiální/axiální
Soudečkové ložisko	- Vysoká únosnost - Vyrovnává nesouosost	- Radiální/axiální
Axiální kuličkové lož.	- Vysoká axiální únosnost - Nízké tření	- Axiální
Kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem	- Kombinované zatížení - Menší únosnost než kuželíkové lož.	- Radiální/axiální

Z důvodu způsobu zatěžování pohybové šrouby bylo nutné brát v potaz jen ta ložiska, která jsou schopna přenášet kombinované zatížení a zároveň velká zatížení. Na výběr tedy připadala v úvahu kuželíková a soudečková ložiska společně s kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem. Zvoleným typem se stala kuželíková ložiska 30209, uspořádaná do O, od výrobce SKF, díky výbornému poměru cena/výkon, zároveň mají vyšší únosnost než kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a vyšší účinnost než soudečková ložiska. Pro ověření dostatečné únosnosti a trvanlivosti kuželíkových ložisek je nejprve nutné povést silový rozbor působící na pohybový šroub od řemenového převodu.



Obr. 5-44 Schéma sil vznikající od řemenového převodu

Výpočet obvodové síly v řemeni:

$$F_{obvodová} = \frac{2 \cdot M_k}{D_{hnaná}} = \frac{2 \cdot 112,78}{315 \cdot 10^{-3}} = 716,1 \text{ N} \quad (57)$$

kde:

M_k [Nm] potřebný kroutící moment, z rovnice (2)

$D_{hnaná}$ [mm] průměr hnané řemenice, z rovnice (25)

Napínací síla:

$$F_U = 2 \cdot F_{obvodová} = 2 \cdot 716,1 = 1\,432,12 \text{ N} \quad (58)$$

kde:

$F_{obvodová}$ [N] obvodová síla, z rovnice (57)

Součet sil působících na pohybový šroub:

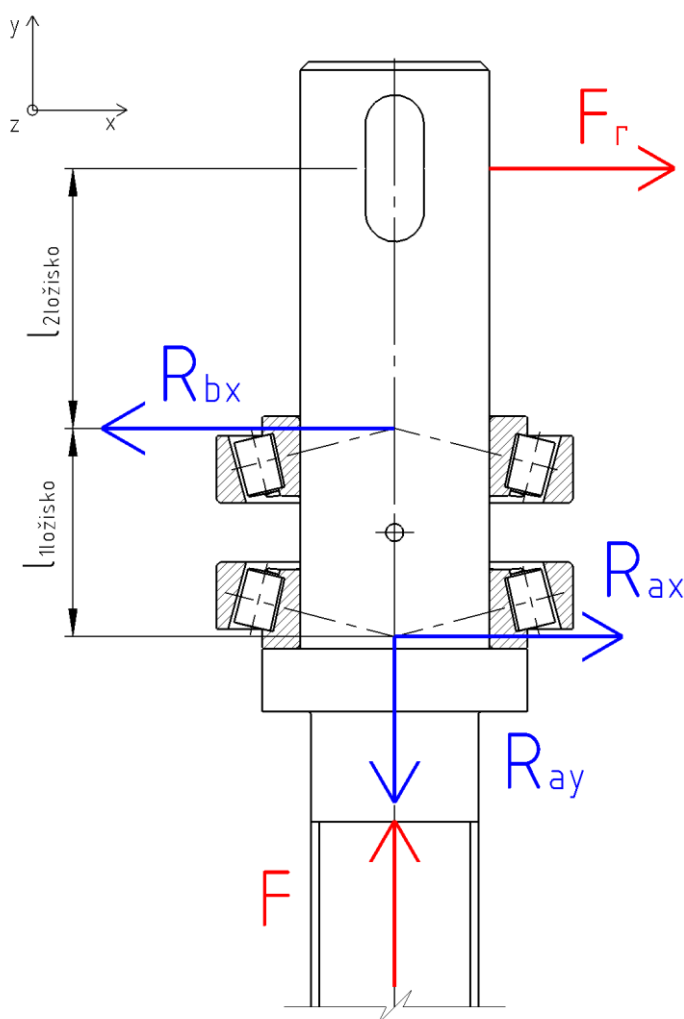
$$F_r = \sqrt{F_{obvodová}^2 + F_U^2} = \sqrt{716,1^2 + 1\,432,1^2} = 1\,601,16 \text{ N} \quad (59)$$

kde:

$F_{obvodová}$ [N] obvodová síla, z rovnice (57)

F_U [N] napínací síla, z rovnice (58)

Nyní je možné vypočítat velikost vazbových sil. Silové působení je znázorněno na obrázku níže.



Obr. 5-45 Silové působení na pohybový šroub

Výpočet reakční síly ložiska z rovnice momentové rovnováhy:

$$\begin{aligned} \sum M_{ZA} = 0: \quad R_{Bx} &= \frac{F_r \cdot (l_{2ložisko} + l_{1ložisko})}{l_{1ložisko}} = \\ &= \frac{1601,16 \cdot (62,02 + 49,66)}{49,66} = 3\,600,84 \text{ N} \end{aligned} \quad (60)$$

kde:

F_r [N] radiální síla působící na šroub, z rovnice (59)

$l_{1ložisko}$ [mm] výpočtová vzdálenost

$l_{2ložisko}$ [mm] výpočtová vzdálenost

Zjištění velikosti reakční síly v ose x na druhém ložisku ze statické rovnováhy:

$$\sum F_x = 0: \quad R_{Ax} = R_{Bx} - F_r = 3\,600,84 - 1\,601,16 = 1\,999,68 \text{ N} \quad (61)$$

kde:

R_{Bx} [N] Reakce ložiska B v ose x, z rovnice (60)

F_r [N] radiální síla působící na šroub, z rovnice (59)

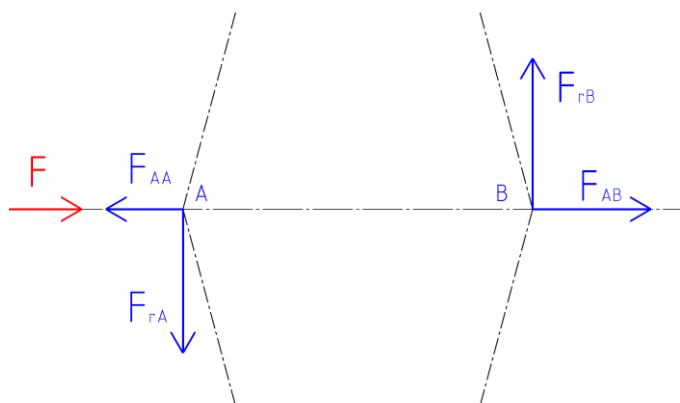
Statická rovnováha v ose y:

$$\sum F_y = 0: \quad R_{Ay} = F = 29\,430 \text{ N} \quad (62)$$

kde:

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

Nyní je možné provést rozbor sil u kuželíkového ložiska. Výpočty budou provedeny dle způsobu výpočtu Timken.



Obr. 5-46 Rozbor sil kuželíkového ložiska

Výpočet koeficientu K:

$$K = 0,389 \cdot \cot(\alpha_{\text{ložisko}}) = 0,389 \cdot \cot(15,109) = 1,44 \quad (63)$$

kde:

$\alpha_{\text{ložisko}}$ [°] úhel styku ložiska, dle [34]

Vlastní axiální síla ložiska A:

$$F_{AA} = 0,47 \cdot \frac{R_{Ax}}{K} = 0,47 \cdot \frac{1\,999,68}{1,44} = 652,67 \text{ N} \quad (64)$$

kde:

R_{Ax} [N] reakce ložiska A v ose x, z rovnice (61)

K [-] součinitel K pro výpočet axiálního zatížení, z rovnice (63)

Vlastní axiální síla ložiska B:

$$F_{AB} = 0,47 \cdot \frac{R_{Bx}}{K} = 0,47 \cdot \frac{3\,600,84}{1,44} = 1\,175,27 \text{ N} \quad (65)$$

kde:

R_{Bx} [N] reakce ložiska B v ose x, z rovnice (60)

K [-] součinitel K pro výpočet axiálního zatížení, z rovnice (63)

Podmínka udávající smysl výslednice axiálních sil:

$$F_{AA} \leq F_{AB} + F \quad (66)$$

$$652,67 \leq 1\,175,27 + 29\,430$$

$$652,67 \leq 30\,605,27$$

kde:

F_{AA} [N] vlastní axiální síla ložiska A, z rovnice (64)

F_{AB} [N] vlastní axiální síla ložiska B, z rovnice (65)

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

Podmínka je splněna, kroužky ložiska A se sevřou, vůle ložiska se vymezí a ložisko A bude přenášet celé axiální zatížení, přičemž kroužky ložiska B se uvolní a nebudou přenášet axiální zatížení. Ložisko A je sevřené a ložisko B je uvolněné.

