



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ VÝROBNÍ LINKY

DESIGN OF PRODUCTION LINE HANDLING EQUIPMENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Macháček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Jakub Macháček
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

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

Návrh manipulačního zařízení výrobní linky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrhy alternativ manipulačního a zvedacího zařízení pro výrobní linku válcování závitů.

Podélný posuv 1500 mm.

Příčný posuv 100 mm.

Zdvih 120 mm.

Zatížení 1000 kg.

Cíle diplomové práce:

Vypracování technické zprávy s řadou alternativ možných konstrukčních řešení, s výběrem vhodné konstrukce, s důležitými kapacitními, výkonovými a pevnostními výpočty.

Popis funkcí a adaptibilních návazností tohoto zařízení ve výrobní lince.

Nakreslení 3D modelu zařízení, sestavného výkresu, konstrukční dokumentace vhodného rozsahu.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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



ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh manipulačního a zvedacího zařízení výrobní linky. Práce se zabývá návrhem rámu stroje pro příčný posuv 100 mm a podélný posuv 1500 mm. Dále se práce zabývá návrhem několika variant zvedacích zařízení s nosností 1450 kg a zdvihem 120 mm. Hlavní část práce je zaměřena na vhodné výpočty zvolených variant Zvedacího zařízení. Závěr práce se věnuje porovnání navržených konstrukcí zdvihu a popisem funkce zařízení ve výrobní lince. Práce obsahuje sestavné výkresy několika zvolených variant zdvihu a sestavný výkres celého zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zvedací zařízení, manipulační zařízení, zvedací plošina, nůžkový mechanismus, tlačný řetěz, šroubový zvedák

ABSTRACT

This master's thesis is focused on the design of handling and lifting equipment of production line. This thesis deals with the design of the frame for transverse feed of 100 mm and longitudinal feed of 1500 mm. The thesis deals with the design of several lifting equipment for load capacity 1450 kg and stroke 120 mm. The main part of this thesis is focused on appropriate calculations for selected variants of lifting equipment. The conclusion contains comparison lifting constructions and description equipment in the production line. The thesis contains assembly drawings of several lifting equipment variants and assembly drawings of equipment.

KEYWORDS

Lifting equipment, handling equipment, lifting platform, scissor mechanism, rigid chain, screw jack



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MACHÁČEK, J. *Návrh manipulačního zařízení výrobní linky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 104 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Jakub Macháček



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za poskytnuté rady, ochotu a spolupráci při zpracovávání diplomové práce. Velké poděkování patří společnosti JCEE s.r.o. za poskytnuté zázemí, materiály a nezbytné informace pro zpracování diplomové práce. Zvláštní poděkování patří mé přítelkyni, která mi byla velkou oporou při tvorbě práce. Největší poděkování patří mé rodině, zejména mým rodičům, za podporu po celou dobu mého studia.



OBSAH

Úvod	11
1 Zvedací a manipulační zařízení	12
1.1 Plošinový zvedák	12
1.2 Typy konstrukcí plošinového zvedáku	12
1.2.1 Typ zvedacího mechanismu	12
1.2.2 Typ pohonu mechanismu.....	20
1.2.3 Uchycení plošinového zvedáku	22
1.2.4 Typ ložné plochy	22
1.2.5 Ovládání.....	24
1.2.6 Bezpečnost plošinových zvedáků	24
2 Návrh konstrukčního řešení.....	26
2.1 Návrh rámu stroje	27
2.1.1 Základní rám.....	28
2.1.2 Rám příčného posuvu	29
2.1.3 Rám podélného posuvu	30
2.1.4 Rám stroje.....	31
2.2 Návrh zvedacího mechanismu	33
2.2.1 Zdvih nůžkovým mechanismem.....	33
2.2.2 Zdvih pomocí tlačných řetězů	34
2.2.3 Zdvih pomocí klínů	35
2.2.4 Zdvih pomocí excentru.....	37
2.2.5 Zdvih pomocí šroubových zvedáků.....	39
2.2.6 Zdvih s využitím převodovky EC BOX	40
2.3 Válečková dráha.....	42
2.4 Posuv tyčí.....	42
3 Návrh nůžkového mechanismu	43
3.1 Rozbor úlohy.....	43
3.1.1 Výpočet stupňů volnosti mechanismu	44
3.2 Úplné uvolnění členů	44
3.2.1 Člen 2 – rameno nůžkového mechanismu	44
3.2.2 Člen 3 – rameno nůžkového mechanismu	45
3.2.3 Člen 4 – zvedaná deska	46
3.2.4 Člen 5 – rameno nůžkového mechanismu	46
3.2.5 Člen 6 – rameno nůžkového mechanismu	47
3.2.6 Člen 7 -zvedaná deska	48



3.2.7	Člen 8 – spojnice mechanismů	49
3.2.8	Člen 9 – přímočarý akční člen	49
3.3	Statický rozbor	50
3.3.1	Neznámé parametry	50
3.3.2	Použitelné podmínky statické rovnováhy	50
3.3.3	Podmínky statické určitosti	50
3.4	Řešení soustavy lineárních rovnic	50
3.4.1	Délkové a úhlové rozměry	51
3.4.2	Výpočet celkového zatížení	52
3.4.3	Výsledná síla	52
3.4.4	Varianty zatížení mechanismu	52
3.4.5	Výpočet sil na zvedaných deskách	53
3.4.6	Výpočet soustavy rovnic	53
3.5	Průběhy vnitřních sil	55
3.5.1	Člen 2	56
3.5.2	Člen 3	58
3.5.3	Členy 5 a 6	61
3.5.4	Člen 8	61
3.6	Pevnostní kontrola ramen	62
3.6.1	Kontrola ramene 2	64
3.7	Pevnostní kontrola čepů	65
3.7.1	Čepy ve vazbách C, D, E, H, I, J	66
3.7.2	Čepy ve vazbách A, F	68
3.7.3	Středové čepy B, G	69
3.8	Pevnostní kontrola spojnice	70
3.9	Návrh pohonu	71
4	Návrh tlačných řetězů	73
4.1	Přehled tlačných řetězů Serapid	73
4.1.1	Link Lift	73
4.1.2	HD Lift	74
4.1.3	Chain Lift	74
4.1.4	Rigi Belt	75
4.2	Výběr typu řetězu	75
4.3	Návrh pohonu tlačného řetězu	76
5	Návrh šroubových zvedáků	79
5.1	Šroubové zvedáky Servomech	79



5.1.1	MA.....	79
5.1.2	SJ	80
5.2	Výběr typu šroubu.....	80
5.3	Návrh pohonu.....	81
6	Porovnání konstrukčních řešení zdvihu.....	83
	Funkce zařízení ve výrobní lince	85
	Závěr.....	87
	Použité informační zdroje.....	89
	Seznam použitých zkratk a symbolů	92
	Seznam příloh.....	99



ÚVOD

V současné době dochází ve většině výrobních procesů narůstá objem vyráběných produktů a zároveň rychlost, se kterou tento objem produktů vzniká. Tyto faktory velice výrazně ovlivňují lidi (pracovní síly) pracující ve výrobním procesu, proto je nutné dbát o jejich bezpečnost a zdraví. Bezpečnost lidí chrání předpisy stanovující maximální přípustné hmotnosti břemen, které člověk může přemísťovat manuálně. Dále stanovují maximální četnost manuálních manipulačních operací s daným zatížením během pracovní doby. Z těchto důvodů se stále častěji ve výrobních procesech objevují různá manipulační a zvedací zařízení.

Manipulační zařízení mají za úkol především urychlit a zefektivnit výrobu. Jejich úkolem je člověku maximálně usnadnit náročné pracovní úkony, aby mohlo dojít k urychlení výroby, případně k nárůstu výrobního objemu. Mají za úkol zjednodušit manipulaci s materiálem a jeho ustavení do požadované polohy pro další výrobní procesy. Zároveň umožňují manipulaci s břemeny, které by kvůli své hmotnosti nebylo možné přemísťovat manuálně. Tato zařízení jsou často používána pouze jako pomocná zařízení pro obsluhu. V současné době se však stále častěji ve výrobních procesech objevují automatizované a robotizované pracovní linky a tato zařízení mohou být jejich součástí. Manipulačních zařízení je velké množství a jejich použití je velice různorodé. Existují druhy manipulačních a zvedacích zařízení, které najdou své uplatnění napříč různými odvětvími (např. ruční paletový vozík). Existují však zařízení vyráběné dle individuálních potřeb, které jsou na zařízení kladeny. Jednotlivá zařízení se tak odlišují rozměry, nosností, typem pohonu, umístěním, manipulačním rozsahem atd. Zvedací zařízení se navíc odlišují druhem mechanismu, který zajišťuje zdvih.

Práce se zabývá návrhem manipulačního a zvedacího zařízení podavače tyčí pro výrobní linku válcování závitů. Jedná se o jednoúčelový stroj vyráběný podle přesných specifikací zákazníka, který má zajistit zjednodušení pracovních úkonů obsluhy. Cílem práce bylo navrhnout rám zařízení umožňující příčný a podélný posuv. Hlavním cílem práce bylo navržení několika konstrukčních variant zdvihu pro válečkovou dráhu. Z tohoto důvodu byla první část práce zaměřená na přehled zvedacích zařízení. Pro vybrané varianty z navržených koncepcí byly provedeny základní výpočty. Poslední část práce je věnována popisu zařízení a jeho funkce v dané výrobní lince.



1 ZVEDACÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ

Zařízení pro manipulaci s materiálem označujeme MHE (Material Handling Equipment). Tato zařízení jsou využívána k pohybu materiálu daným zařízením, k jeho identifikaci a skladování uvnitř těchto zařízení. Podle funkčnosti se tyto zařízení dále rozdělují na zařízení pro dopravu materiálu, umíst'ovací zařízení, jednotková úložná a formovací zařízení, skladovací zařízení a identifikační zařízení. [6]

1.1 PLOŠINOVÝ ZVEDÁK

Tuto skupinu manipulačních zařízení lze zahrnout do skupiny umíst'ovacích zařízení, jejím úkolem je připravit manipulovaný materiál do správné pozice pro další dopravní, výrobní, či jiné pracovní úkony. Zvedací plošiny zajišťují pohyb ve vertikálním směru, který je požadován, aby s materiálem bylo pracováno v požadovaných výškách, případně aby byl zvednut nebo spuštěn do požadované výšky pro další pracovní úkony. Jednotlivé konstrukce se přes svojí jasnou funkci mohou výrazně odlišovat. Zásadní rozdíly představují nosnost, velikost mechanismu, velikost zdvihu nebo způsob ovládání.

Zvedací plošiny nachází uplatnění zejména v dílnách, skladech, ale bývají také součástí výrobních linek nebo jednotlivých strojů. Tato zařízení umožňují nastavení materiálu do požadované výšky pomocí malého zdvihu, či poklesu. Plošinové zvedáky představují střední cestu mezi zvedáním ručním a vysokozdvižnými vozíky, výtahy, nebo jeřáby. Používají se tam, kde by ruční zvedání nebylo možné, nebo bylo velmi náročné a časově neefektivní. Proti výtahům a podobným zařízením zabírají méně místa, nenahrazují však jejich funkci. [7]

DŮLEŽITÉ PARAMETRY

Pro návrh zvedací plošiny jsou důležité zejména tyto čtyři parametry.

- **Nosnost:** maximální hmotnost břemene, kterým je možné zatížit zvedanou plošinu
- **Velikost mechanismu:** fyzické rozměry celého mechanismu
- **Velikost zdvihu:** rozsah plošiny mezi spodní a horní polohou
- **Způsob provozu:** mechanismus zvedací plošiny a zdroj energie

1.2 TYPY KONSTRUKCÍ PLOŠINOVÉHO ZVEDÁKU

Jednotlivé konstrukce plošinových zvedáků se od sebe navzájem odlišují ve výše zmíněných parametrech.

1.2.1 TYP ZVEDACÍHO MECHANISMU

První rozdíly jednotlivých typů zvedáků jsou v konstrukci. Je mnoho typů konstrukčního uspořádání, které lze uplatnit na plošinové zvedáky. [7]



NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

Nůžkový mechanismus (Obr. 1) představuje nejčastěji používanou konstrukci pro zvedací plošiny. Jeho základ tvoří dva páry ramen, základní rám, horní rám a pohonná jednotka. Horní rám však není nutností, tuto funkci často nahrazuje přímo zvedaná plošina. Ramena jsou do páru spojena čepem umístěným uprostřed. Jedno rameno z páru je přes čep vždy pevně spojeno s rámem, druhé je pevně spojeno se zvedanou plošinou, také přes čep. Oba protilehlé konce ramen jsou potom spojeny s rámem a zvedanou plošinou tak, aby umožňovali posuv. Zdvih mechanismu je zajišťován tím, že se zmenšuje vzdálenost mezi pevným a posuvným uložením ramen. Pohon nůžkového mechanismu je možný mnoha způsoby. Lze použít pohybové šrouby, ploché řemeny, lineární aktuátory, tlačné řetězy, systém Spirallift, pružiny, pneumatické nebo hydraulické pohony. Nůžkové mechanismy mají více konstrukčních uspořádání a lze s nimi dosáhnout i poměrně velikých zdvihů, přesto že je zachována malá výška mechanismu ve sklopeném stavu.



Obr. 1 Hydraulický dvounůžkový zvedací stůl [8]

Používají se tato tři konstrukční řešení nůžkových mechanismů.

- Jednonůžkový:
- Vícenůžkový: představuje znásobení počtu nůžkových mechanismů ve vertikálním směru (nad sebou), lze tak zvětšit výškový dosah ve vysunutém stavu, viz Obr. 1
- Tandemový: představuje znásobení počtu nůžkových mechanismů v horizontálním směru (za sebou), používá se pro extrémně dlouhé ložné plochy



PARALELOGRAM

Konstrukce vychází z jednoduchého čtyřkloubového mechanismu (Obr. 2). Ramena jsou pevně spojena s rámem i se zvedanou plošinou pomocí rotačních vazeb. Nevýhodou této konstrukce je především to, že při zdvihu mechanismu dochází k posuvu zvedané desky i v horizontálním směru. Tato skutečnost má za následek, že zástavbové rozměry mechanismu jsou větší, než jsou rozměry nosné desky. Pohon mechanismu je nejčastěji řešen pomocí hydraulických nebo pneumatických přímočarých pohonů. Pohony jsou umístěny mezi rám a ramena nebo mezi zvedanou plošinu a ramena. Tyto zvedáky nachází uplatnění zejména v opravárenství.



Obr. 2 Paralelogramový zvedák na osobní automobil [9]

Y MECHANISMUS

Tato konstrukce představuje kombinaci nůžkového mechanismu a paralelogramu (Obr. 3). Podobně jako paralelogram má tato konstrukce nosná ramena rotační vazbou pevně spojena s rámem, tato ramena jsou však se zvedanou plošinou spojena pouze posuvnou vazbou. Nosná ramena s plošinou pevně spojuje přes čepy vložené rameno. Pohon, nejčastěji hydraulický nebo pneumatický přímočarý, je umístěn mezi nosné a vložené rameno. Síla pohonu má za následek změnu úhlu mezi nosným a vloženým ramenem a tím vzniká požadovaný vertikální posuv.