Výpočet axiálního zatížení ložiska A:

$$F_{aA} = F_{AB} + F = 1\,175,27 + 29\,430 = 30\,605,27\,N \quad (67)$$

kde:

F_{AB} [N] vlastní axiální síla ložiska B, z rovnice (65)

F [N] tlačná síla, z rovnice (1)

Výpočet axiálního zatížení ložiska B:

$$F_{aB} = F_{AB} = 1\,175,27\,N \quad (68)$$

kde:

F_{AB} [N] vlastní axiální síla ložiska B, z rovnice (65)

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení ložiska A:

$$P_{0A} = 0,4 \cdot R_{Ax} + K \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 1\,999,68 + 1,44 \cdot 30\,605,27 = 44\,871,46\,N \quad (69)$$

kde:

K [-] součinitel K pro výpočet axiálního zatížení, z rovnice (63)

R_{Ax} [N] reakce ložiska A v ose x, z rovnice (61)

F_{aA} [N] axiální zatížení ložiska A, z rovnice (67)

Ekvivalentní zatížení ložiska B:

$$P_{0B} = R_{Bx} = 3\,600,84\,N \quad (70)$$

kde:

R_{Bx} [N] reakce ložiska B v ose x, z rovnice (60)

Nyní je možné vypočítat základní trvanlivost ložisek při spolehlivosti 90 %. Při výpočtu použijeme nejnižší otáčky, které budou použity při plném zatížení lisu a dále bude použita hodnota základní statické únosnosti, jelikož počet otáček je velmi nízký a můžeme tedy považovat situaci při zatěžování za statickou.

Trvanlivost ložiska A je tedy:

$$L_{10hA} = \left(\frac{C_0}{P_{0A}} \right)^{a_{kuželíkové}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{hnaná}} = \left(\frac{76,5 \cdot 10^3}{44\,871,46} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2,75} = 35\,877,33\,h \quad (71)$$

kde:

C_0	[kN]	základní statická únosnost, dle [34]
P_{0A}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska A, z rovnice (69)
$n_{hnaná}$	[min ⁻¹]	otáčky hnané řemenice, zjištěno iteracemi
$a_{kuželíková}$	[-]	exponent rovnice trvanlivosti, voleno pro ložiska s čárovým stykem

Trvanlivost ložiska B:

$$L_{10hB} = \left(\frac{C_0}{P_{0B}} \right)^{a_{kuželíkové}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{hnaná}} = \left(\frac{76,5 \cdot 10^3}{3\,600,84} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2,75} =$$

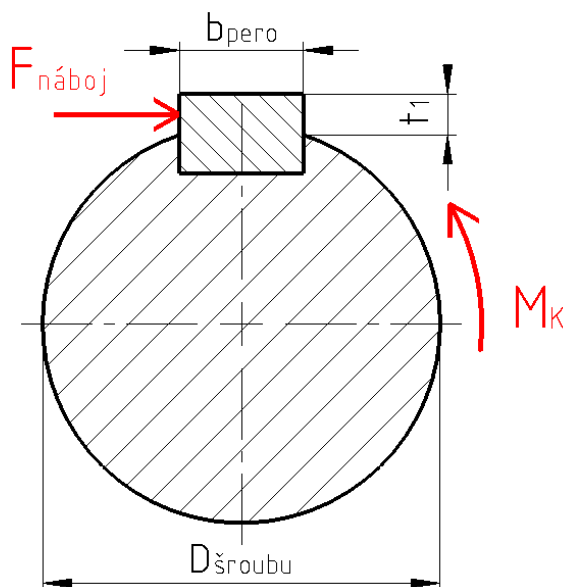
$$= 160\,956\,341,4 \text{ h}$$
(72)

kde:

C_0	[kN]	základní statická únosnost, dle [34]
P_{0B}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska B, z rovnice (70)
$n_{hnaná}$	[min ⁻¹]	otáčky hnané řemenice, zjištěno iteracemi
$a_{kuželíková}$	[-]	exponent rovnice trvanlivosti, voleno pro ložiska s čárovým stykem

Ložiska splňují požadavky pro provoz lisu.

Dalším nebezpečným místem uložení pohybového šroubu je drážka pro pero, kdy je hnaná řemenice nasunuta na pohybový šroub a zajištěna pomocí těsného pera. Tento spoj je nutné zkontrolovat proti otlacení drážky v náboji.



Obr. 5-47 Namáhání pera

Plocha pera:

$$S_{pero} = t_1 \cdot (l_{pero} - b_{pero}) = 3,5 \cdot (35 - 14) = 73,5 \text{ mm}^2 \quad (73)$$

kde:

t_1	[mm]	výška pera v náboji, dle [29]
l_{pero}	[mm]	zvolená délka pera
b_{pero}	[mm]	šířka pera

Síla působící na drážku v náboji:

$$F_{náboj} = \frac{2 \cdot M_k}{D_{šroub}} = \frac{2 \cdot 112,78}{45 \cdot 10^{-3}} = 5\,012,44 \text{ N} \quad (74)$$

kde:

M_k	[Nm]	potřebný kroutící moment, z rovnice (2)
$D_{šroub}$	[mm]	průměr šroubu v místě pera

Výpočet tlaku na drážku v náboji:

$$p_{drážka} = \frac{F_{náboj}}{S_{pero}} = \frac{5\,012,44}{73,5} = 68,2 \text{ MPa} \quad (75)$$

kde:

$F_{náboj}$	[N]	síla působící na drážku v náboji, z rovnice (57)
S_{pero}	[mm ²]	plocha pera, z rovnice (73)

Kontrola bezpečnosti:

$$p_{drážka} < p_{Ddrážka} = k_{drážka} \cdot p_0 \quad (76)$$

$$68,2 < 72 = 0,8 \cdot 90 \Rightarrow \text{splněno}$$

kde:

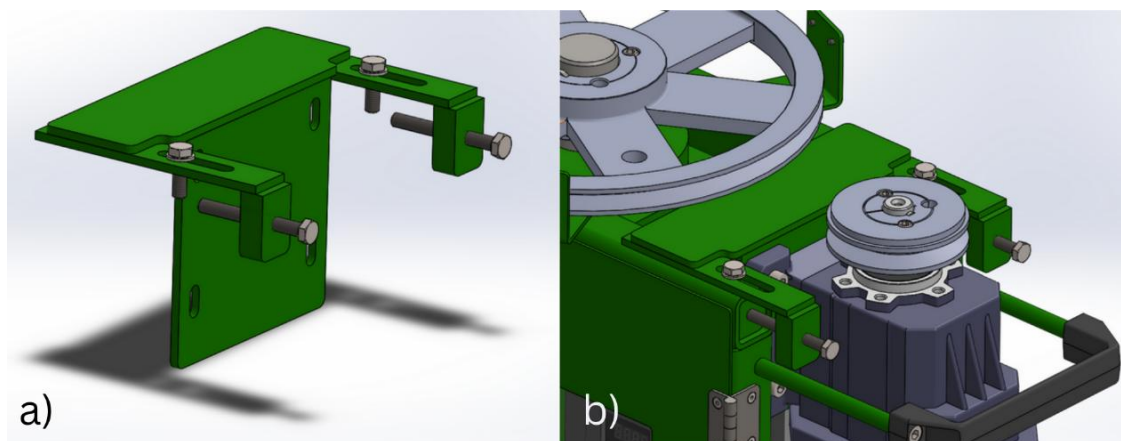
$p_{drážka}$	[MPa]	tlak působící na drážku v náboji, z rovnice (75)
$p_{Ddrážka}$	[MPa]	dovolený tlak v drážce
p_0	[MPa]	základní hodnota tlaku pro náboj z šedé litiny, dle [10]
$k_{drážka}$	[-]	koeficient způsobu zatěžování, dle [10]

Podmínka byla splněna, délka pera je dostatečná, v drážce náboje nehrozí nebezpečí.

5.3.4 Napínací mechanismus

Součástí výklopné části rámu je napínací mechanismus, jehož primární funkce je napnutí řemene a zajištění dostatečně velkého předpětí. Nespornou výhodou je možnost snížení osové vzdálenosti řemenic, čehož se využívá při výměně nebo demontáži řemene.

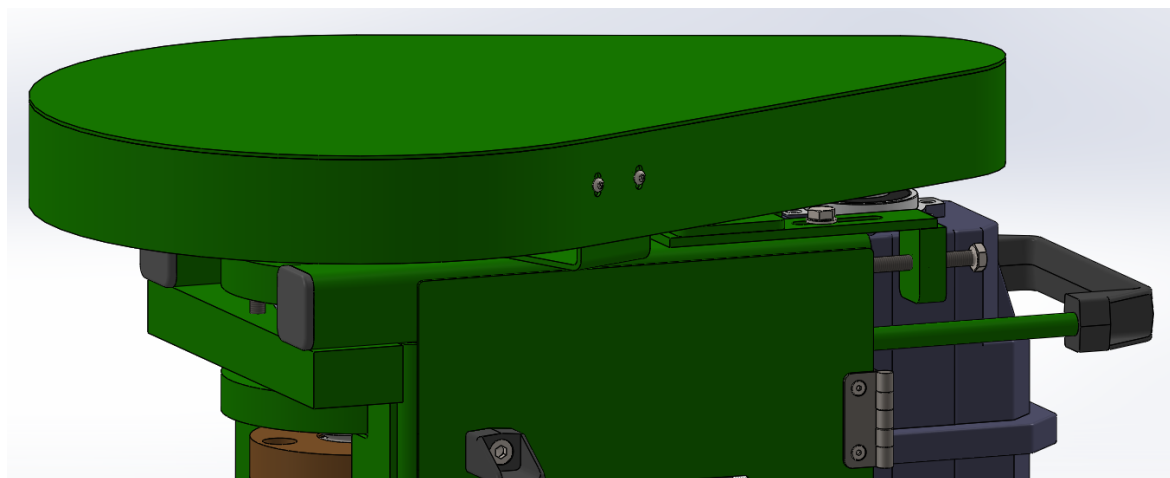
Konstrukce napínacího mechanismu se sestává z vodicích a upevňovacích pásovin, žebra a dvou kostek, které jsou k sobě přivařeny. Na čelní straně upevňovací pásovin je skrze drážky připevněna převodovka a na opačné straně je navařeno žebro sloužící jako zpevňující výstuž. Po stranách se nachází vodicí pásovin, které se posouvají po jeklu rámu. Na těchto pásovinách je vyhotovena drážka vymezující krajní polohy napínacího mechanismu, a tím i hnací řemenice. Dotažením přitlačného šroubu, nasunutého v drážce, dojde k zajištění polohy napínacího mechanismu v aktuální poloze. Na koncích vodicích pásovin je přivařena kostka s vyřezaným závitem a šroubem M8. V závislosti na zašroubování tohoto šroubu dochází k odtlačování mechanismu od výklopné části rámu a tím i změně osové vzdálenosti a napínání řemene.



Obr. 5-48 Napínací mechanismus; a) vizualizace, b) umístění v sestavě

5.3.5 Krytování

Na dvou packách přivařených k ocelovým profilům výklopné části rámu je usazen kryt řemenového převodu. Jeho poloha je zajištěna pomocí dvou šroubků na každé patce, a tím je zabráněno nechtěnému zásahu obsluhy do míst, kde by hrozilo vysoké riziko nebezpečí úrazu. Samotný kryt se sestává ze dvou plechů, přičemž obvodový plech je naohýbán a posléze přivařen k rovinnému plechu.

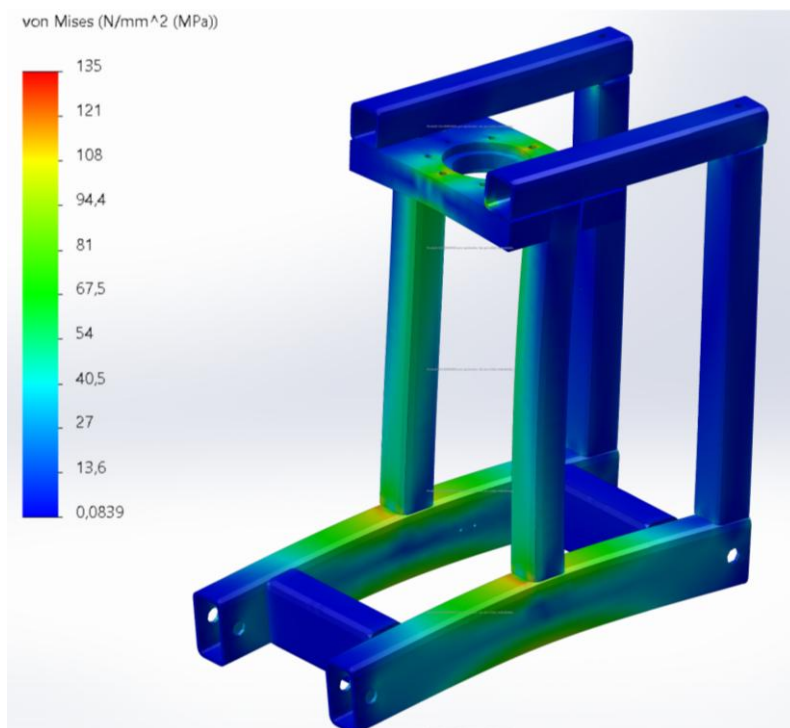


Obr. 5-49 Kryt řemenového převodu

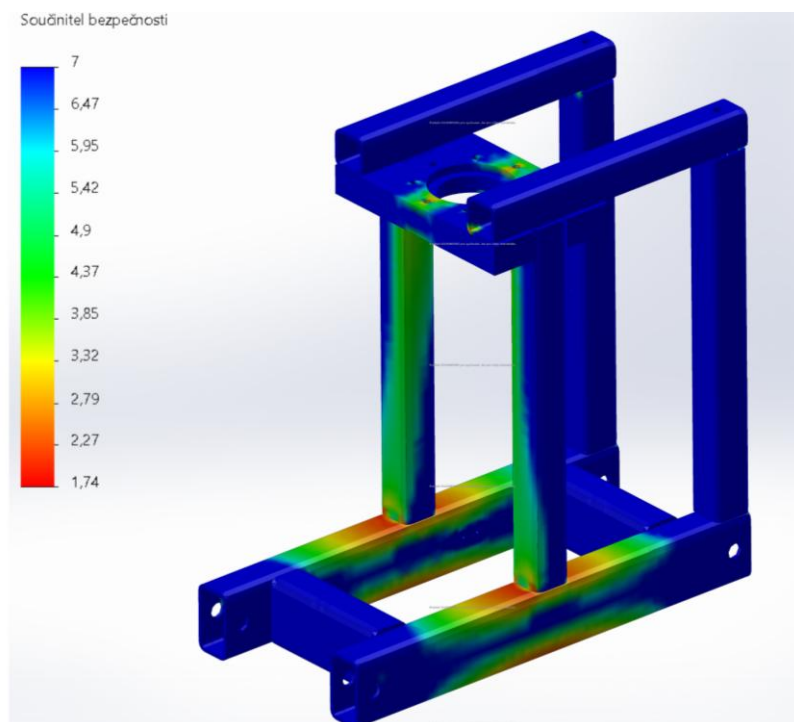
5.3.6 Simulace zatížení výklopné části rámu

Obdobně jako u fixní části rámu proběhla simulace zatížení výklopné části rámu. Dle výsledků simulací provedených v programu SOLIDWORKS lze konstatovat, že analytický výpočet naddimenzovává konstrukci, zatímco simulaci ukazuje menší bezpečnost rámu. I přesto konstrukce splňuje požadavky pro provoz lisu.