Obr. 3 Plošinový zvedák s Y mechanismem a přidavným nůžkovým mechanismem [10]



PASTOREK A OZUBENÝ HŘEBEN

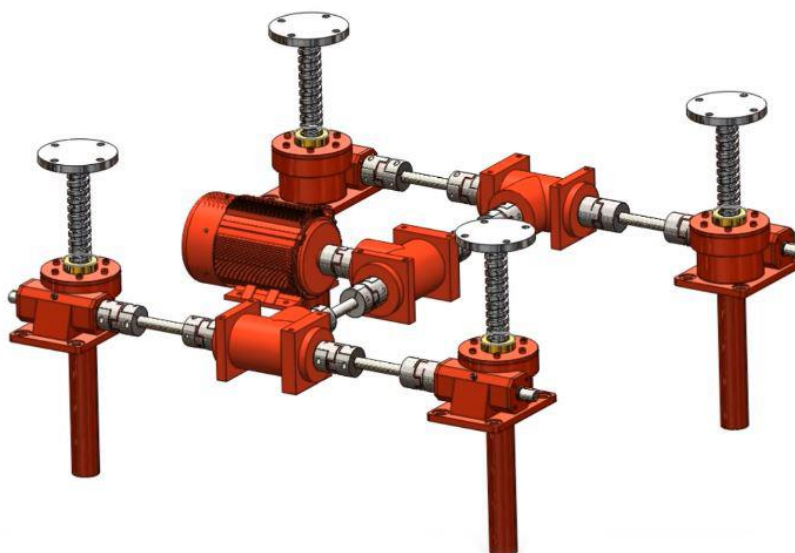
Tato konstrukce je velmi jednoduchá a k pohybu využívá pouze pastorek a ozubený hřeben. Pastorek je přes soustavu převodů spojen s pohonem (klika, elektromotor) a rotační pohyb se mění přímo na posuvný pohyb. Motor s pastorkem jsou nejčastěji pevně uchyceny k základnímu rámu a ozubený hřeben je spojen se zvedanou plošinou. V některých případech se využívá opačné koncepce (zvedání klikou, stavební výtahy). Ruční zvedání bývá používáno jako záložní možnost zdvihu mechanismu při výpadku proudu (Obr. 4). Toto řešení se velmi často používá jako pohon stavebních výtahů. U výrobních strojů a zařízení se však této koncepcce využívá u posuvů v horizontálním směru.



Obr. 4 Manuální posuv pomocí pastorku a ozubeného hřebenu [11]

POHYBOVÝ ŠROUB

Základ této konstrukce tvoří elektromotor spojený se zdvihovou jednotkou. Šroubový zvedák představuje šnekovou převodovku. Vstupní hřídel zvedáku je zároveň šnek převodovky, šnekové kolo má uvnitř pohybový závit a jeho rotací následně dochází k pohybu pohybového šroubu. Elektromotor může být spojen přímo (pomocí řemenu, pružné spojky) se šroubovým zvedákem, nebo v případě použití více zvedacích jednotek přes soustavu kuželových převodovek. Koncepce zdvihu se čtyřmi zvedacími šrouby je zobrazena na následující straně (Obr. 5). Pro šroubové zvedáky je možné použití kuličkového i trapézového šroubu. U zvedacích mechanismů se však častěji používá šroub trapézový, protože zaručuje samosvornost a není tak nutné opatřovat pohon o brzdící mechanismus proti nechtěnému pohybu. Tato koncepce je vhodná především pro menší zdvihy a velmi velká zatížení. Současně umožňuje dosažení velmi přesného polohování. Pohybové šrouby lze využívat přímo ke zdvihu plošin. Velmi časté požití je však také v kombinaci s nůžkovým mechanismem. Podobně jako pastorek s ozubeným hřebenem se pohybové šrouby také používají k horizontálním posuvům různých mechanismů.



Obr. 5 Mechanismus zdvihu plošiny pomocí pohybového šroubu [12]

TELESKOPICKÝ MECHANISMUS

Tento mechanismus je tvořen více sekcemi, které se do sebe navzájem zasouvají, což zajišťuje kompaktní rozměry v zasunutém stavu. K pohonu se využívají teleskopické pneumatické a hydraulické přímočaré pohony (Obr. 6). Rozměry těchto pohonů mimo jiné určují celkové rozměry mechanismu ve složeném stavu, rozměry jednotlivých sekcí a velikost zdvihu.



Obr. 6 Teleskopický zvedák s hydraulickým pohonem [13]



SLOUPOVÝ ZVEDÁK

Sloupové zvedáky představují další velice rozšířenou skupinu plošinových zvedáků. Základ mechanismu tvoří jeden nebo více nosných sloupů, které mohou být ukotvené k podložce, připevněné na mobilní podvozek nebo umístěné volně na podložce. Zdvih je realizován pomocí teleskopických hydraulických nebo pneumatických přímočarých pohonů, či pomocí pohybových šroubů. Jednotlivé konstrukční řešení se liší především nosností, typem pohonu a velikostí zdvihu. Nevýhodou tohoto řešení jsou zejména velké zástavbové rozměry. Nosné sloupky musí být vyšší, než je požadovaný zdvih. Mobilní řešení těchto mechanismů musí mít poměrně velkou základnu, aby byla zaručena jejich stabilita. Sloupové zvedáky se využívají zejména v opravárenství, nejčastěji se vyskytují jako zvedáky na osobní a nákladní automobily, ale i traktory, přičemž konstrukce jednotlivých zvedáků se liší pouze svojí velikostí. Sloupové zvedáky se též využívají v paletové dopravě.

PÍSTOVÝ ZVEDÁK

Základ této konstrukce tvoří rám, zvedaná plošina, elektromotor, hydrogenerátor a jeden nebo více přímočarých hydromotorů. Přímočaré pohony spojují rám přímo s plošinou, jedná se tak o velice jednoduchou konstrukci. Tato zařízení bývají zapuštěna v podlaze, což umožňuje plošinu spustit až na úroveň podlahy (Obr. 7). Zapuštění do podlahy má za následek obtížnou manipulaci se zařízením, nicméně se často používají například v autoservisech.



Obr. 7 Pístová zvedací plošina osobních automobilů [14]

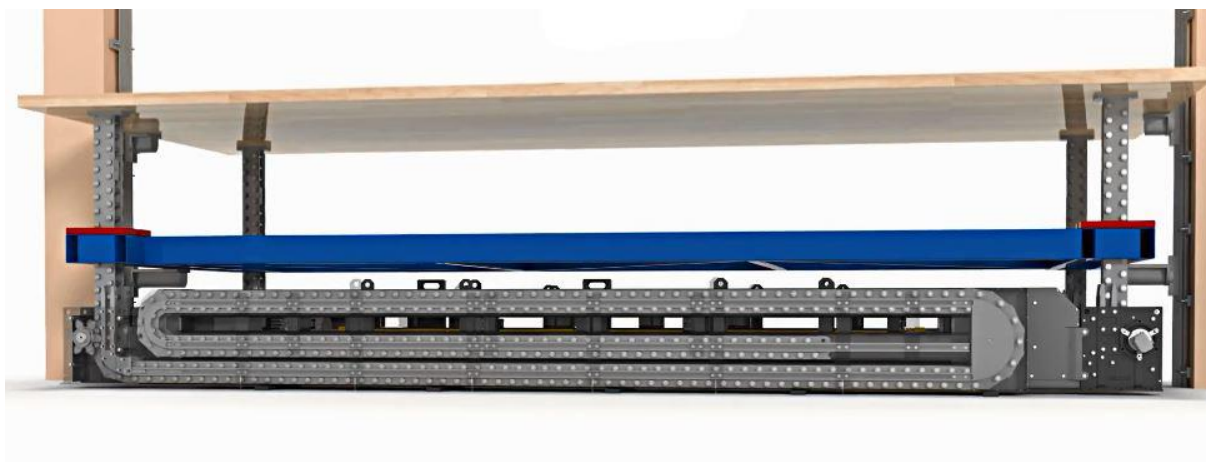
TLAČNÝ ŘETĚZ SERAPID

Společnost Serapid vyrábí mechanické pohony pro vodorovný a vertikální přemísťování těžkých břemen, stroje pro lisování a tvarování z nerezové ocele. Tyto výrobky se používají v mnoha odvětvích. Objevují se například v jevištní technice, nestandardní výtahové a zvedací technice a bývají součástí pohyblivých staveb. [27], [28], [29], [30]

Zvedací systém francouzské firmy Serapid představuje jednoduchý mechanický způsob zvedání těžkých břemen do vysokých výšek. Základ tvoří vodorovný zásobník s uloženým řetězem, ozubené kolo a speciálně tvarovaný řetěz se zámkem (Obr. 8 na následující straně). Řetěz je tvarovaný tak, že jej lze ohýbat pouze na jednu stranu. Ozubené kolo při zvedání ze zásobníku odebírá vodorovně uložený řetěz, který je vedením natočen na ozubeném kole do



vertikálního směru. Po natočení řetězu dojde k uzamčení tvarových zámků, čímž vznikne kompaktní pevný sloup, kterým je břemeno zvedáno. Při spouštění dochází na ozubeném kole opět k rozpojování zámků a zasouvání řetězu zpět do zásobníku. Velkou výhodou tlačného řetězu jsou malé zástavbové rozměry i při velkém zdvihu a velká nosnost mechanismu.



Obr. 8 Plošinový zvedák se systémem Serapid Link Lift a sloupovým vedením [27]

Z hlediska vertikálního zdvihu nabízí společnost Serapid několik druhů tlačných řetězů. Všechny pracují na stejném principu, nicméně odlišnosti jsou zejména ve tvaru řetězu. Tvar řetězu potom ovlivňuje použití, na které se daný typ hodí, maximální počet provozních cyklů za hodinu, maximální zatížení nebo rychlost zdvihu. Jednotlivé typy řetězů pro vertikální zdvih jsou uvedeny v kapitole 4, kde je navrhován zdvih pomocí tlačných řetězů.

Některé typy lze pro malé zdvihy za určitých okolností použít zcela samostatně bez dalšího vedení, protože tvarové zámků dokáží zaručit dostatečnou tuhost zvedaného sloupu. Ve většině případů se však používá v kombinaci s lineárním vedením. Pro velmi rozsáhlé konstrukce lze použít více zvedacích stanic najednou (Obr. 8), které mohou mít samostatné pohony, nebo jsou přes soustavu převodovek a kloubových hřídelí spojeny s jedním motorem. Velmi časté použití tlačného řetězu je i v kombinaci s nůžkovým mechanismem.

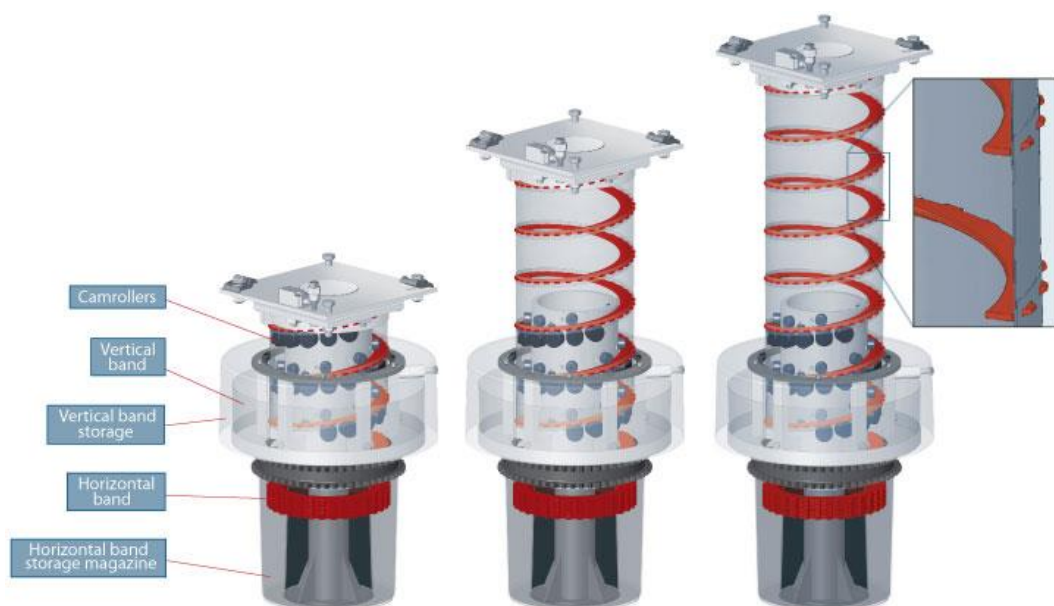
SYSTEM SPIRALIFT

Tento systém je patentován kanadskou skupinou Paco Group sdružující společnosti Gala Systems, Paco Spiralift a Akvo Spiralift. Jeho základ tvoří slabé pásy pružné oceli v horizontálním a vertikálním směru. [15], [16], [17]

Hlavní princip spočívá ve vzájemném propojování obou plechů do tvaru šroubovice (Obr. 9). Ve vertikálním směru se pohybuje plech, který ve výchozím stavu připomíná stlačenou pružinu, tento plech se neotáčí. Druhý plech je navinutý v zásobníku a spolu se zásobníkem se otáčí kolem své osy. Systém otáčejících se ložisek postupně odebírá horizontálně uložený plech a vytváří tak šroubovici s velkou mezerou. Společně s ložisky se otáčí také zásobník s navinutým plechem, který je postupně odvíjen a vtlačován do vzniklé mezery ve šroubovici. Tím vzniká pevný sloup, jehož povrch vypadá jako šroubovice. Vlastní zvedání, respektive spouštění,



systému je tedy zajišťováno pouhým otáčením zásobníku s navinutým plechem vůči neotáčející se šroubovici.



Obr. 9 Systém Spiralift IL (I-Lock) [17]

Tento systém zvedání se často kombinuje například s nůžkovým mechanismem (Obr. 10). V případě malých zdvihů a menších zatížení je možné plošinu zvedat pouze systémem Spiralift a není třeba žádné další vedení. U velkých zdvihů se potom používá pomocných lineárních vedení zachycujících nežádoucí boční síly.



Obr. 10 Systém Spiralift v kombinaci s nůžkovým mechanismem [16]

Společnost Gala Systems vyrábí několik modelů, které pracují na stejném principu, nicméně se liší účinností, zástavbovými rozměry, možným zatížením a maximálním zdvihem. Nejmenší model, jehož zástavbová výška je 137 mm, má maximální možný zdvih 1,6 m. Maximální dovolené zatížení tohoto mechanismu při zvedání je 2000 N, při zastaveném mechanismu až 5000 N. Naopak největší model může dosahovat zdvihů až 12,2 m, přičemž dovolené zatížení zastaveného mechanismu je 178 000 N.



1.2.2 TYP POHONU MECHANISMU

Jednotlivé zvedací mechanismy se navzájem odlišují způsobem, jakým je dodávána energie pro zdvih mechanismu. Při spouštění většiny mechanismů není nutné dodávat energii, je však zapotřebí mechanismus při samovolném spouštění kontrolovaně brzdit, aby nedošlo ke zhroucení. U samosvorných pohybových šroubů je zapotřebí dodávat energii i pro spouštění mechanismu. [7]



Obr. 11 Plošina zvedaná nožní pumpou [18]

MANUÁLNÍ

Představuje nejjednodušší systém zdvihu, potřebnou energii systému dává přímo obsluha. Zdvih bývá uskutečňován pomocí kliky (Obr. 4 na straně 15) nebo pumpy (Obr. 11). Klika bývá přes soustavu převodů spojena s ozubeným hřebenem, nebo s pohybovým šroubem. Pumpa bývá spřažena s hydraulickým válcem. Manuální pohon se zpravidla používá jen u lehkých užitkových zařízení. U větších zařízení se však využívá jako záložní zdroj, při výpadku elektrické energie. [18]

SAMOZDVIŽNÉ

Plošiny se samočinným vyrovnáváním jsou tvořeny pružinami, které jsou navrženy na požadovanou nosnost. Tato zařízení se požívají pouze ke zvedání, nikoliv ke spouštění a výška pracovní plošiny závisí na momentálním zatížení. Funkcí zařízení je udržování odebíraného materiálu v požadované ergonomicky vhodné výšce pro obsluhu. Postupným odebíráním materiálu dochází k odlehčování mechanismu a tím dochází ke zdvihu mechanismu.

PNEUMATICKÝ

Pneumatické pohony mechanismu lze rozdělit na pneumatické přímočaré motory a měchy (Obr. 12). Potřebnou energii do systému dodává stlačený vzduch, který musí suchý, čistý a regulovatelný. Je zapotřebí kompresoru, filtrů, úpravných jednotek pro regulaci tlaku a případně zásobníku, či pneumatických zámků. Výroba stlačeného vzduchu je poměrně nákladná. Pneumatické měchy je možné skládat, paralelním uspořádáním získáme větší zvedací



sílu, sériovým uspořádáním zvětšujeme zdvih. Pneumatické přímočaré pohony se též využívají k horizontálním posuvům. Regulace vzduchu je poměrně složitá, obvykle se tak pneumatika využívá pouze ve svých krajních polohách.