Nejnebezpečnějším místem se dle očekávání stal střed horizontálního ocelového profilu, přičemž zde dosahuje hodnota koeficientu bezpečnosti okolo 1,7. Překvapení nastává v ložiskovém pouzdru, kde se ve vyřezaných závitech kumuluje napětí. Řešením by bylo závity zhotovit mimo střed ložiskového pouzdra. Toto řešení ale není při tomto zatížení nutné.



Obr. 5-50 Simulace napětí výklopné části rámu při zatížení

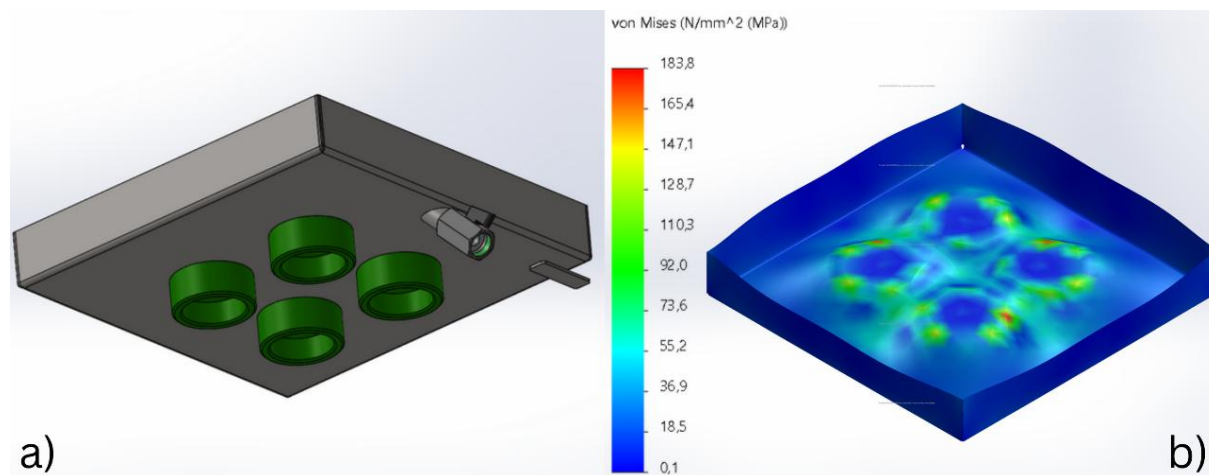


Obr. 5-51 Analýza koeficientu bezpečnosti při zatížení výklopné části rámu

5.4 Vana

Vana ovocného lisu je vyrobena z nerezového plechu o tloušťce 3 mm. Tento plech je během výrobního procesu ohýbán do požadovaného tvaru a jednotlivé rohové spoje jsou svařeny elektrodou, která je určena pro svařování nerezových materiálů. Vana je do konstrukce lisu uložena prostřednictvím vodicích pouzder, která jsou spojena s rámem pomocí pružin.

V přední části vany se nachází kulový ventil, který slouží k regulaci odtoku ovocné šťávy vyrobené během lisování.

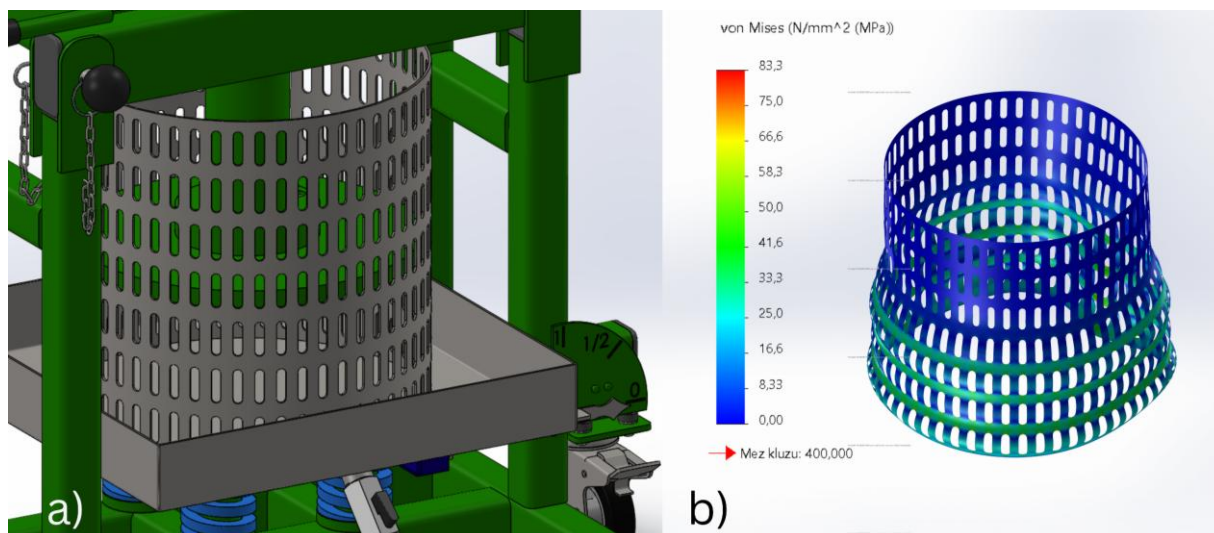


Obr. 5-52 Vana lisu; a) vizualizace, b) simulace zatížení

5.5 Koš

Na základě výsledků koncepčního řešení je koš zhotoven z děrovaného nerezového plechu o tloušťce 2 mm. Plechový polotvar o dané velikosti je ohnut do požadovaného tvaru a v místě spoje je svařen. Výška koše je navržena tak, aby odpovídala jeho průměru, což je optimální pro maximální výtěžnost během lisovacího procesu.

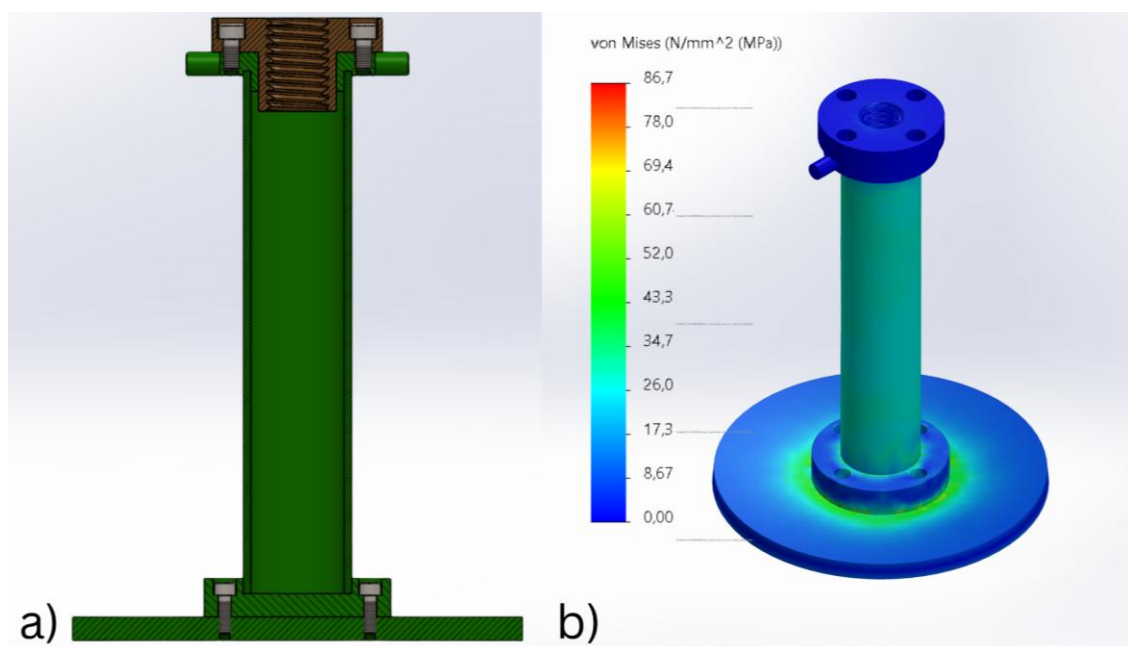
Před zahájením lisování bude do koše vložena síťovaná plachetka, do které se nasype ovocná drť. Po naplnění se drť plachtou zabalí a následně lze zahájit lisování.



Obr. 5-53 Koš; a) uložení v sestavě, b) simulace zatížení

5.6 Sestava přítlačné desky

Sestava přítlačné desky přenáší krouticí moment z pohybového šroubu na tlačnou sílu vyvíjející tlak na ovocnou drť umístěnou v koši. Základním prvkem sestavy je trubka o průměru 70 mm se silou stěny 5 mm, která bezproblému odolá vznikajícímu zatížení. Na obou koncích trubky jsou přivařeny obruby, přičemž je trubka usazena do vyfrézovaných kruhových drážek obrub. Obruby spojují klíčové dílce sestavy s trubkou. V horní části sestavy je k obrubě přišroubována bronzová matice a ve spodní části sestavy je to kruhová přítlačná deska o výšce 15 mm.



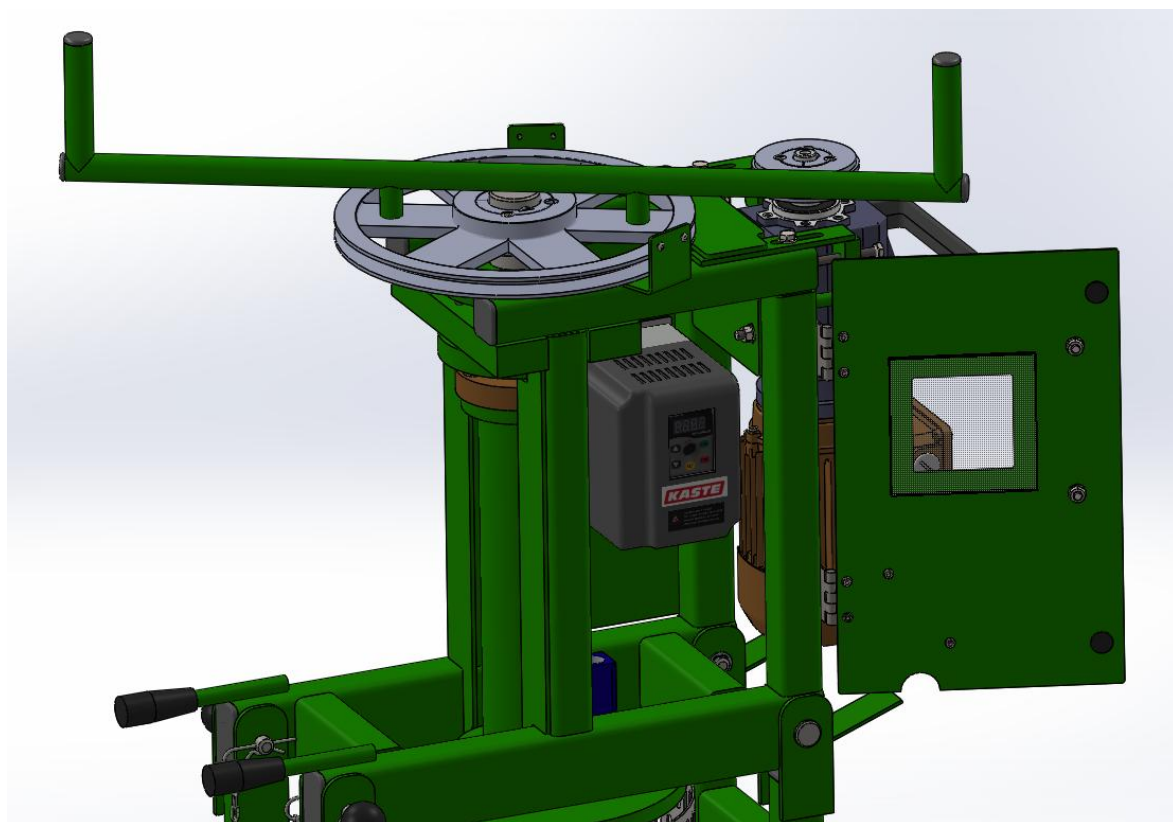
Obr. 5-54 Sestava přítlačné desky; a) řež sestavou, b) simulace zatížení

5.7 Ruční pohon

Jedním z nutných požadavků na konstrukci lisu je zajištění možnosti změny pohonu. V případě, že by obsluha byla nucena, nebo by se rozhodla využít ruční pohon, je zapotřebí provést na lisu odpovídající úpravy.

V první řadě obsluha sejme kryt řemenového převodu a posléze povolí upevňovací šrouby ve vodících pásovinách napínacího mechanismu, čímž dojde k jeho uvolnění a teprve potom je možné povolit a demontovat řemen. Posléze je možné nasadit do průchozích otvorů na hnací řemenici konstrukci alternativního/ ručního pohonu, který se skládá ze svařených kulatin a trubek.

Madla ručního pohonu se nachází ve výšce okolo 120 cm nad zemí. Při této výšce obsluha dokáže vyvinout dostatečně velkou sílu, nutnou pro stlačení ovocné drtě.



Obr. 5-55 Ruční pohon

5.8 Cenový odhad

V závěru práce je uveden orientační cenový odhad lisu na ovoce. Tento odhad vychází z předpokladu, že si spotřebitel lis zhotoví svépomocí v domácích podmínkách. Do výsledné ceny proto není započítána časová náročnost výroby. Náklady na hutní materiál byly stanoveny podle hmotnosti jednotlivých dílců, ke kterým byla následně připočtena procentuální ztráta materiálu vzniklá při obrábění.

Tab. 5-8 Cenový odhad lisu

Položka	Cena
Ocelové profily	1 300,00 Kč
Hutní materiál	9 000,00 Kč
Spojovací materiál	400,00 Kč
Pohon	16 000,00 Kč
Ostatní	2 600,00 Kč
Celkem	29 300,00 Kč

Pokud by bylo cílem stanovit přesný odhad lisu, bylo by nutné zaslat jednotlivé obráběné díly specializovaným firmám zabývajícím se obráběním, kde by byla provedena podrobnější kalkulace, která by zohledňovala náklady na spotřebované nástroje, strojní čas a materiál. Současně by byla vytvořena poptávka po konkrétních nákupních položkách, přičemž výsledné ceny by se mohly lišit od hodnot uvedených v tabulce. Orientační cena lisu činí 29 300 Kč.

6 DISKUZE

V rámci bakalářské práce byl navržen ovocný lis pro menší objemy ovoce, přičemž konstrukce vycházela z nedostatků, kterými disponují komerčně prodávané lisy. Navržený lis přitom dosahuje výkonu srovnatelné s hydraulickými lisy, čímž jim může úspěšně konkurovat.

Na základě provedeného průzkumu trhu bylo zjištěno, že v současné době neexistuje žádný lis na ovoce, který by v sobě spojoval vysokou přítlačnou sílu, automatizovaný či poloautomatizovaný provoz, alternativní pohon a zároveň by byl cenově přívětivý. I přes to, že spotřebitel byl nucen volit cestu kompromisů, alternativním pohonem nedisponuje žádný komerční lis.

Zvolené konstrukční řešení vychází z požadavku na jednoduchost konstrukce a zároveň možnost ji zhotovit a sestavit v domácích podmínkách. Prvně byla předložena koncepční řešení, ze kterých byly vybrány způsoby, jak přenášet točivý moment, jak spojit ocelové profily a jaký typ koše zvolit. Vybraná koncepční řešení měla zásadní dopad na konstrukci a řízení lisu.