Obr. 12 Plošina s pneumatickým měchem a otočnou ložnou plochou [22]

HYDRAULICKÝ

Hydraulické pohony jsou tvořeny také více částmi, vlastní zdvih potom zajišťují hydraulické přímočaré hydromotory (Obr. 1 na straně 13). Energie je z elektromotoru, či jiného zdroje, přiváděna na hydrogenerátor, kde je předávána hydraulické kapalině formou tlaku. Tlak kapaliny působí na píst uvnitř hydromotoru a zajišťuje tak jeho pohyb. Hydraulické obvody pro zvedací plošiny musí být z bezpečnostních důvodů opatřeny hydraulickými zámky. Ty mají za úkol v případě poruchy hydraulického obvodu udržet mechanismus, aby nedošlo k jeho zhroucení. Výhodou těchto pohonů je velká síla při poměrně malých zástavbových rozměrech. Nevýhodou představuje hydraulická kapalina, vlivem opotřebení dochází k úniku a pro dosažení velkých zdvihů je potřeba velká zásoba.

ELEKTRICKÝ

Největší skupinu tvoří elektrické pohony. energii z rotačního pohybu elektromotoru lze využít k pohonu mnoha typů mechanismů. Elektromotory lze spojit s jednotlivými mechanismy přímo, případně přes převodovku. Využívá se pro pohon pastorku, který se pohybuje na ozubeném hřebenu, dále se využívá pro pohon pohybového šroubu nebo pro pohon pomocí řemenů. energii elektromotoru využívají také systémy Spirallift a tlačné řetězy Serapid. Jak již bylo zmíněno u hydraulických pohonů, elektromotor lze využít i jako pohon pro hydrogenerátor. Jako náhrada pneumatických a hydraulických systémů se používají také lineární aktuátory (Obr. 13) představující kombinaci elektrického pohonu, převodovky a šroubového zvedáku.



Obr. 13 Lineární aktuátor [19]

1.2.3 UCHYCENÍ PLOŠINOVÉHO ZVEDÁKU

Další rozdíly plošinových zvedáků jsou ve způsobu umístění vůči okolí, ve kterém se nacházejí. Mobilní zdvižné plošiny jsou opatřeny podvozkem umožňující pohyb v daném prostředí (Obr. 14 na straně 23). Volba koleček je závislá na prostředí, ve kterém se plošina bude pohybovat. Představitelem mobilních zdvihacích stolů je také například ruční paletový vozík, který je uplatňován napříč výrobními odvětvími.

Největší skupinu zvedacích zařízení tvoří stabilní plošiny. Nepočítá se, že by docházelo k jejich přemísťování a manipulace s nimi je náročnější, mohou také být pevně spojené s podložkou. Tato zařízení bývají přístupná ze všech stran. Velmi důležitým parametrem pro tato zařízení je výška ve složeném stavu. Výhodou je stabilní zvedaná plocha zvedající břemeno, proto nedochází k rozkývání břemene, jako například u jeřábů nebo manipulátorů. Je možné zvedat velká zatížení a zároveň je možné přesně polohovat zdvih. Stabilní plošinové zvedáky se využívají jako součásti výrobních a montážních linek a pomocné zvedací zařízení, například v opravárnách.

Tato skupina by se dala zahrnout mezi stabilní plošinové zvedáky, nicméně jsou zde určité odlišnosti. Využívá se umístění v šachtě, na kterou lze umístit lineární vedení plošiny zabraňující nežádoucím pohybům. Princip je podobný výtahu, přičemž ložná plocha není zavěšena na laně, ale je zespod tlačena příslušným pohonem. Lze využít teleskopického hydraulického pohonu, pohybového šroubu nebo pastorku a ozubeného hřebenu. Velice často se však používá tlačného řetězu, pro tyto účely je vhodný též systém Spirallift. Tato zařízení se využívají především jako nákladní výtahy.

1.2.4 TYP LOŽNÉ PLOCHY

Plošinové zvedáky jsou často používány jako univerzální zvedací zařízení, zároveň však mohou být uzpůsobeny k velmi specifickým účelům a různým druhům břemen. Pro dané požadavky musí být vhodně přizpůsobena ložná deska zvedáku.



PLNÁ LOŽNÁ PLOCHA

Plná ložná plocha představuje nejuniverzálnější a nejčastější řešení. U malých zařízení může být ložná plocha tvořena plným materiálem (deskou). U větších se vyskytuje rám svařovaný z profilu, na který je umístěn plech. Ložná plocha může být opatřena pomocnými prvky pro uchycení břemene. Plošiny určené ke zvedání obsluhy musí k tomuto účelu opatřeny příslušnými ovládacími prvky a ochranným zábradlím.



Obr. 14 Mobilní zvedací plošina s pneumatickým zdvihem [20]

SKLOPNÁ A OTOČNÁ LOŽNÁ PLOCHA

Některé manipulační procesy vyžadují naklopení ložné desky, tím je zaručena příznivější pracovní pozice pro obsluhu příslušného zařízení. Lepší ergonomická pozice obsluhy má za úkol především zvýšit efektivitu práce. Dále by měla snižovat riziko zranění obsluhy nebo nemocem z povolání, protože umožňují eliminovat situace, kdy je potřeba se pro materiál opakovaně natahovat, otáčet nebo ohýbat. Ložné desky musí být vybavené zádržným systémem zabráňujícím sklouznutí břemene z desky. Také otočná ložná plocha má zlepšit ergonomickou pozici obsluhy při práci s daným zařízením. Otáčení desky umožňuje obsluze jednoduchou manipulaci s břemeny na jednom místě a odpadá tak nutnost obcházení stroje.

SPECIÁLNÍ LOŽNÉ PLOCHY

Do této skupiny patří například ložné plochy s válečky používané v dopravníkových systémech, zejména se vyskytují v automobilovém průmyslu nebo různých expedičních centrech. Namísto pevné ložné desky se zde nachází rám s válečky, po kterých se pohybuje břemeno. Umožňují tak pohyb břemen mezi různými úrovněmi válečkových dopravníků a mezi dopravníky a výrobními stanicemi. Ložné plochy s válečky mohou být zároveň otočné a kompenzovat různě orientované dopravníkové systémy.

Ložné plochy mohou také být tvarované přímo na požadovaná břemena, čímž dochází k úspoře hmotnosti na ložné ploše. Nejčastěji se můžeme setkat s ložnou plochou ve tvaru „U“ nebo „E“. Využívají se především pro nízkoprofilové zvedací plošiny (Obr. 2 na straně 14). Ty nedosahují velikých nosností ani zdvihů, nicméně jsou schopné ve složeném stavu disponovat velmi malou výškou. Nejznámější představitel této skupiny je zřejmě ruční paletový vozík.



Obr. 15 Sklopná plošina s paralelogramovým zdvihem [21]

1.2.5 OVLÁDÁNÍ

Ovládání plošinových zvedáků je možné mnoha způsoby. U jednodušších konstrukcí bývá použito ruční ovládání, nebo ovládání nohou pomocí pedálu. Velký rozmach automatizace ve výrobních procesech má za následek, že je stále častěji používáno elektrické ovládání. Elektronické ovládání zaručuje obsluze snadné ovládání zařízení a umožňuje přechod na automatické řízení. Výroba je náročnější, nicméně tím odpadá nutnost přítomnosti obsluhy ve výrobním procesu, což je výhodné zejména u výrobních, či transportních linek. I v případě plné automatizace je však potřeba obsluhy na kontrolu, údržbu a nastavení těchto zařízení. Lze nastavit rychlost zdvihu, či spouštění, nebo lze přednastavit určité polohy zdvihu.

1.2.6 BEZPEČNOST PLOŠINOVÝCH ZVEDÁKŮ

Zvedací plošiny představují zařízení, které neslouží k dopravě osob. Návrh těchto zařízení by se měl řídit normou ČSN EN 1570-1+A1. Z této normy mimo jiné plyne, že všechny konstrukce plošinových zvedáků by měli být vybaveny bezpečnostními prvky. Tyto prvky mají zabránit nežádoucímu složení mechanismu nebo zranění obsluhy.

Tlakové senzory (Obr. 16 na následující straně) po obvodu ložné plochy zajišťují zastavení mechanismu, aby nedošlo ke skřípnutí cizího objektu uvnitř mechanismu. Jakmile dojde ke zvýšení tlaku v senzorech, je dán povel řídicí jednotce stroje, která mechanismus odpojí od zdroje energie a dojde k jeho zastavení. K podobným účelům jsou na zařízení montovány i optické závory, které zcela znemožňují zasahovat cizím objektům do prostoru mechanismu. Jakmile dojde k vniknutí objektu do prostoru optické brány, je přerušena její paprsek a systém je odpojen od zdroje energie. Dalším bezpečnostním prvkem zabraňujícím skřípnutí obsluhy jsou dostatečně velké mezery mezi částmi mechanismu, které konají nějaký pohyb vůči sobě.



Obr. 16 Ochranná lišta s tlakovými senzory [8]

Mezi další prvky bezpečnosti patří také aretace mechanismu. Aretace se používá při opravách zařízení, nebo při pracích na údržbě zařízení. Jedná se zpravidla o mechanické zajištění mechanismu znemožňující jeho pohyb. K obdobným účelům mohou sloužit také dorazy. Dále se používají krycí měchy, jejichž použití má více výhod. Zakrytí mechanismu výrazně sníží prašnost v prostoru zvedacího mechanismu, čímž je zejména v náročných prostředích výrazně zlepšena životnost citlivých částí stroje. Představuje taktéž zábranu proti vniknutí cizích předmětů do prostoru mechanismu. Krycí měchy mohou být vyrobeny z mnoha druhů materiálů, jako například useň (kůže), nánosovaný textil, guma a další. [23]



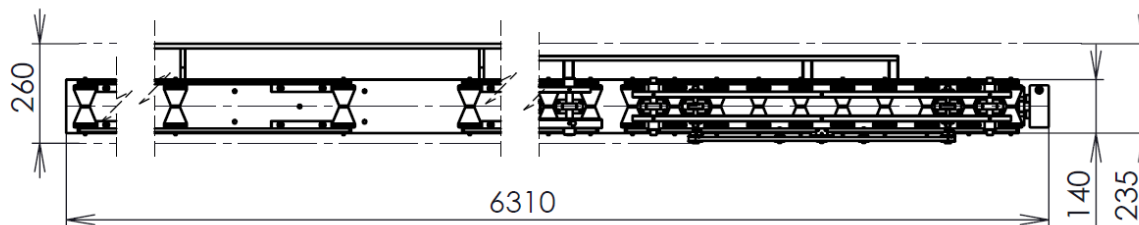
2 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Manipulační zařízení musí zajišťovat celkem tři pohyby. Podélný posuv bude zajišťovat zapojení stroje do výrobní linky a případné vyřazení z provozu. Posuv tak bude mít pouze dvě polohy, vysunuto a zasunuto. Příčný posuv společně se zdvihem potom budou zajišťovat kompenzaci průměrů jednotlivých tyčí, které jsou ze stroje dodávány dále do výrobní linky. Oba tyto posuvy musí umožňovat plynulou regulaci v celém svém rozsahu. Níže jsou uvedené parametry, které manipulační zařízení musí splňovat. V této kapitole budou představeny jednotlivé části zařízení. Nejdříve je navrhován rám stroje. Následně jsou navrhovány zvedací mechanismy pro válečkovou dráhu. Dle zadání je zde uvedeno několik možných variant zdvihu.

ZADANÉ PARAMETRY

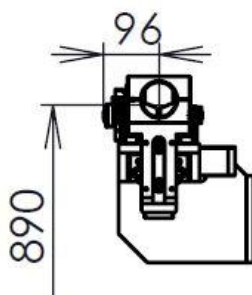
Podélný posuv	-1500 mm
Příčný posuv	-100 mm
Zdvih	-120 mm
Zatížení	-1000 kg

Na následujícím obrázku jsou hlavní půdorysné rozměry válečkové dráhy v milimetrech. Je zde celková délka, maximální šířka a šířka dosedací plochy pro zdvihový mechanismus. Celková délka je 6310 mm, maximální šířka je 260 mm a šířka dosedací plochy pro zvedací mechanismus je 140 mm.



Obr. 17 Půdorysné rozměry válečkové dráhy

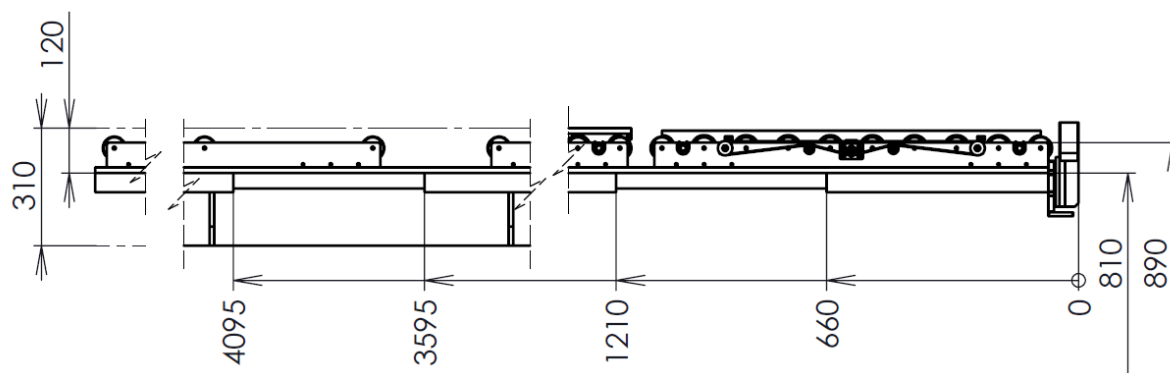
Všechny varianty zdvihu musí mít ve složeném stavu zvedanou plochu ve vzdálenosti 810 mm od úrovně podlahy. Tato vzdálenost je dána konstrukcí válečkové dráhy, která je převzata ze staršího stroje a upravena. Tím je zaručeno, že válečková dráha ve spodní poloze je ve výšce 890 mm od úrovně podlahy, což je limitující spodní hranice.



Obr. 18 Minimální pracovní výška válečkové dráhy



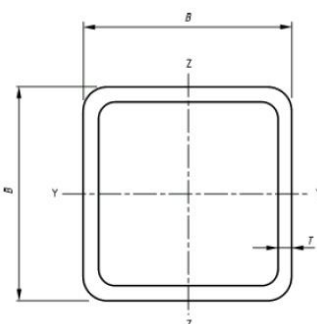
Na dalším obrázku jsou nárysne rozměry, celková výška dráhy 308 mm, výška dráhy od dosedací plochy zdvihového mechanismu 118 mm, minimální požadovaná výška dosedací plochy od podlahy 810 mm a je zde znázorněna minimální pracovní výška válečků 890 mm od podlahy, jako na předchozím obrázku. Dále jsou vymezena dvě místa pro zvedací mechanismus válečkové dráhy. Rychlost zdvihu není nijak specifikována ani zde nepředstavuje nejdůležitější parametr, po domluvě se zadavatelem bude volena do 10 mm/s.



Obr. 19 Nárysne rozměry válečkové dráhy

2.1 NÁVRH RÁMU STROJE

Rám stroje se bude skládat celkem ze tří samostatných částí. Požadavkem bylo vytvořit masivní konstrukci rámu, proto všechny tři části budou svařované z profilu TR 4HR 100 x 6. Jedná se o uzavřený ocelový profil čtvercového průřezu. Tento profil byl vybrán, aby byla zajištěna dostatečná tuhost celého rámu. Uzavřený profil rovněž umožňuje snadné použití vnějších ploch pro svařování a montáž, dalších komponentů.