Prioritní záležitostí při návrhu rámu lisu se stala možnost vyklopení její vrchní části, což umožňuje snadné plnění koše. Nutným požadavkem vzniklým při konstrukci lisu byla možnost manipulace, jelikož celková hmotnost lisu je bezmála 127 kg. Ačkoli samotný lis nedosahuje nijak alarmujících rozměrů, přibližně 1174x846x580 mm, jeho váha představuje možný problém. Ten byl částečně odstraněn přidáním pojezdových koleček a odnímatelného táhla. Hmotnost lisu by mohla být mírně snížena použitím menších ocelových profilů, jenž jsou součástí konstrukce rámu, ale v mnoha případech bylo nutné volit právě tyto použité profily z konstrukčních důvodů.

V konstrukční části práce byly provedeny jak numerické, tak analytické výpočty zatížení rámu, které dokládají, že konstrukce lisu zvládne odolat i větší vyvinuté tlačné síly. Teoreticky by bylo možné zvýšit tlačnou sílu lisu, ale limitujícím prvkem je pohon, přesněji řemenový převod. V současném stavu je zařízení dimenzováno tak, aby bylo možné použít maximálně jeden řemen a v případě přetížení by došlo k jeho prokluzu. Jestliže by byl pohon změněn na dvou řemenový, výkon by se mnohem zvýšil, ale neexistovala by pojistka proti přetížení.

Orientační cenový odhad lisu činí 29 300 Kč, přestože reálné náklady na jeho výrobu tuto částku výrazně převyšují. Ačkoli by se jeho cena mohla na první pohled srovnávat s komerčně dostupnými lisy, takové srovnání není relevantní, protože lis v současné podobě nemá na trhu přímou konkurenci.

7 ZÁVĚR

Hlavní cíl bakalářské práce byl návrh konstrukce a řízení lisu na ovoce, který byl vymezen vstupními podmínkami na výkon, úroveň automatizace a jednoduchosti zařízení. Nezbytnou podmínkou byla možnost pohánět lis i ručně. Všechny stanovené podmínky práce byly s dílčími cíli práce splněny.

Motivací při řešení konstrukce lisu byly nedostatky komerčních lisů, které byly dle pohonu rozřazeny v rešeršní části práce. Na základě provedené rešerše nejdůležitějších konstrukčních uzlů lisů byla zhotovena koncepční řešení, která dokazovala možnou variabilitu konstrukčního řešení lisu.

Lis je poháněn asynchronním elektromotorem, který přenáší točivý moment prostřednictvím čelní převodovky a řemenového převodu na pohybový šroub. Ten následně převádí rotační pohyb na tlačnou sílu. Provoz lisu je řízen pomocí ovládací krabíčky, kterou obsluha reguluje rychlost lisování. Proces lisování je automaticky ukončen po dosažení nastavené přitlačné síly. V případě selhání koncových spínačů, které běžně zajišťují ukončení cyklu, je systém chráněn záložní bezpečnostní funkcí – prokluzem řemenu.

Samotné konstrukční řešení lisu je podloženo analytickými, tak i numerickými výpočty, které reflektují bezpečnost a spolehlivost konstrukce lisu. Výsledkem práce je kompletní výkresová dokumentace lisu, včetně výpočtu řemenového převodu provedeného prostřednictvím webového konfigurátoru.

Navržený lis představuje praktické řešení pro běžné uživatele, kteří se chtějí vyhnout zbytečné námaze při výrobě zdravého ovocného moštu. Zároveň poukazuje na nový směr, kterým by se mohly ubírat budoucí konstrukce lisovacích zařízení pro získání ovocného moštu.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Domácí výroba moštů*. Online. Elektronické vydání. Grada Publishing, 2011. ISBN 978-80-247-6076-6. Dostupné z: <https://www.grada.cz/>. [cit. 2024-12-18].
- [2] *Časté otázky: Mošty a moštárny*. Online. DTest.cz. 2024. Dostupné z: <https://www.dtest.cz/clanek-6139/caste-otazky-mosty-a-mostarny>. [cit. 2024-12-18].
- [3] *Přehled Lis na ovoce s centrálním šroubem X hydraulický*. Online. Moštovače.cz. 2024. Dostupné z: <https://www.moštovače.cz/prehled-lis-ovoce-s-centralnim-sroubem-a-hydraulicky>. [cit. 2024-12-18].
- [4] *Lisy na ovoce a Tipy na výběr*. Online. Moštovače.cz. 2024. Dostupné z: <https://www.moštovače.cz/lisy-ovoce-tipy-na-vyber>. [cit. 2024-12-18].
- [5] *Dřevěný LIS NA OVOCE - moštovač - 30 litrů*. Online. AGROFORTEL.CZ. 2024. Dostupné z: <https://agrofortel.cz/dreveny-lis-30-litru>. [cit. 2024-12-18].
- [6] *Lis na ovoce Vares hydraulic 50L SUPER 6 t*. Online. HOBBYCENTRUM.CZ. 2024. Dostupné z: <https://www.hobbycentrum.cz/Lis-na-ovoce-Vares-hydraulic-50L-SUPER-6-t/detail/118647/2>. [cit. 2024-12-18].
- [7] *FBP-3500MG : Pásový lis na ovoce 3500 kg/hod*. Online. CZECH BREWERY SYSTEM s.r.o. 2024. Dostupné z: <https://eshop.czechminibreweries.com/cs/product/fbp-3500mg/>. [cit. 2024-12-18].
- [8] *Pneumatický lis rodiny PEA návod k použití*. Online. Grifo Marchetti Srl, 2024. Dostupné z: <https://www.jumon.cz/GRIFO-PROFI-pneumaticky-lis-na-ovoce-40l-GR-PEA40-d672.htm#detail-anchor-download>. [cit. 2024-12-18].
- [9] *Náhradní vak do Hydrolisu VS 160 l - gumová membrána*. Online. PRONECO. 2024. Dostupné z: <https://www.domovarnik.cz/nahradni-vak-do-hydrolisu-vs-160-l-gumova-membrana>. [cit. 2024-12-18].
- [10] BUDYNAS, Richard G. a NISBETT, J. Keith. *Shigleyho konstruování strojních součástí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, nakladatelství VUTUM, 2023. ISBN 978-80-214-5471-2.

- [11] SVOBODA, Pavel a BRANDEJS, Jan. *Základy konstruování*. Vydání deváté, přepracované a doplněné. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-7623-089-7.
- [12] *Oblý závit Rd*. Online. Briol spojovací materiál. 2024. Dostupné z: <https://www.briol.cz/cs/m-1084-obly-zavit-rd?srsltid=AfmBOooEqgiGNxNy5DQfY9k0l44AF3nZPHEjzkwINkUreWj3Rowb14e>. [cit. 2024-12-30].
- [13] *Kuličkové šrouby*. Online. HIWIN. 2024. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/produkty/kulickove-srouby>. [cit. 2025-01-02].
- [14] BUDIMIR, Miles. *More on the performance of roller screws*. Online. Linear Motion Tips. 2024. Dostupné z: <https://www.linearmotiontips.com/getting-straight-on-roller-screws/>. [cit. 2025-01-02].
- [15] *How A Ball Screw Works*. Online. Barnes Industries. 2024. Dostupné z: <https://www.barnesballscrew.com/how-a-ball-screw-works/>. [cit. 2025-01-02].
- [16] OPENAI. *Obrázek vygenerovaný pomocí umělé inteligence ChatGPT*. Online. In: ChatGPT. 2025. Dostupné z: <https://chat.openai.com/>. [cit. 2025-04-23].
- [17] *Elektromotory*. Online. SOŠ a SOU Lanškroun. 2024. Dostupné z: <https://www.spslan.cz/files/1cc2eb91316dd52bf50dd77e977caa60.pdf>. [cit. 2024-12-22].
- [18] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Učební texty vysokých škol. Brno: CERM, 2006. ISBN 80-214-3334-5.
- [19] *Elektromotory » Konstrukce, způsob fungování a druhy*. Online. CONRAD. 2024. Dostupné z: https://www.conrad.cz/cs/clanky/automatizace-a-pneumaticka-technika/elektromotor.html?srsltid=AfmBOoqdDokwiuT7WPQSZhe-lsYgRrfdcoMMKt1UjH_7hWjJkNNVYVR1#rozd%C3%ADl. [cit. 2024-12-22].
- [20] *DC motory - stejnosměrný proud*. Online. Botland. 2024. Dostupné z: <https://botland.cz/724-dc-motory-stejnosmerny-proud>. [cit. 2024-12-23].
- [21] *Difference Between Synchronous Motor and Slip Ring Motor*. Online. GRAND. 2024. Dostupné z: <https://www.grandslipring.com/comparing-synchronous-motor-and-slip-ring-motor/>. [cit. 2024-12-23].

- [22] *Slip ring induction motor, how it works?* Online. LESICS ENGINEERS PVT. LTD. 2019. Dostupné z: <https://www.lesics.com/slip-ring-induction-motor-how-it-works.html>. [cit. 2024-12-30].
- [23] *Zapojení a základní nastavení frekvenčního měniče.* Online. Mylms.cz. 2016. Dostupné z: <https://www.mylms.cz/zapojeni-a-zakladni-nastaveni-frekvencniho-menice/>. [cit. 2024-12-30].
- [24] *Shenzhen M-driver VFD Variador De Frecuencia 220v Invert 1.5kw 1 to 3 Phase Frequency Converter.* Online. Alibaba.com. 2025. Dostupné z: <https://www.alibaba.com/product-detail/Shenzhen-M-driver-VFD-Variador-De-1600928628866.html>. [cit. 2025-04-27].
- [25] *Ocel TRISTAL.* Online. Ústav strojírenské technologie. 2025. Dostupné z: https://ust.fme.vutbr.cz/tvareni/img/databaze/ocel_tristal.pdf. [cit. 2025-04-02].
- [26] *Elektromotor 0.09kW, 680ot. 1AL711-8.* Online. ELEKTROMOTORY ČESKO - VYBO Electric a.s. 2025. Dostupné z: <https://www.elektromotor.cz/obchod/elektromotor-0-09kw-680rpm-1-al-711-8/>. [cit. 2025-04-03].
- [27] *Frekvenční měnič KASTE FL 350, 0,4kw, 400V.* Online. LEVNÉ ELEKTROMOTORY. 2025. Dostupné z: <https://www.levne-elektromotory.cz/fl-350-400v/2017-frekvencni-menic-04kw-400v.html>. [cit. 2025-04-03].
- [28] *Taper Lock Bushes 2517.* Online. Stationary Engine Parts. 2025. Dostupné z: <https://www.stationaryengineparts.com/Taper-lock-bushes-2517.html>. [cit. 2025-04-03].
- [29] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření.* 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-1011-6. Dostupné také z: <http://krameriusndk.nkp.cz/search/handle/uuid:b2570320-5974-11ef-9a22-5ef3fc9bb22f>.
- [30] *Reverzní přepínač + potenciometr.* Online. LEVNÉ ELEKTROMOTORY. 2025. Dostupné z: <https://www.levne-elektromotory.cz/ovladaci-komponenty/2149-ovladaci-dvojtlačitko-potenciometr-.html>. [cit. 2025-04-08].
- [31] *Vinute pružiny ISO 2024.* Online. Online. Special Springs s.r.l., 2024. Dostupné z: <https://eichlercompany.cz/wp-content/uploads/2024/08/Vinute-pruziny-ISO-2024.pdf>. [cit. 2025-04-08].

- [32] *Mechanické hodnoty*. Online. MATKOV s.r.o. 2025. Dostupné z: <http://www.matkov.cz/katalog/mechanicke-hodnoty/>. [cit. 2025-04-09].
- [33] *Ocelový plech S235JR*. Online. GNEE STEEL. 2025. Dostupné z: <https://www.gneesteel.com/cs/products/steel-plate/carbon-steel/s235jr-steel-plate.html>. [cit. 2025-04-10].
- [34] 30209. Online. SKF. 2025. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-30209>. [cit. 2025-04-13].

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$a_{\text{kuželíková}}$	[-]	exponent rovnice trvanlivosti, voleno pro ložiska s čárovým stykem
a_{ohyb}	[mm]	šířka vodorovného ocelového profilu
$A_{\text{skuteč}}$	[mm]	skutečná osová vzdálenost
a_{svar}	[mm]	výška svaru
a_{tah}	[mm]	šířka svislého ocelového profilu
A_{teor}	[mm]	teoretická osová vzdálenost
b_{ohyb}	[mm]	výška vodorovného ocelového profilu
b_{pero}	[mm]	šířka pera
C_0	[kN]	základní statická únosnost
c_1	[-]	součinitel úhlu opásání
c_2	[-]	součinitel provozního zatížení
c_3	[-]	součinitel délky klínového řemene
C_{ohyb}	[mm]	síla stěny vodorovného ocelového profilu
C_{tah}	[mm]	síla stěny svislého ocelového profilu
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu
$d_{\text{čep}}$	[mm]	průměr čepu
$d_{\text{hnací}}$	[mm]	průměr hnací řemenice
$D_{\text{hnaná}}$	[mm]	průměr hnané řemenice
$D_{\text{šroub}}$	[mm]	průměr šroubu v místě pera
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti

f	[Hz]	frekvence
F	[N]	tlačná síla
f_0	[-]	součinitel tření v závitech
F_{aA}	[N]	axiální zatížení ložiska A
F_{AA}	[N]	vlastní axiální síla ložiska A
F_{aB}	[N]	axiální zatížení ložiska B
F_{AB}	[N]	vlastní axiální síla ložiska B
$F_{\text{čep}}$	[N]	síla působící na jednu kontaktní plochu
f_{max}	[Hz]	maximální provozní frekvence
f_{min}	[Hz]	minimální provozní frekvence
$F_{\text{náboj}}$	[N]	síla působící na drážku v náboji
$F_{\text{obvodová}}$	[N]	obvodová síla
F_{OHYB}	[N]	síla působící na jeden vodorovný profil
F_r	[N]	radiální síla působící na šroub
F_{TAH}	[N]	síla působící na jeden svislý profil
F_U	[N]	napínací síla
F_v	[N]	kritická síla
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení
H	[mm]	minimální výška matice
i_{cel}	[-]	celkový převodový poměr
i_{ploch}	[-]	počet stykových ploch mezi čepem a výklopnou částí rámu
$i_{\text{pružin}}$	[-]	počet pružin
$i_{\text{přev}}$	[-]	převodový poměr čelní převodovky

$i_{\text{ř}}$	[-]	převodový poměr řemenového převodu
$i_{\text{SVISprofilů}}$	[-]	počet zatížených svislých profilů
$i_{\text{VODprofilů}}$	[-]	počet zatížených vodorovných profilů
J_2	[mm ⁴]	minimální hlavní kvadratický moment
k	[Nmm]	tuhost pružiny
K	[-]	součinitel K pro výpočet axiálního zatížení
$k_{\text{drážka}}$	[-]	koeficient způsobu zatěžování
k_k	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti
k_n	[-]	návrhový součinitel
k_{OHYB}	[-]	koeficient bezpečnosti v ohybu
k_{SVAR}	[-]	koeficient bezpečnosti svaru
k_{TAH}	[-]	koeficient bezpečnosti v tahu
k_v	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu vzpěrné stability
l	[mm]	vzdálenost mezi vazbou a silou
L	[mm]	výpočtová délka pohybového šroubu
$L'_{\text{řemen}}$	[mm]	výpočtová délka řemene
L_{10hA}	[h]	trvanlivost ložiska A
L_{10hB}	[h]	trvanlivost ložiska B
$l_{1\text{ložisko}}$	[mm]	výpočtová vzdálenost
$l_{2\text{ložisko}}$	[mm]	výpočtová vzdálenost
l_{ohyb}	[mm]	vzdálenost mezi vazbou a silou
l_{pero}	[mm]	zvolená délka pera
$L_{\text{řemen}}$	[mm]	délka řemene