Obr. 20 Vybraný profil [25]

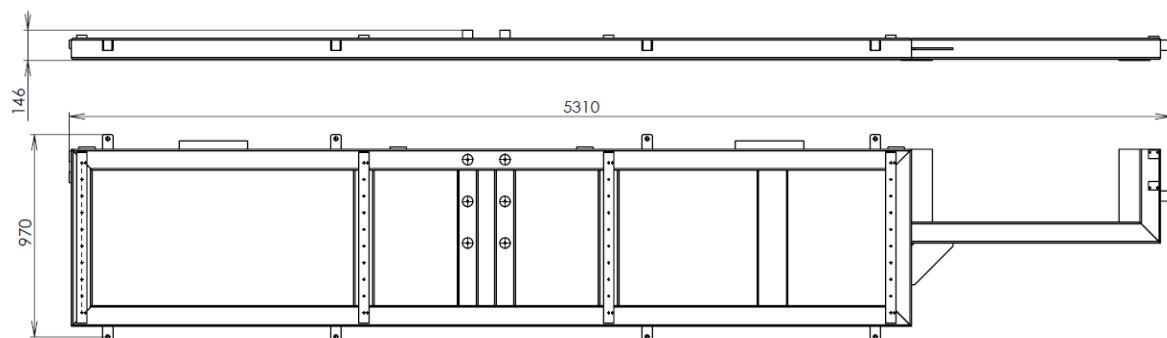
Tab. 1 Charakteristiky profilu rámu [25]

B_r [mm]	T_r [mm]	S_r [mm ²]	I_r [mm ⁴]	W_r [mm ³]
100	6	2163	3114700	62290



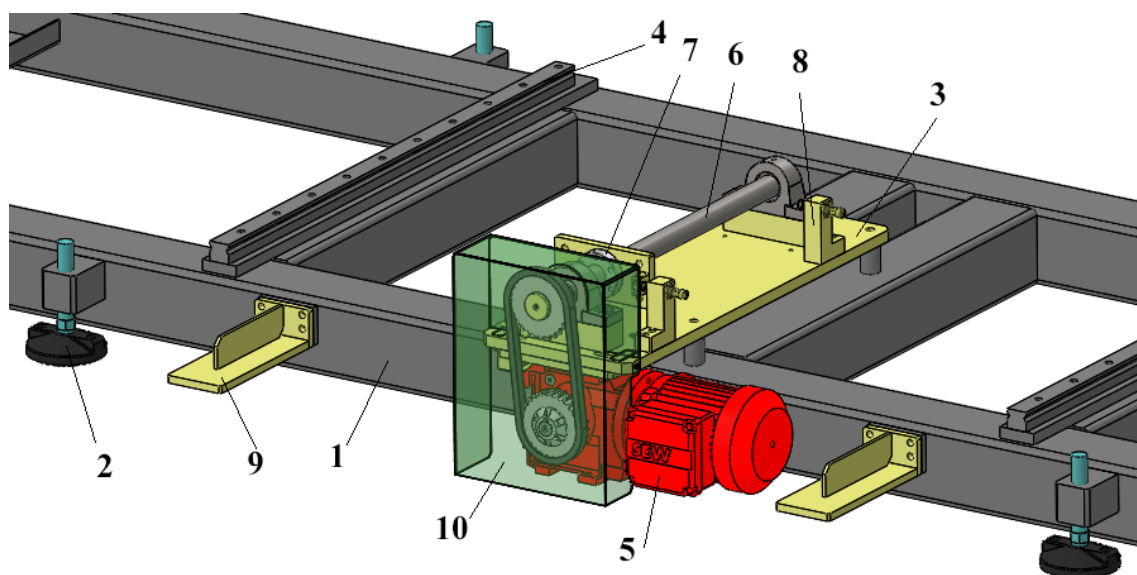
2.1.1 ZÁKLADNÍ RÁM

První část rámu stroje tvoří základní rám (Obr. 21 a Obr. 22). Tento rám (1) bude tvořit pevnou nepohyblivou základnu stroje. Stroj je stacionární, nebude však k podložce nijak pevně přidělán. Po bocích rámu bude navařeno několik párů kostek se závitovou dírou. Do těchto děr budou při montáži našroubovány plastové nohy (2), na kterých bude rám, respektive celý stroj, stát. Uložení těchto nožiček umožňuje kompenzovat nerovnosti podlahy a šroub nožičky zajišťuje výškovou stavitelnost. Výšková stavitelnost je nutná ke správnému ustavení stroje na pracovišti.



Obr. 21 Hlavní rozměry svařence základního rámu

Na vrchní stranu základního rámu jsou navařeny 4 krátké pásoviny. Na tyto pásoviny budou přidělané kolejnice lineárního vedení (4) znázorněné na následujícím obrázku. Toto lineární vedení bude sloužit k příčnému posuvu druhé části rámu.

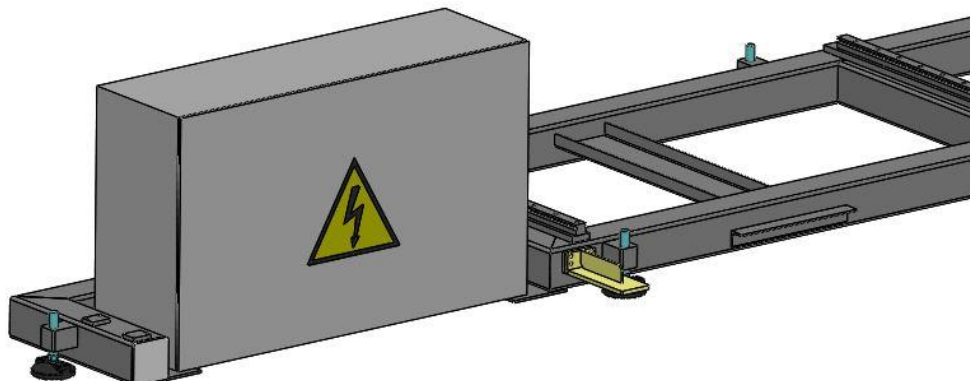


Obr. 22 Pohon příčného posuvu

Součástí základního rámu je deska (3) s pohonem (5) pro příčný posuv. Ozubené kolo je přes omezovač kroutícího momentu přiděláno na výstupní hřídel převodovky a pomocí válečkového řetězu pohání ozubené kolo, které je pevně spojeno s trapézovým šroubem (6). Po pohybovém



šroubu se vlivem jeho otáčení pohybuje matice (7), které je pevně spojena s druhou částí rámu. Trapézový šroub umožňuje plynulou regulaci posuvu a současně zaručuje samosvornost posuvu. Koncové polohy jsou hlídány indukčními snímači (8).

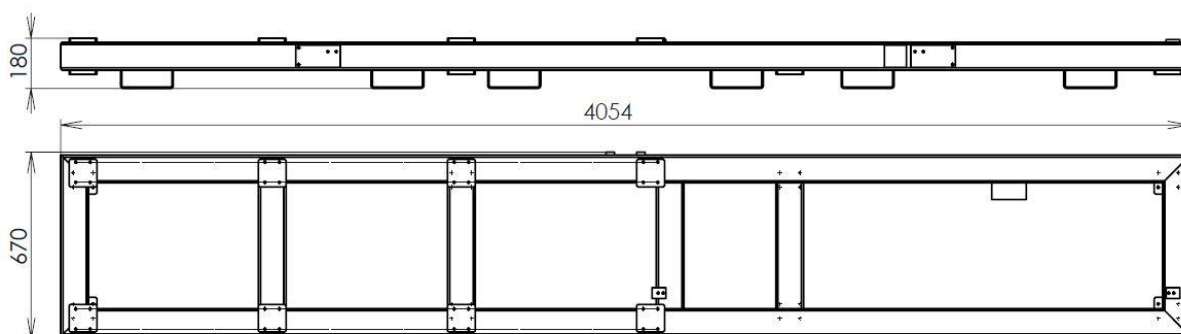


Obr. 23 Umístění rozvaděče na základním rámu

V zadní části rámu se nachází prostor, do kterého je umístěn rozvaděč stroje (Obr. 23). Rozměry rozvaděče jsou délka $l = 1000$ mm, hloubka $h = 310$ a výška $v = 600$ mm.

2.1.2 RÁM PŘÍČNÉHO POSUVU

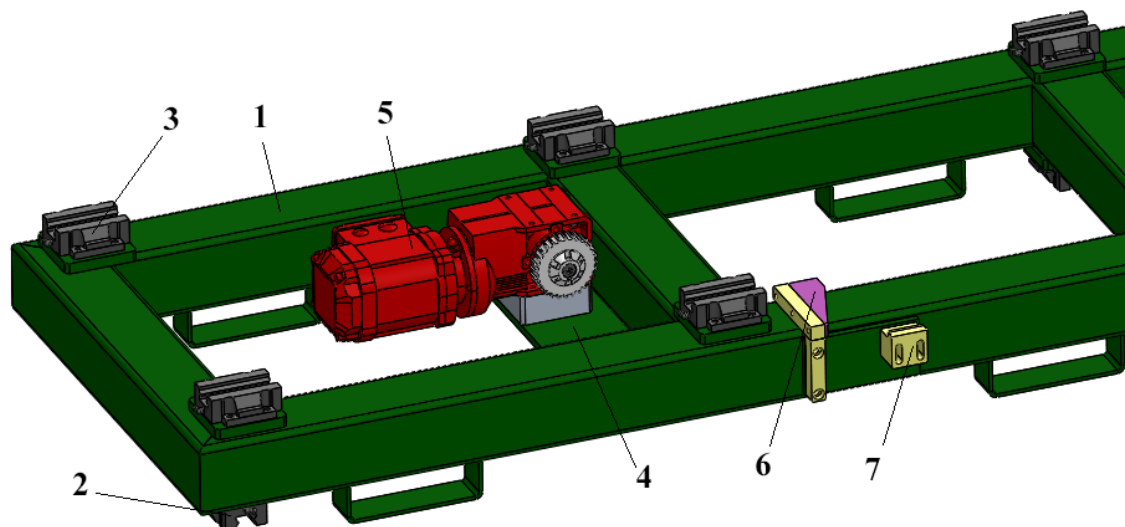
Druhá část rámu bude k prvnímu rámu přidělena pomocí lineárního vedení, které bude umožňovat jeho příčný posuv po základním rámu (Obr. 25 na následující straně). Na spodní stranu rámu budou navařeny 4 páry desek, na vrchní stranu budou navařeny obdobně 4 páry desek. Na tyto desky budou namontovány vozíky lineárního vedení. Na spodní straně budou orientovány pro vedení druhého rámu v příčném směru (2). Na vrchní straně budou vozíky orientovány tak, aby umožňovaly třetí části rámu podélný posuv (3). Oka na spodní straně rámu představují místa, ve kterých bude možné zařízení zvednout vysokozdvíhým vozíkem.



Obr. 24 Hlavní rozměry svařence příčně posuvného rámu



Jak bylo zmíněno u předchozí části rámu, součástí rámu pro příčný posuv je matice, která se vlivem otáčení pohybového šroubu pohybuje, čímž je zajištěn příčný posuv (pozice 7 Obr. 22 na straně 28). Trapézový šroub zaručuje samosvornost a tím odpadá potřeba použití brzdy proti pohybu mechanismu. Zároveň umožňuje velice přesné polohování.

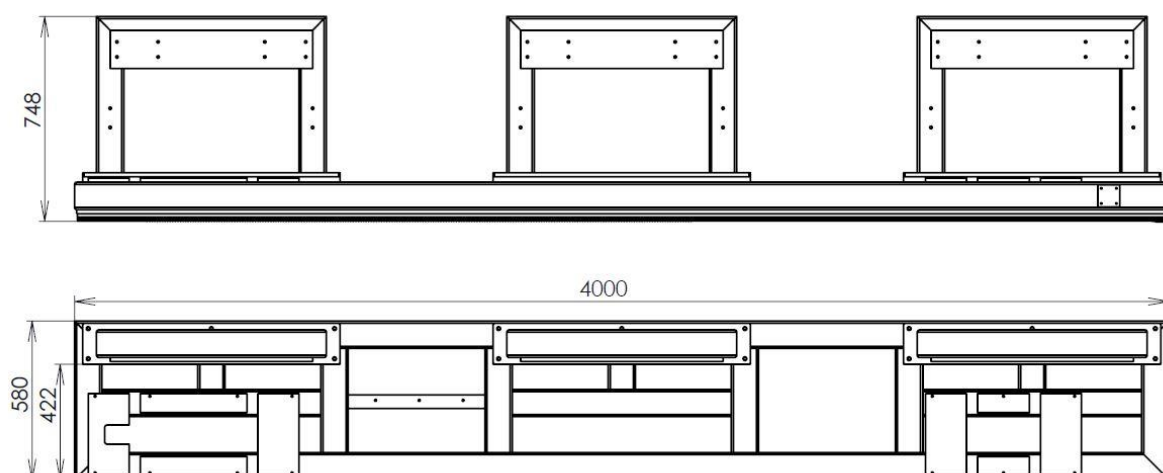


Obr. 25 Pohon podélného posuvu

Další částí tohoto rámu je také pohon (5) pro podélný posuv poslední části rámu (Obr. 25). Jedná se o převodový motor, který je přes podložku přidělán na desku rámu příčného posuvu. Šneková převodovka motoru zajišťuje samosvornost mechanismu, není tak nutné použití pohonu s brzdou nebo jistícího systému. Na výstupní hřídeli převodovky je ozubené kolo. Otáčení ozubeného kola zajišťuje posuv ozubeného hřebene umístěného na poslední části rámu. Podélný posuv má pouze dvě polohy, proto je posuv ozubeným hřebenem dostačující a koncové polohy jsou hlídány indukčními snímači. Na obrázku je taktéž vidět jeden ze dvou naváděcích klínů (6) pro ustavení automatického zásobníku a kostka (7) sloužící k aretaci zásobníku. Zásobník bude k tomuto zařízení dodáván zvlášť.

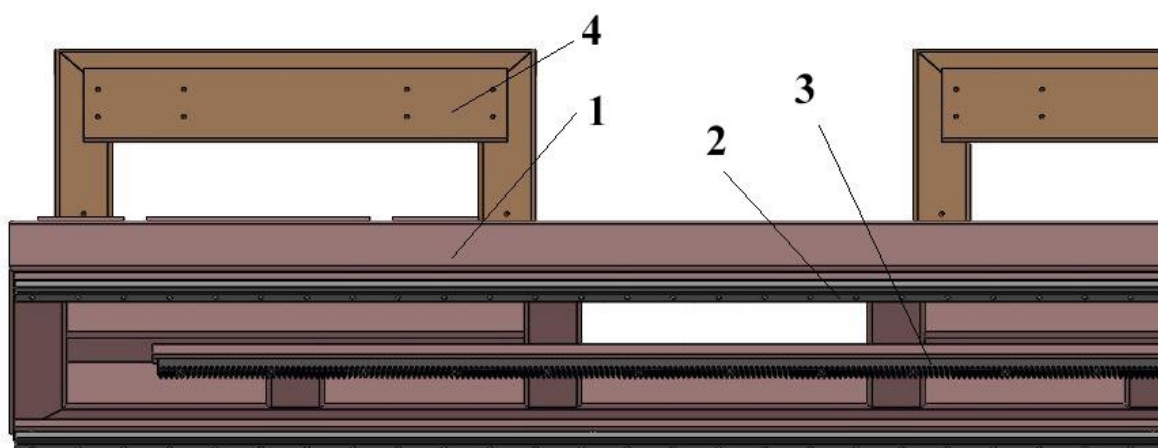
2.1.3 RÁM PODÉLNÉHO POSUVU

Poslední částí rámu je rám podélného posuvu (Obr. 27 na následující straně). Ze spodní strany jsou na rám navařeny dvě dlouhé podélné pásoviny, na kterých jsou umístěny kolejnice lineárního vedení (2) pro vedení třetí části rámu. Třetí pásovina ze spodní strany rámu je zde pro umístění ozubeného hřebenu (3), který při otáčení ozubeného kola posouvá rám v podélném směru.