l_{svar}	[mm]	délka svaru
M_k	[Nm]	potřebný kroutící moment
$M_{k,\text{výstup}}$	[Nm]	maximální výstupní kroutící moment
$M_{K\text{motor}}$	[Nm]	točivý moment elektromotoru
$M_{oyMAX\check{c}ep}$	[Nm]	maximální ohybový moment
$M_{oyMAXohyb}$	[MPa]	maximální ohybový moment
$m_{zvedák}$	[kg]	zadané zatížení
n	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné otáčky elektromotoru
n_1	$[\text{min}^{-1}]$	jmenovité otáčky elektromotoru
$n_{1\text{max}}$	$[\text{min}^{-1}]$	maximální jmenovité otáčky
$n_{1\text{min}}$	$[\text{min}^{-1}]$	minimální jmenovité otáčky
$n_{hnaná}$	$[\text{min}^{-1}]$	otáčky hnané řemenice
n_{max}	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné maximální výstupní otáčky
n_{min}	$[\text{min}^{-1}]$	skutečné minimální výstupní otáčky
n_z	[-]	počet závitů matice
p	[-]	počet dipólových dvojic
P	[mm]	stoupání závitu
p_0	[MPa]	základní hodnota tlaku pro náboj z šedé litiny
P_{0A}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska A
P_{0B}	[N]	ekvivalentní zatížení ložiska B
$p_{\check{c}ep}$	[MPa]	tlak ve stykových plochách
p_D	[MPa]	dovolené napětí na otláčení
$p_{D\text{drážka}}$	[MPa]	dovolený tlak v drážce

$p_{\text{drážka}}$	[MPa]	tlak působící na drážku v náboji
$p_{\text{Dzávit}}$	[MPa]	dovolený tlak v závitech
P_{max}	[W]	maximální přenášený výkon
P_{motor}	[W]	výkon elektromotoru
$P_{\text{výstup}}$	[W]	výstupní výkon
R	[N]	vazbová reakce čepu
R_{Ax}	[N]	reakce ložiska A v ose x
R_{Ay}	[N]	reakce ložiska A v ose y
R_{Bx}	[N]	reakce ložiska B v ose x
R_e	[MPa]	mez kluzu pro materiál šroubu
R_{eJEKL}	[MPa]	mez kluzu ocelového profilu
R_{eNEREZ}	[MPa]	mez kluzu nerezové oceli
R_{OHYB}	[N]	vazbová reakce profilu
R_{SE}	[MPa]	mez kluzu nerezové oceli ve smyku
s	[-]	skluz
S	[mm ²]	plocha pohybového šroubu
$S_{\text{čep}}$	[mm ²]	obsah čepu
S_{pero}	[mm ²]	plocha pera
S_{TAH}	[mm ²]	plocha průřezu svislého ocelového profilu
t_1	[mm]	výška pera v náboji
v	[m·s ⁻¹]	rychlost posuvu přitlačné desky
W_0	[mm ³]	modul pružnosti v ohybu
y	[mm]	délka stlačení pružiny

z	[-]	počet řemenů
$\alpha_{\text{ložisko}}$	[°]	úhel styku ložiska
α_{profil}	[°]	úhel profilu
$\alpha_{\text{vzpěr}}$	[-]	veličina popisující uložení prutu
β	[°]	úhel opásání beta
λ	[-]	štíhlost prutu
λ_k	[-]	mezní štíhlost
σ	[MPa]	normálové tlakové napětí
σ_D	[MPa]	dovolené napětí pro nerez
σ_O	[MPa]	ohybové napětí
σ_{RED}	[MPa]	redukované napětí
σ_{TAH}	[MPa]	tahové napětí
τ	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{\text{čep}}$	[MPa]	smykové napětí působící na čep
τ_D	[MPa]	dovolené smykové napětí svaru pro elektrodu E70
τ_{SVAR}	[MPa]	napětí ve svarech

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1 Základní fáze moštování	16
Obr. 2-2 Konstrukce lisu	17
Obr. 2-3 Dřevěný lis s centrálním šroubem o objemu 30 l.....	20
Obr. 2-4 Hydraulický lis Vares hydraulic 50L SUPER 6 t se zvedákem umístěným dole..	21
Obr. 2-5 Dvoupásový lis FBP-3500MG s kapacitou až 3500 kg ovoce za hodinu	22
Obr. 2-6 Hydrolis VS 160 l s gumovou membránou.....	22
Obr. 2-7 Tvar profilů závitů	23
Obr. 2-8 Řez kuličkovým šroubem.....	24
Obr. 2-9 Rozdělení mechanických převodu	25
Obr. 2-10 Mechanické převody.....	26
Obr. 2-11 Valivá ložiska	28
Obr. 2-12 Elektromotor před změnou polarity	29
Obr. 2-13 Popis synchronního motoru	31
Obr. 2-14 Rotor asynchronního motoru	32
Obr. 2-15 Zapojení frekvenčního měniče	34
Obr. 4-16 Převod ozubenými koly.....	38
Obr. 4-17 Převod řetězem	39
Obr. 4-18 Převod klínovým řetězem.....	40
Obr. 4-19 Převod ozubeným hřebenem.....	41
Obr. 4-20 Spojení pomocí šroubového spojení	43
Obr. 4-21 Spojení pomocí svařování	44
Obr. 4-22 Nerezový koš.....	45
Obr. 4-23 Dřevěný koš	46
Obr. 5-24 Vizualizace lisu na ovoce	47
Obr. 5-25 Prvky pohonu	48
Obr. 4-26 Pohybový šroub s maticí	49
Obr. 5-27 Pohon lisu	56
Obr. 5-28 Čelní převodovka a elektromotor ve vertikální poloze	59

Obr. 5-29 Pouzdro Taper Lock	59
Obr. 5-30 Ovládací krabice	66
Obr. 5-31 Poloha koncových spínačů	67
Obr. 5-32 Uložení pružin	68
Obr. 5-33 Vizualizace rámu lisu	69
Obr. 5-34 Umístění čepů.....	70
Obr. 5-35 Silové působení na čep	71
Obr. 5-36 Orientační měřidlo	75
Obr. 5-37 Simulace napětí rámu při zatížení	75
Obr. 5-38 Analýza koeficientu bezpečnosti při zatížení rámu.....	76
Obr. 5-39 Vizualizace vyklopení vrchní části rámu.....	77
Obr. 5-40 Silové působení na vodorovný profil	78
Obr. 5-41 Silové působení na svislý ocelový profil	81
Obr. 5-42 Namáhání svaru	83
Obr. 5-43 Uložení pohybového šroubu	85
Obr. 5-44 Schéma sil vznikající od řemenového převodu	86
Obr. 5-45 Silové působení na pohybový šroub	88
Obr. 5-46 Rozbor sil kuželíkového ložiska	89
Obr. 5-47 Namáhání pera.....	93
Obr. 5-48 Napínací mechanismus	96
Obr. 5-49 Kryt řemenového převodu.....	96
Obr. 5-50 Simulace napětí výklopné části rámu při zatížení.....	97
Obr. 5-51 Analýza koeficientu bezpečnosti při zatížení výklopné části rámu	97
Obr. 5-52 Vana lisu.....	98
Obr. 5-53 Koš.....	99
Obr. 5-54 Sestava přítlačné desky	99
Obr. 5-55 Ruční pohon	100

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1 Srovnání koncepčních řešení převodu točivého momentu	42
Tab. 4-2 Srovnání koncepčních řešení spojení ocelových profilů.....	44
Tab. 4-3 Srovnání koncepčních řešení typů košů	46
Tab. 5-4 Srovnání pohybových šroubů a závitů	49
Tab. 5-5 Srovnání elektromotorů	55
Tab. 5-6 Srovnání ocelových profilů	80
Tab. 5-7 Srovnání ložisek.....	86
Tab. 5-8 Cenový odhad lisu.....	101

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Výpočet řemenového převodu

Příloha 2 Výkresová dokumentace