Obr. 26 Rozměry podélně posuvného rámu

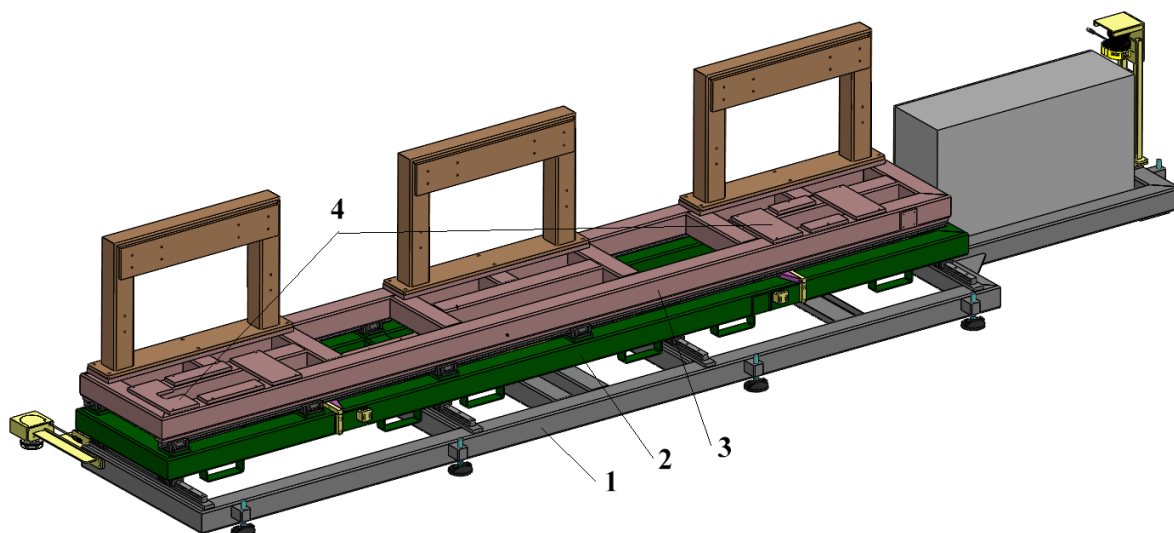
Na vrchní straně rámu (1) jsou připevněny tři držáky (4), které slouží pro uchycení lineárního vedení, po kterém se pohybuje hlavice pro posun tyčí. Zbylý prostor tohoto rámu může být využit pro zástavbu zvedacího mechanismu.



Obr. 27 Sestava podélně posuvného rámu

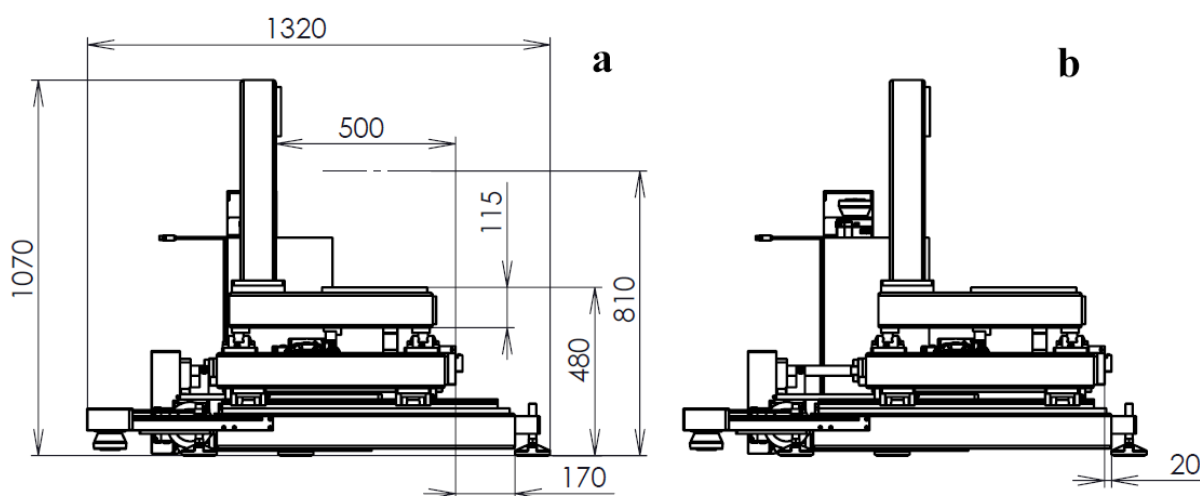
2.1.4 RÁM STROJE

Základní rám (1), příčně posuvný rám (2) a podélně posuvný rám (3) tvoří dohromady jeden funkční celek, rám stroje (Obr. 28 na následující straně). V příčném směru je umožněno posuvu o 150 mm (podrobněji na Obr. 29), v podélném směru je rámu umožněn posuv o 1500 mm (podrobněji na Obr. 30). Zvedací mechanismus bude umístěn ve vymezeném prostoru (4) na Obr. 28.



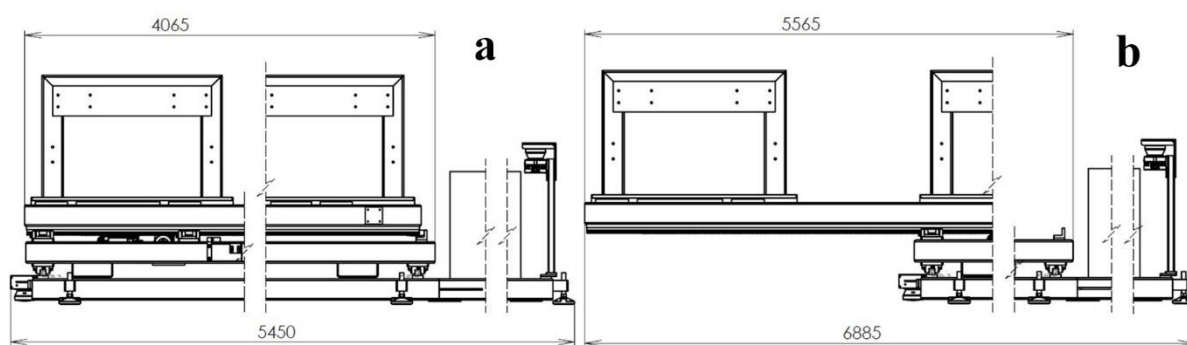
Obr. 28 Rám zařízení

Jak bylo zmíněno na začátku této kapitoly, požadavkem bylo, aby dosedací plocha válečkové dráhy byla ve spodní poloze ve výšce 810 mm nad úrovní podlahy. Tím je dán minimální prostor pro zvedací mechanismus, jak je vidět na následujícím obrázku. Mechanismus musí ve své spodní poloze mít výšku 330 mm a maximální šířku 500 mm, která nepřesahuje přes okraj příčně posuvného rámu. Délka 4000 mm vychází z délky podélně posuvného rámu, nicméně vzdálenost zvedaných míst je dána konstrukcí válečkové dráhy (Obr. 19 na straně 27). Pro zvedací mechanismus je možné využít také prostor pod deskou podélně posuvného rámu (115 mm). V levé části obrázku je rám ve výchozí poloze příčného posuvu (a), v pravé části (b) je znázorněna koncová poloha příčného posuvu.



Obr. 29 Rám stroje - prostor pro zvedací mechanismus

Na následujícím obrázku (Obr. 30) jsou vyznačeny celkové délkové rozměry rámu. V levé části obrázku (a) se podélně výsuvný rám nachází ve výchozí poloze. V pravé části obrázku (b) je podélně výsuvný rám v koncové poloze, zařízení je v pracovní poloze.



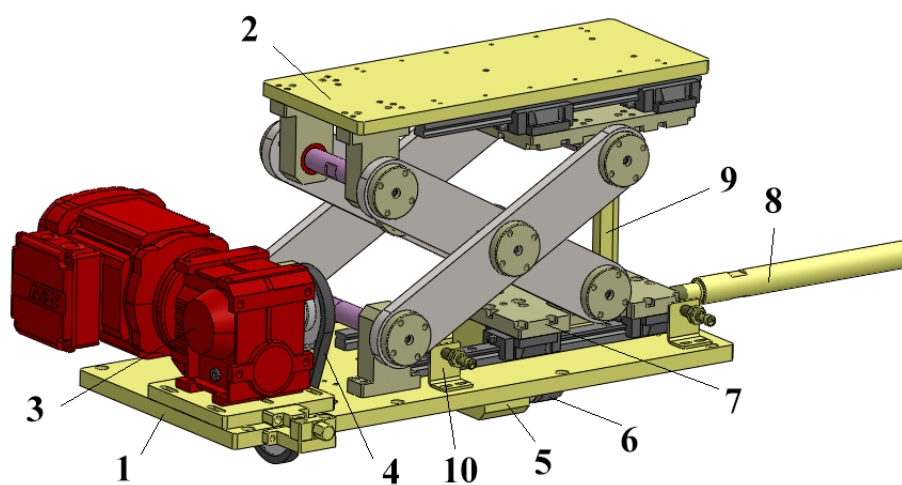
Obr. 30 Rám stroje – výchozí a pracovní poloha

2.2 NÁVRH ZVEDACÍHO MECHANISMU

V této části bude představeno několik možných řešení zdvihu válečkové dráhy.

2.2.1 ZDVIH NŮŽKOVÝM MECHANISMEM

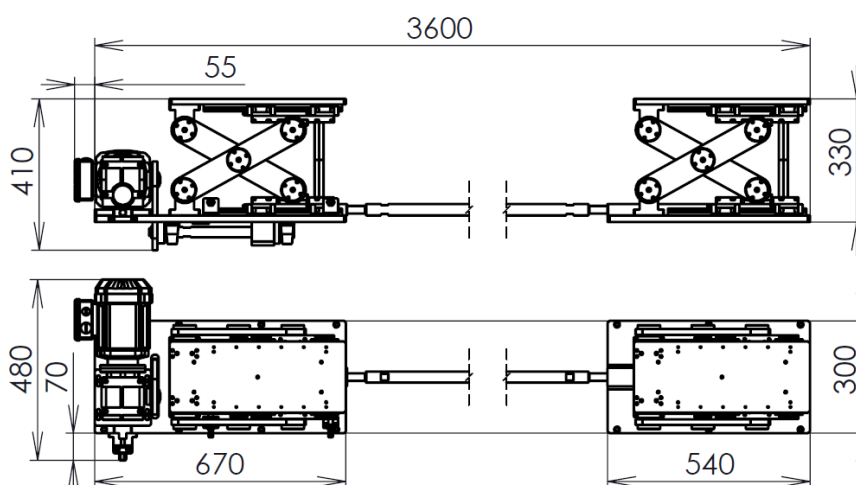
První navrženou koncepcí zdvihu je tandemový nůžkový mechanismus poháněný trapézovým šroubem, jehož obrázek je vidět níže. Tato koncepce byla vybrána zadavatelem k výrobě. Důvodem je zejména velice jednoduchá výroba základních komponentů, ze kterých je vlastní mechanismus složen. Další předností nůžkového mechanismu je lineární zdvih, který zaručuje jednoduché řízení pohonu. Pohon mechanismu trapézovým šroubem zaručuje jeho samosvornost a současně umožňuje použití poměrně malého pohonu. Při návrhu této koncepce bylo vycházeno z obdobného a již funkčního zařízení. Podrobnější návrh této konstrukce je popsán v následující kapitole 3, kde jsou provedeny základní výpočty nůžkového mechanismu.



Obr. 31 Poháněný nůžkový mechanismus



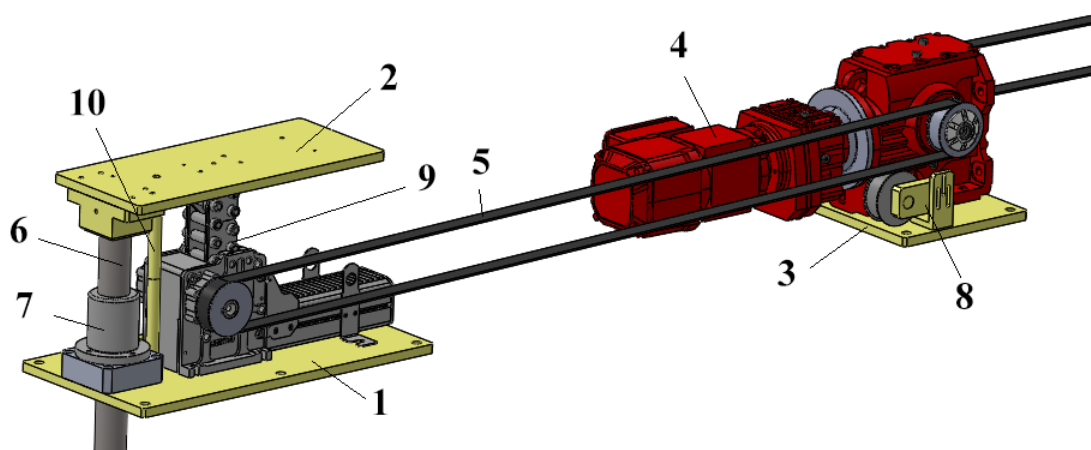
Základ této koncepce tvoří převodový motor (3) a dva navzájem propojené nůžkové mechanismy. Motor pohání přes ozubená kola spojená válečkovým řetězem (4) trapézový šroub. Na trapézovém šroubu je umístěna matice (6), která je pevně spojena s pohyblivou deskou prvního nůžkového mechanismu. Při otáčení trapézového šroubu dochází k posuvu matice a tím ke zvedání desky (2) vůči základní desce (1). Pohyblivé desky mechanismu jsou umístěny na lineárním vedení (7). Koncové polohy jsou hlídány snímači (10) a spodní poloha mechanismu je jištěna dorazy (9). Pohyblivá deska druhého mechanismu je s prvním spojena spojovací tyčí (8), která tak zajišťuje zvedání obou mechanismů najednou jedním pohonem. Na následujícím obrázku jsou znázorněny hlavní rozměry zdvihu nůžkovým mechanismem.



Obr. 32 Hlavní rozměry zdvihu - nůžkový mechanismus

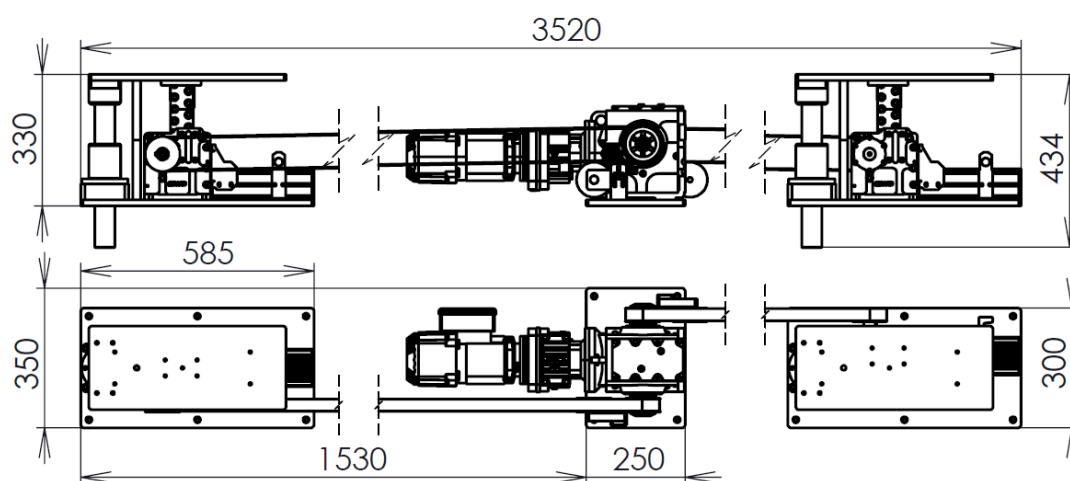
2.2.2 ZDVIH POMOCÍ TLAČNÝCH ŘETĚZŮ

Druhá navržená koncepce počítá se zdvihem pomocí tlačných řetězů Serapid (Obr. 33 na následující straně). Tato koncepce byla zpracována na základě žádosti zákazníka, který projevil zájem o zpracování návrhu pro porovnání s vybraným nůžkovým mechanismem. Výhoda této koncepce je zejména v její jednoduchosti a velké variabilitě. Velkou výhodou představuje také zdvih, který je zajišťován přímo otáčením vstupní hřídele řetězu, čímž systém dosahuje velmi vysoké účinnosti. Princip tlačného řetězu byl popsán na začátku práce. Na hřídeli mechanismu je řetězové kolo, které svým otáčením zvedá řetěz. Největší nevýhodou této koncepce je však cena a v našem případě také potřeba velkého převodu na malé výstupní otáčky. Základ tvoří převodový motor (4), lineární vedení ve vertikálním směru (6,7) a dvě řetězové stanice (9). Použití lineárního vedení u obou stanic bylo pro tuto aplikaci tlačných řetězů doporučeno přímo výrobcem Serapid. Jedná se o jištění mechanismu, který by v dané aplikaci nemusel být stabilní. Pohon řetězových stanic budou zajišťovat ozubené řemeny (5). Stanice jsou umístěny do stejných míst jako byly v předchozím návrhu nůžkové mechanismy. Protože je použitý ozubený řemen, musí být použit mechanismus napínání řemenu (8). Dorazy (10) definují minimální přípustnou výšku mechanismu.



Obr. 33 Zdvih tlačným řetězem

Této koncepci je věnována kapitola 4. V této kapitole je popsán výběr vhodného typu tlačného řetězu a základní výpočty, které jsou stanoveny přímo výrobcem Serapid, pro pohon tlačného řetězu a na závěr je zvolen vhodný pohon mechanismu. Na následujícím obrázku jsou znázorněny hlavní rozměry této koncepce.



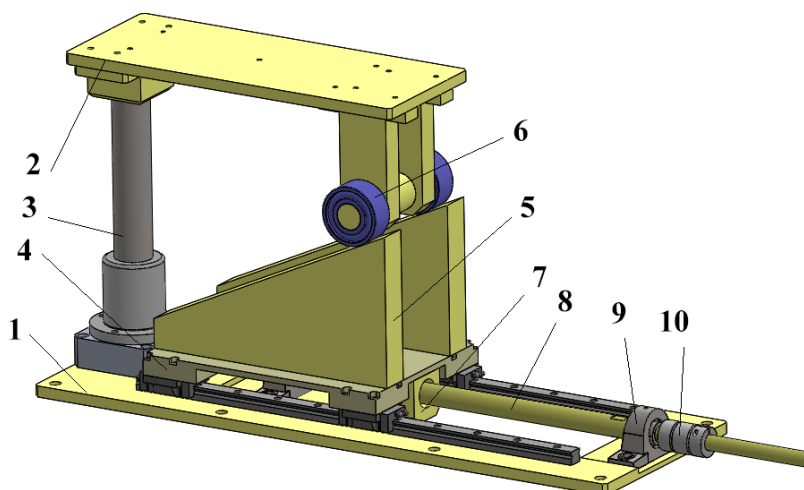
Obr. 34 Hlavní rozměry zdvihu - tlačné řetězy

2.2.3 ZDVIH POMOCÍ KLÍNŮ

Třetí navrhovanou koncepci zdvihu představuje zdvih pomocí zasouvajících se klínů (Obr. 35 na následující straně). Stejně jako u tlačných řetězů, je zde použito lineární vedení ve vertikálním směru (3). Na spodní desce (1) se nachází kolejnice lineárního vedení, po které se pohybuje deska (4). Na této pohyblivé desce jsou přidělané dva klíny (5), které definují dráhu zdvihu mechanismu. K této desce je také pevně připojen držák s trapézovou maticí (7) zajišťující vodorovný pohyb desky při otáčení trapézového šroubu (8) v ložiskových domcích (9), pružná spojka (10) potom spojuje trapézový šroub se spojovací hřídelí. Na horní desce (2)

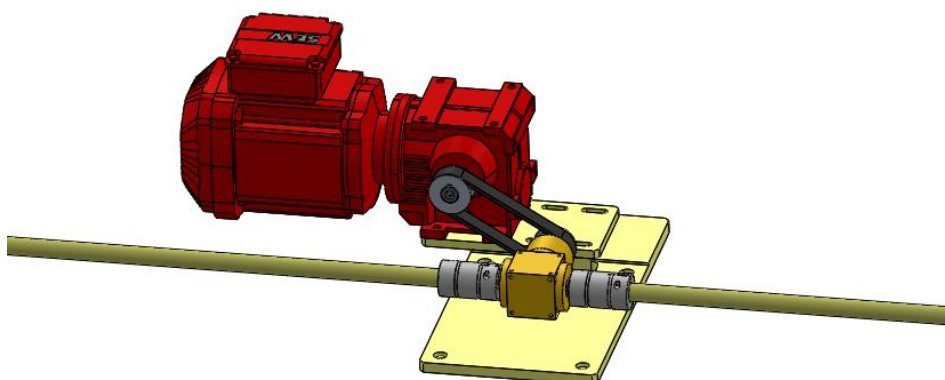


mechanismu jsou připevněny dva držáky, do nichž je vložena osa s dvojicí ložisek (6). Tato ložiska se při pohybu desky odvalují po šikmé ploše klínů. Horizontálním posuvem desky s klíny tak zajišťujeme zdvih a spouštění mechanismu.



Obr. 35 zdvih pomocí klínu

Pohon mechanismu zajišťuje převodový motor, který přes řemenice s ozubeným řemenem pohání kuželovou převodovku, jak je vidět na následujícím obrázku. Kuželovou převodovku s trapézovým šroubem spojuje přes pružné spojky spojovací hřídel.

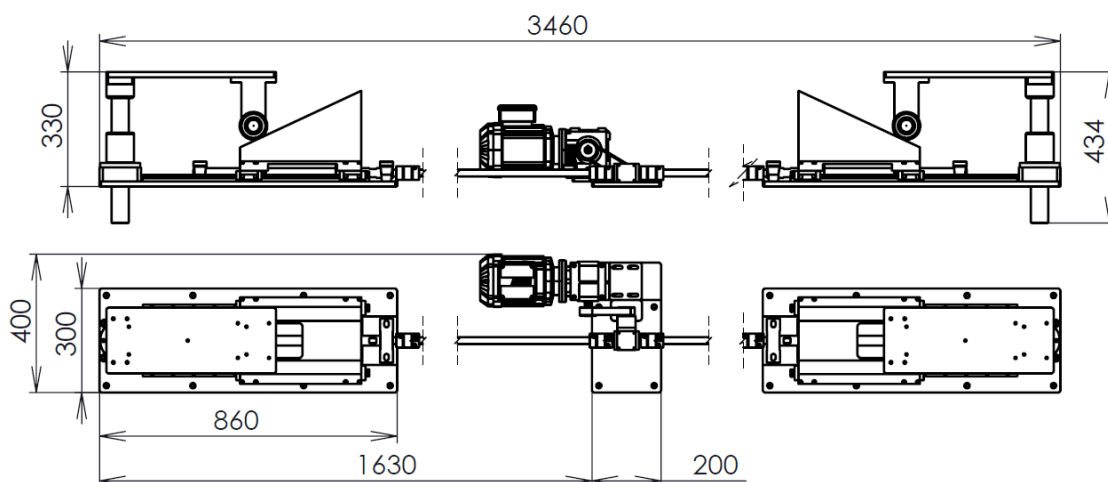


Obr. 36 Pohon trapézových šroubů

Samotná konstrukce tohoto zvedacího mechanismu není složitá, jedná se o poměrně jednoduché mechanické řešení malého zdvihu. Stejně jako předchozí mechanismy umožňuje lineární průběh zdvihu, což je pro řízení stroje velkou výhodou. Velkou nevýhodou této koncepce jsou její zástavbové rozměry. Ty jsou závislé na úhlu sklonu klínu, čím menší úhel stoupání, tím výrazněji se prodlužuje délka klínu, což má za následek velké prodloužení dráhy, která je třeba pro zvednutí mechanismu překonat. Se zástavbovými rozměry souvisí i výškové dosahy, toto řešení je použitelné pouze pro malé zdvihy. Pro řešení zdvih je toto řešení použitelné.

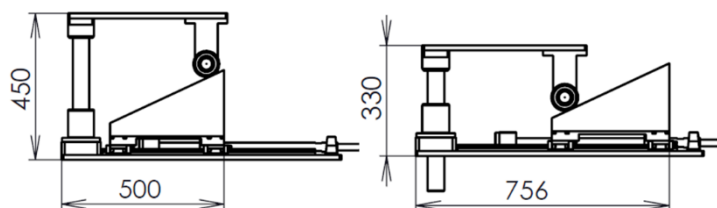


Na následujícím obrázku jsou zobrazeny hlavní zástavbové rozměry mechanismu a velikost jednoho zvedacího mechanismu.



Obr. 37 Hlavní rozměry zdvihu - klíny

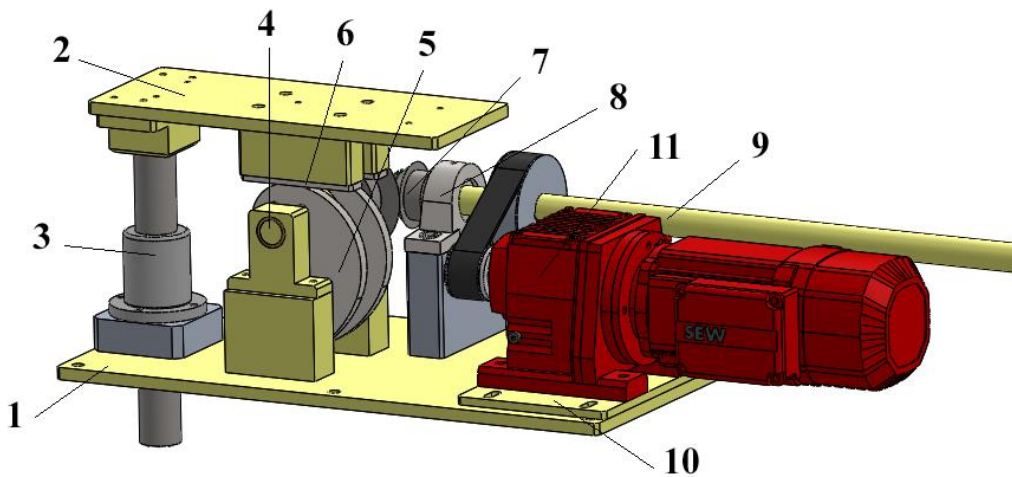
Jak bylo zmíněno u této koncepce na začátku, zdvih mechanismu probíhá sunutím desky s klíny pod ložiska, které se následně odvalují po šikmé ploše klínu. Mechanismus je složen ze dvou stejných mechanismů (Obr. 37), jejichž desky s klíny se při zvedání pohybují od sebe a při spouštění k sobě. Tyto pohyby by měli minimalizovat boční síly v podélném směru, které vzniknou pod ložisky na šikmých plochách klínů. Vlastní princip zdvihu mechanismu je znázorněna na obrázku níže.



Obr. 38 Princip zdvihu pomocí klínů

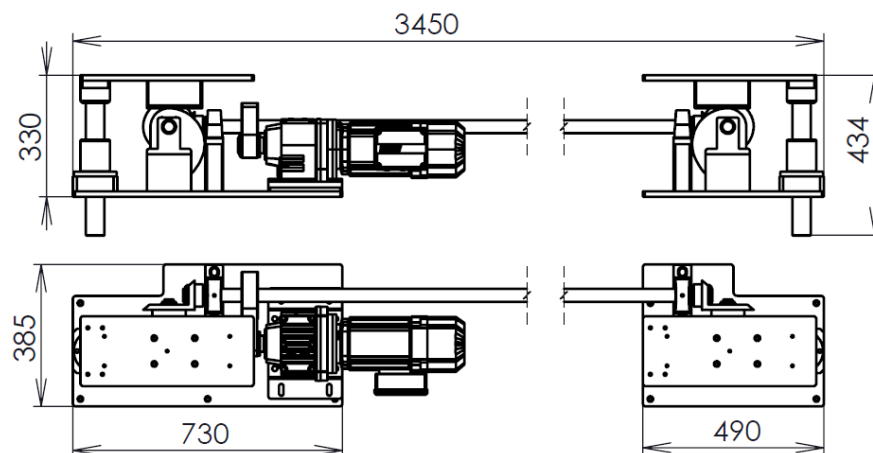
2.2.4 ZDVIH POMOCÍ EXCENTRU

Další navrhovanou koncepcí zdvihu představuje zdvih pomocí excentru. Tato koncepce představuje také poměrně jednoduché mechanické řešení malého zdvihu, což je pro náš případ zdvihu 120 mm plně dostačující. Zdvih pomocí excentru byl, jako další alternativa, zpracován po konzultaci s vedoucím diplomové práce. Jelikož má zdvih být regulovatelný v plném rozsahu, největší nevýhodou tohoto řešení pro danou aplikaci představuje nelineární zdvih, což by mělo za následek složitější řízení zdvihu v porovnání s ostatními návrhy.



Obr. 39 Zdvih pomocí excentru

Podobně jako v předchozích variantách je zde použito lineární vedení ve vertikálním směru (3). Na spodní desce (1) se nachází dva držáky, ve kterých jsou vložena kluzná pouzdra. V těchto pouzdrech se otáčí hřídel (4), na kterou jsou umístěny dva excentry (5). Na horní desce (2) jsou přidělané dvě desky (6), které dosedají na plochy excentrů. Otáčením hřídele (4) tak dochází ke zdvihu mechanismu. Pohon zajišťuje elektromotor (11), který přes ozubený řemen pohání hlavní hřídel (9) uloženou v ložiskových domcích (8). Tato hřídel současně slouží jako spojnice obou zvedacích mechanismů. Točivý moment motoru je přenášén z hlavní hřídele, přes kuželočelní ozubení, na hřídele s excentry. Následující obrázek znázorňuje hlavní rozměry mechanismu.

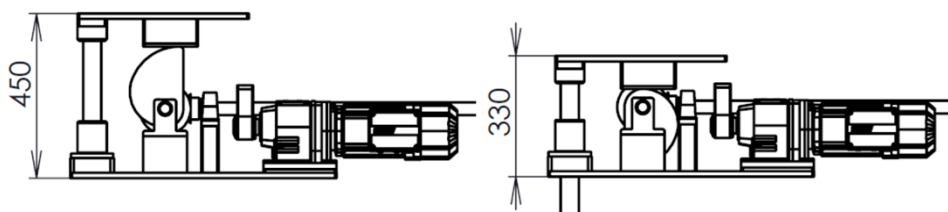


Obr. 40 Hlavní rozměry zdvihu - excentry

Zdvih celého mechanismu se uskuteční za půlotáčku hřídele s excentry, jak je vidět na další straně (Obr. 41). Tato skutečnost má za následek použití velkého převodu mezi pohonem a excentry, aby byly zaručeny malé otáčky. Celkový převod je tvořen radiální převodovkou motoru, převodem přes řemenice ozubeného řemene a převodem kuželočelního soukolí. Při otáčení excentru dochází ke zvedání a zároveň dochází k tření o dosedací desky excentrů.



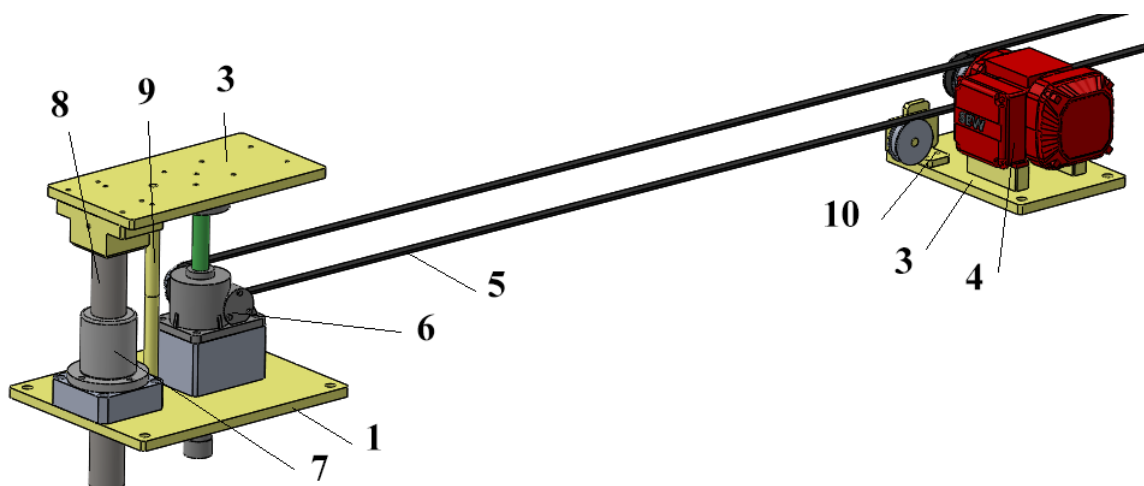
Z toho důvodu jsou zvedací mechanismy orientovány proti sobě, aby tyto třecí síly v podélném směru působily proti sobě. Motor mechanismu je opatřen bezpečnostní brzdou.



Obr. 41 Princip zdvihu pomocí excentru

2.2.5 ZDVIH POMOCÍ ŠROUBOVÝCH ZVEDÁKŮ

Další návrh zdvihu je řešen pomocí šroubových zvedáků. Tato koncepce byla navrhována zejména jako alternativa ke koncepci s tlačnými řetězy. Po zpracování úvodního návrhu bylo usouzeno, že se jedná patrně o nejlepší možné řešení zdvihu pro zadaný problém. Jedná se o velice jednoduchou koncepci s malým počtem velice jednoduchých dílů. Navrženy budou dvě varianty s různým propojením mechanismu a pohonu. Výběr vhodného typu zvedáku a návrh pohonu podle údajů výrobce šroubových zvedáků Servomech je proveden v kapitole 5.

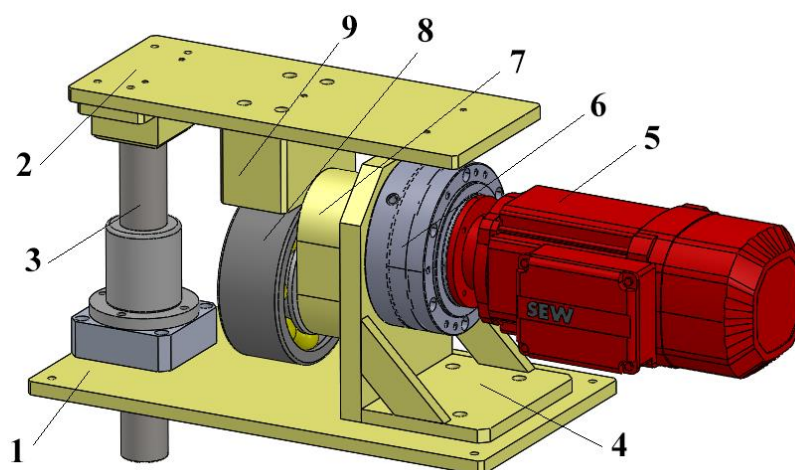


Obr. 42 Zdvih pomocí šroubového zvedáku – spojeno ozubeným řemenem

Jak je patrné z obrázku, tuto koncepci zdvihu tvoří pouze lineární vedení ve vertikálním směru (7, 8), dvě zdvižné převodovky (6) a elektromotor (4). Lineární vedení bylo pro tuto aplikaci doporučeno výrobcem. Zdvižná převodovka je přes podložku přidělána na základní desku a šroubová matice je přidělána na horní zvedanou desku (3). Pro zadanou úlohu byly navrženy dvě varianty pohonu šroubových převodovek, přičemž samotný motor je v obou variantách stejný. V první variantě jsou šroubové převodovky poháněny přes ozubený řemen (5). Jedná se o velice jednoduché a levné řešení. Nevýhodou je potřeba napínání řemenu (10). Zdvih je vybaven dorazy (9) definující spodní polohu zařízení. Tato varianta bude navrhována v kapitole

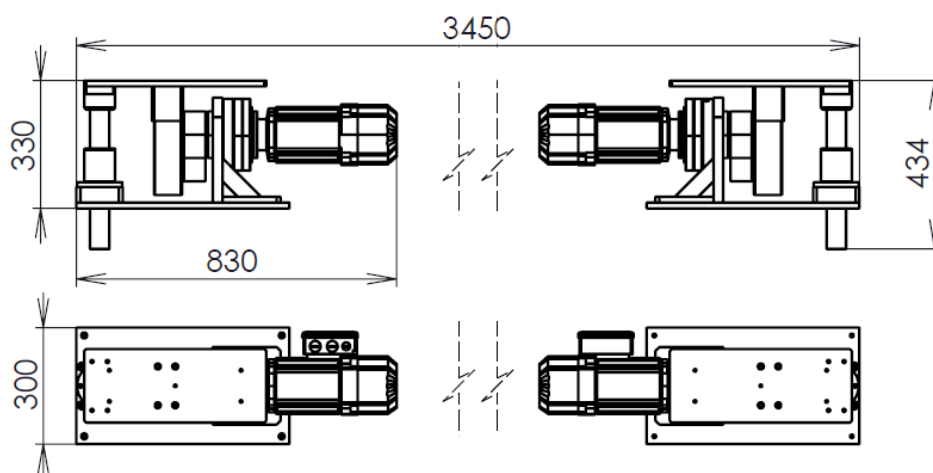


tvoří motor spojený s excentrickou převodovkou, vačka s ložiskem a lineární vedení ve vertikálním směru (3). Motor (5) s převodovkou (6) jsou na základní desce (1) uchyceny pomocí konzoly (4). Na výstupní hřídel převodovky je umístěna vačka (7) s excentricky uloženým ložiskem (8). Na zvedané desce (2) je podložka (9), která dosedá na plochu ložiska. Otáčením vačky s ložiskem dochází ke zvedání mechanismu. Princip této koncepce je taktéž velice jednoduchý, přesto jsou zde značné nevýhody. V tomto uspořádání nebylo možné mechanismus zdvihu pohánět jedním pohonem, jsou zapotřebí pohony dva. Tato skutečnost má za následek složité řízení mechanismu. Při různých natočeních vačky s ložiskem je mechanismus namáhán různými silami a zdvih mechanismu není lineární.



Obr. 45 Zdvih s využitím převodovky EC BOX

Na následujícím obrázku jsou znázorněny hlavní konstrukční rozměry této koncepce.



Obr. 46 Hlavní rozměry zdvihu – EC BOX



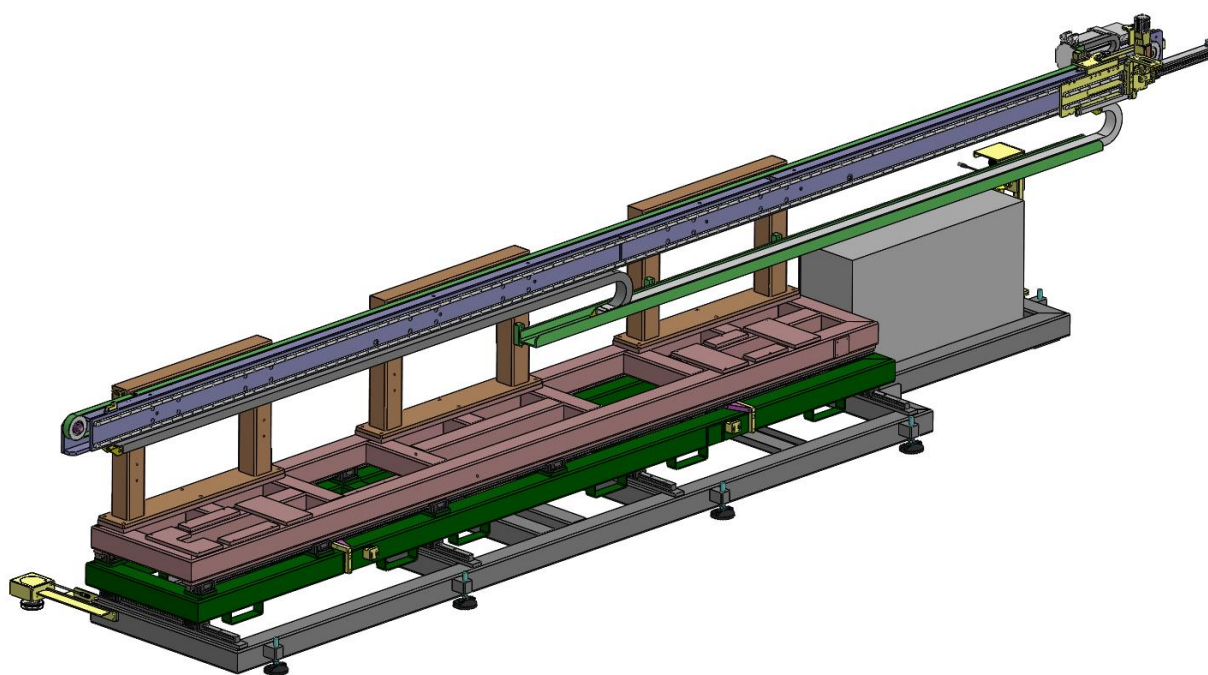
Vlastní zdvih mechanismu proběhne za půlotáčku vačky s ložiskem. Princip zdvihu je velmi podobný jako u zdvihu pomocí excentru znázorněného na Obr. 41 (strana 39). Vačky s ložisky se proti excentrům zvedají v příčném směru zařízení. Mechanismus je složený ze dvou stejných zvedacích mechanismů umístěných zrcadlově vůči sobě. Pohony mechanismu musí mít bezpečnostní brzdu.

2.3 VÁLEČKOVÁ DRÁHA

Součástí zařízení je válečková dráha umístěná na zvedacím zařízení. Dráha je přišroubována napevno ke zvedaným deskám jednotlivých koncepcí zvedacího zařízení. Konstrukce válečkové dráhy je dána a vychází z obdobného, již funkčního zařízení. Pro dané zařízení je pouze upravena na příslušné parametry. Válečková dráha slouží pro vedení tyčí, které jsou po ní posouvány do válcovačky závitů. Válečky jsou ve tvaru písmene V a tvoří společně s naváděním v přední části koryto pro posouvání tyčí. Konstrukční rozměry dráhy jsou na obrázcích (Obr. 17 a Obr. 19) mezi zadanými parametry. Podle konstrukčních rozměrů dráhy bylo navrhováno manipulační zařízení.

2.4 POSUV TYČÍ

Posuv tyčí představuje poslední část tohoto zařízení a podobně jako válečková dráha je převzat z obdobného stroje. Je umístěn na držácích podélně posuvného rámu, aby byl zajištěn posuv společně se zvedacím zařízením. Základ tvoří dlouhé lineární vedení, servopohon a posuvná hlavice. Posuvová hlavice je umístěna na dlouhém lineárním vedení, které je připevněno k držákům podélně posuvného rámu. Posun hlavice (respektive tyčí) je potom zajišťován servopohonom. Na hlavici se nachází výklopný pneumaticky odpružený trn, který zajišťuje posun tyčí.



Obr. 47 Posuv tyčí



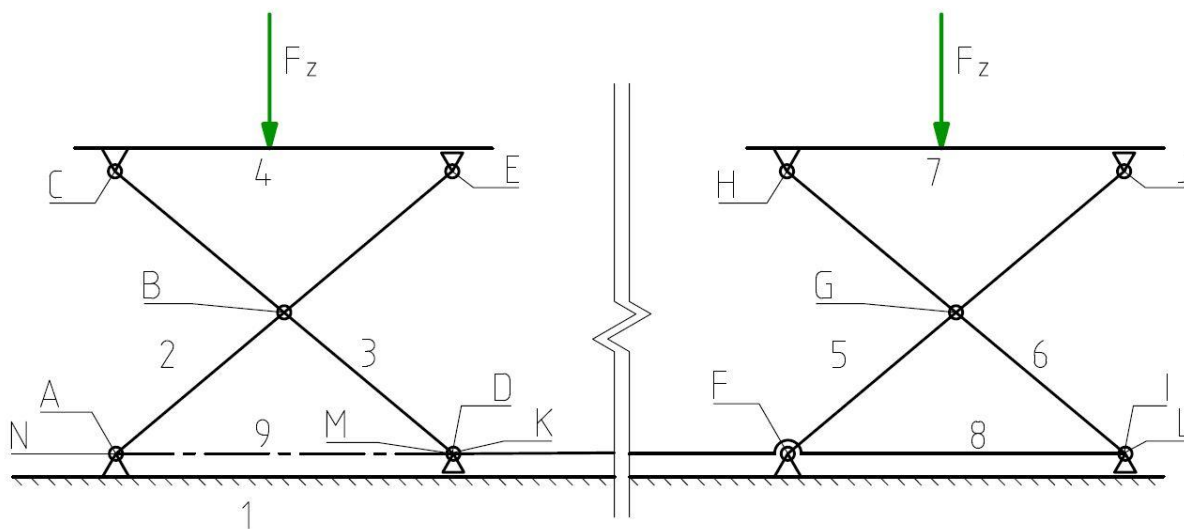
3 NÁVRH NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

V této části práce bude provedena kontrola navrženého nůžkového mechanismu.

3.1 ROZBOR ÚLOHY

Soustava je pro výpočet výsledných stykových sil mechanismu zvedání plošin uložena staticky určitě (nepohyblivě). Výpočet bude prováděn pro přímočarý akční člen 9, který při pohybu mění svoji délku a tím určuje zdvih obou zvedaných desek. Přímočarý akční člen představuje trapézový šroub, kterým je zdvih vykonáván. Nůžkový mechanismus je prostorový, nicméně díky uspořádání jednotlivých členů v rovnoběžných rovinách lze úlohu řešit jako rovinnou. Kinematické schéma je na následujícím obrázku (Obr. 48).

Maximální zatížení nůžkového mechanismu je 1450 kg a je dáno maximální nosností manipulačního zařízení určenou v zadání a hmotností válečkové dráhy, která se na zvedacím zařízení také nachází. Pro vlastní výpočet bude volena varianta maximálního zatížení válečkové dráhy v horní a dolní poloze nůžkového mechanismu.



Obr. 48 Kinematické schéma nůžkového mechanismu

KLASIFIKACE VAZEB

Schéma obsahuje dva typy vazeb. Rotační vazby odebírají dva stupně volnosti a rotačně posuvné vazby odebírají jeden stupeň volnosti.

Rotační vazby: A, B, C, F, G, H, K, L, M, N

Obecné (rotačně posuvné) vazby: D, E, I, J



KLASIFIKACE ČLENŮ

- Člen 1 - Podélně posuvný rám
- Člen 2 - Rameno mechanismu (ternární nezatížený člen)
- Člen 3 - Rameno mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)
- Člen 4 - Ložná plocha (binární zatížený člen)
- Člen 5 - Rameno mechanismu (ternární nezatížený člen)
- Člen 6 - Rameno mechanismu (vícenásobný nezatížený člen)
- Člen 7 - Ložná plocha (binární zatížený člen)
- Člen 8 - Spojnice mechanismů (binární nezatížený člen)
- Člen 9 - Přímočarý akční člen (ternární nezatížený člen)

3.1.1 VÝPOČET STUPŇŮ VOLNOSTI MECHANISMU

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

$$i = (9 - 1) \cdot 3 - 2 \cdot (10 + 0 + 0) - 4$$

$$i = 0$$

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

3.2 ÚPLNÉ UVOLNĚNÍ ČLENŮ

Úplné uvolnění všech členů mechanismu a sepsání všech rovnic stanovující silovou a momentovou rovnováhu jednotlivých členů nůžkového mechanismu, kde F_x představují síly v příslušných vazbách ve směru osy x , F_y ve směru osy y a M_z moment okolo osy z .

3.2.1 ČLEN 2 – RAMENO NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

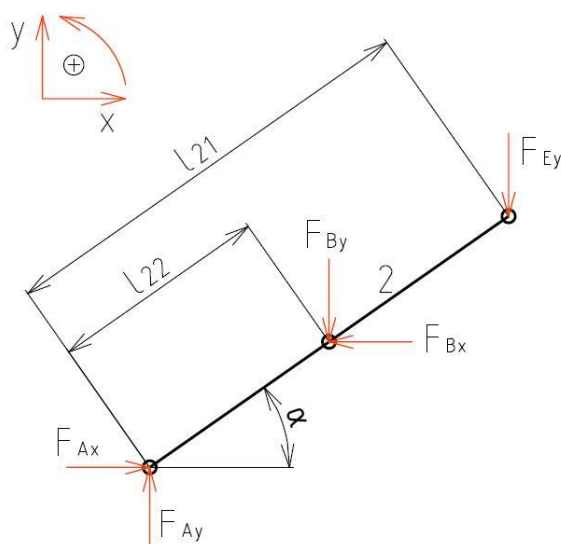
Úplné uvolnění členu 2 (Obr. 49 na následující straně).

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \quad (2)$$

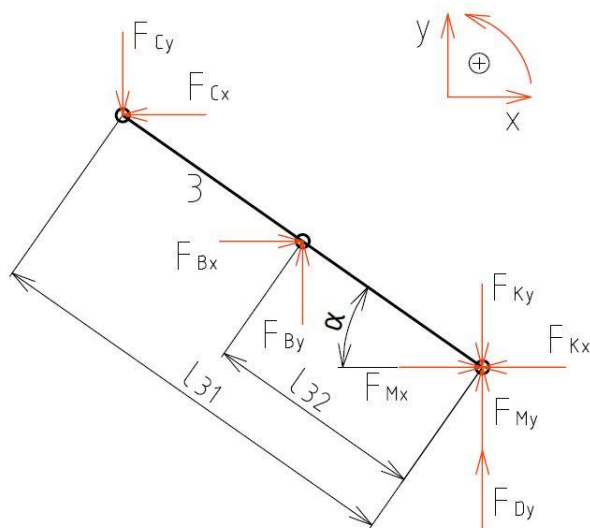
$$\sum F_y = F_{Ay} - F_{By} - F_{Ey} = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{zA} = F_{Bx} \cdot l_{22} \cdot \sin \alpha - F_{By} \cdot l_{22} \cdot \cos \alpha - F_{Ey} \cdot l_{21} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (4)$$



Obr. 49 Uvolněný člen 2

3.2.2 ČLEN 3 – RAMENO NŮŽKOVÉHO MECHANISMU



Obr. 50 Uvolněný člen 3

Podmínky statické rovnováhy:

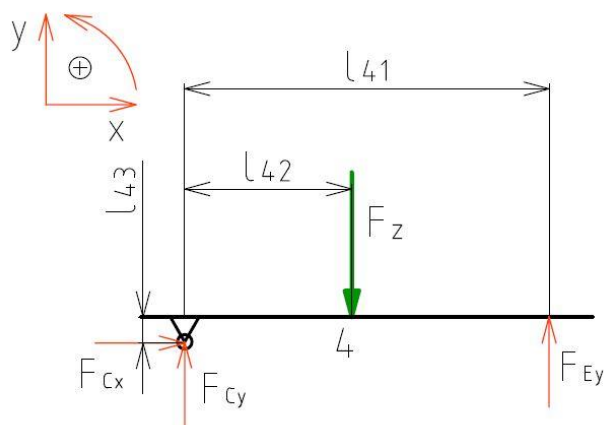
$$\sum F_x = F_{Bx} - F_{Cx} - F_{Kx} + F_{Mx} = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_y = F_{By} - F_{Cy} - F_{Ky} + F_{Dy} + F_{My} = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_{zC} = -F_{Bx} \cdot l_{32} \cdot \sin \alpha + F_{By} \cdot l_{32} \cdot \cos \alpha + F_{Dy} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha - F_{Kx} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha - F_{Ky} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha + F_{Mx} \cdot l_{31} \cdot \sin \alpha + F_{My} \cdot l_{31} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (7)$$



3.2.3 ČLEN 4 – ZVEDANÁ DESKA



Obr. 51 Uvolněný člen 4

Podmínky statické rovnováhy:

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

$$\sum F_y = F_{Cy} + F_{Ey} - F_Z = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_{zC} = F_{Ey} \cdot l_{41} - F_Z \cdot l_{42} = 0 \quad (10)$$

Z rovnice (8) vyplývá.

$$F_{Cx} = 0$$

Z rovnice (10) lze vyjádřit sílu F_{Ey} .

$$F_{Ey} = \frac{F_Z \cdot l_{42}}{l_{41}} \quad (11)$$

Pomocí předchozí rovnice je určena síla F_{Ey} , z rovnice (9) lze učít sílu F_{Cy} .

$$F_{Cy} = F_Z - F_{Ey} \quad (12)$$

3.2.4 ČLEN 5 – RAMENO NŮŽKOVÉHO MECHANISMU

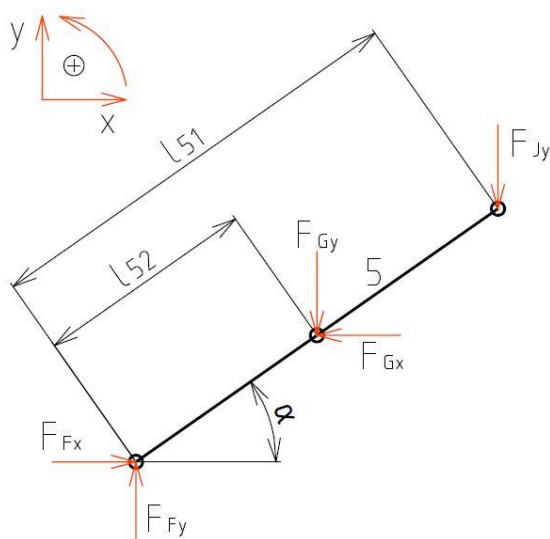
Úplně uvolněný člen 5 (Obr. 52).

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{Fx} - F_{Gx} = 0 \quad (13)$$

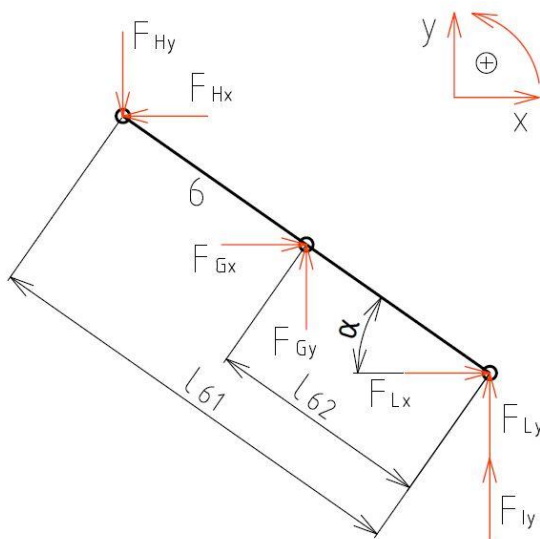
$$\sum F_y = F_{Fy} - F_{Gy} - F_{Jy} = 0 \quad (14)$$

$$\sum M_{zF} = F_{Gx} \cdot l_{52} \cdot \sin \alpha - F_{Gy} \cdot l_{52} \cdot \cos \alpha - F_{Jy} \cdot l_{51} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (15)$$



Obr. 52 Uvolněný člen 5

3.2.5 ČLEN 6 – RAMENO NŮŽKOVÉHO MECHANISMU



Obr. 53 Uvolněný člen 6

Podmínky statické rovnováhy:

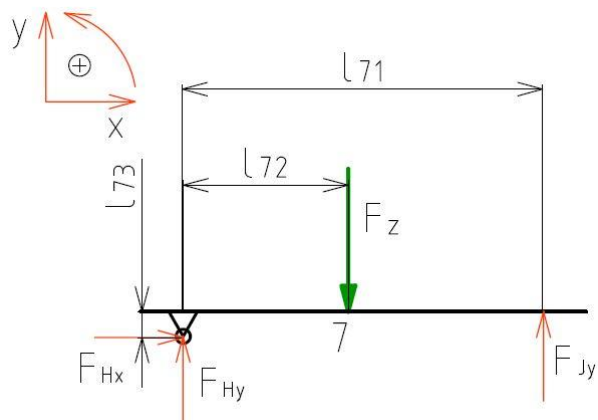
$$\sum F_x = F_{Gx} - F_{Hx} + F_{Lx} = 0 \quad (16)$$

$$\sum F_y = F_{Gy} - F_{Hy} + F_{Ly} + F_{Ly} = 0 \quad (17)$$

$$\sum M_{zH} = F_{Gx} \cdot l_{62} \cdot \sin \alpha + F_{Gy} \cdot l_{62} \cdot \cos \alpha + F_{Ly} \cdot l_{61} \cdot \cos \alpha + F_{Lx} \cdot l_{61} \cdot \sin \alpha + F_{Ly} \cdot l_{61} \cdot \cos \alpha = 0 \quad (18)$$



3.2.6 ČLEN 7 - ZVEDANÁ DESKA



Obr. 54 Uvolněný člen 7

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{Hx} = 0 \quad (19)$$

$$\sum F_y = F_{Hy} + F_{Jy} - F_z = 0 \quad (20)$$

$$\sum M_{zC} = F_{Jy} \cdot l_{71} - F_z \cdot l_{72} = 0 \quad (21)$$

Z rovnice (19) vyplývá.

$$F_{Hx} = 0 \quad (22)$$

Z rovnice (21) lze vyjádřit sílu F_{Jy} .

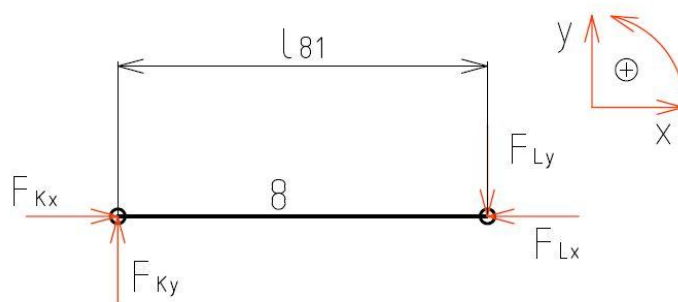
$$F_{Jy} = \frac{F_z \cdot l_{72}}{l_{71}} \quad (23)$$

Pomocí předchozí rovnice je určena síla F_{Jy} , z rovnice (20) lze učit sílu F_{Hy} .

$$F_{Hy} = F_z - F_{Jy} \quad (24)$$



3.2.7 ČLEN 8 – SPOJNICE MECHANISMŮ



Obr. 55 Uvolněný člen 8

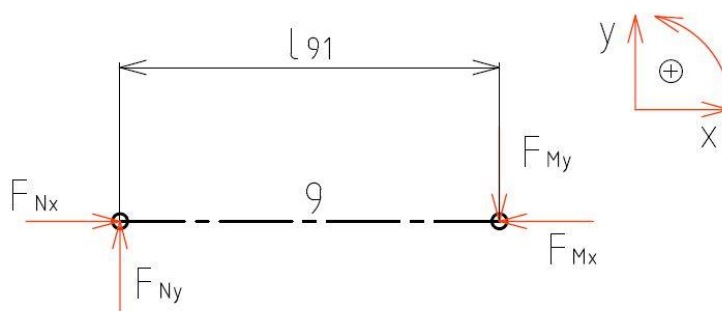
Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = F_{Kx} - F_{Lx} = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_y = F_{Ky} - F_{Ly} = 0 \quad (26)$$

$$\sum M_{zK} = -F_{Ly} \cdot l_{81} = 0 \quad (27)$$

3.2.8 ČLEN 9 – PŘÍMOČARÝ AKČNÍ ČLEN



Obr. 56 Uvolněný člen 9

Podmínky statické rovnováhy:

$$\sum F_x = -F_{Mx} + F_{Nx} = 0 \quad (28)$$

$$\sum F_y = -F_{My} + F_{Ny} = 0 \quad (29)$$

$$\sum M_{zN} = -F_{My} \cdot l_{91} = 0 \quad (30)$$



3.3 STATICKÝ ROZBOR

3.3.1 NEZNÁMÉ PARAMETRY

Seznam všech neznámých parametrů vycházející z úplného uvolnění jednotlivých členů mechanismu.

$$NP = \{F_{Ax}; F_{Ay}; F_{Bx}; F_{By}; F_{Dy}; F_{Fx}; F_{Fy}; F_{Gx}; F_{Gy}; F_{Ix}; F_{Kx}; F_{Ky}; F_{Lx}; F_{Ly}; F_{Mx}; F_{My}; F_{Nx}; F_{Ny}\}$$

$$\mu_F = 18$$

$$\mu_M = 0$$

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 18 + 0 = 18$$

Neznámé parametry μ jsou součtem neznámých silových μ_F a momentových parametrů μ_M .

3.3.2 POUŽITELNÉ PODMÍNKY STATICKÉ ROVNOVÁHY

$$\nu_F = 12$$

$$\nu_M = 6$$

$$\nu = \nu_F + \nu_M = 12 + 6 = 18$$

Použitelné podmínky ν jsou součtem použitelných silových ν_F a momentových podmínek ν_M .

3.3.3 PODMÍNKY STATICKÉ URČITOSTI

$$\mu = \nu$$

$$\mu_M + \mu_R \leq \nu_M$$

$$18 = 18$$

$$0 + 0 \leq 6$$

Podmínky statické určitosti jsou splněny, úloha je staticky určitá.

3.4 ŘEŠENÍ SOUSTAVY LINEÁRNÍCH ROVNIC

Řešení soustavy rovnic bude vycházet z následující rovnice

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b} \tag{31}$$

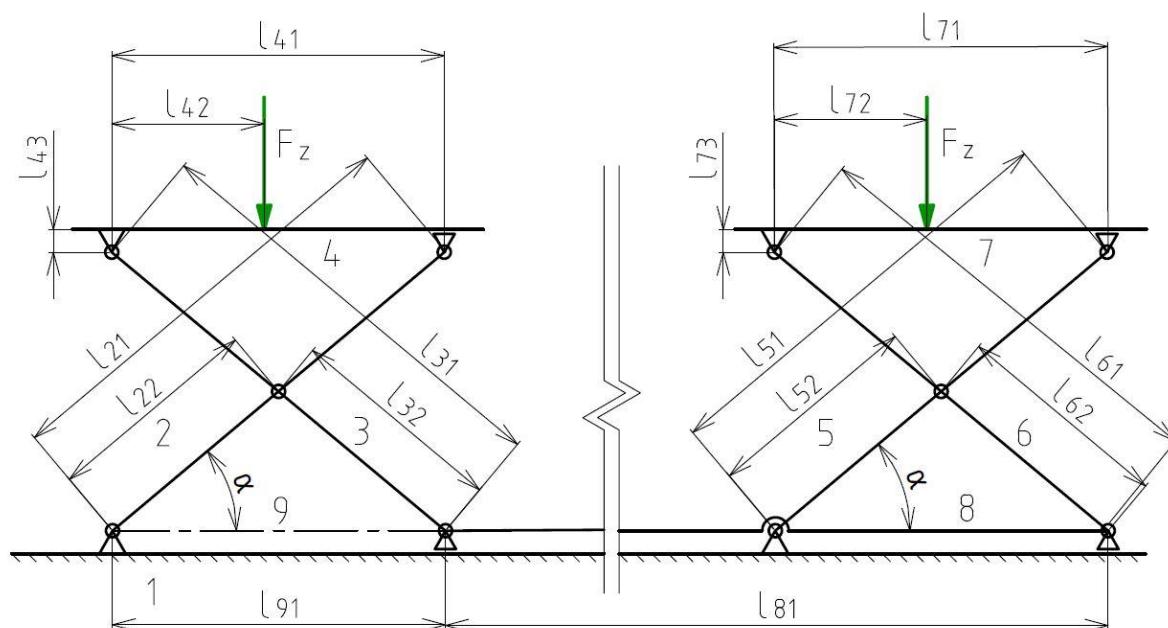
\mathbf{A} – maticový zápis soustavy lineárních rovnic

\mathbf{x} – vektor neznámých sil

\mathbf{b} – vektor pravých stran



3.4.1 DÉLKOVÉ A ÚHLOVÉ ROZMĚRY



Obr. 57 Délkové a úhlové rozměry nůžkového mechanismu

$$l_{21} = 330 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 165 \text{ mm}$$

$$l_{31} = 330 \text{ mm}$$

$$l_{32} = 165 \text{ mm}$$

$$l_{41} = 175 - 290 \text{ mm}$$

$$l_{43} = 86 \text{ mm}$$

$$l_{51} = 330 \text{ mm}$$

$$l_{52} = 165 \text{ mm}$$

$$l_{61} = 330 \text{ mm}$$

$$l_{62} = 165 \text{ mm}$$

$$l_{71} = 175 - 290 \text{ mm}$$

$$l_{73} = 86 \text{ mm}$$

$$l_{91} = 175 - 290 \text{ mm}$$

$$l_{81} = 2930 \text{ mm}$$

$$\alpha = 29 - 58^\circ$$

Vysunutý mechanismus

$$l_{42} = 0 \text{ mm}; 175 \text{ mm}; 410 \text{ mm}$$

$$l_{72} = 0 \text{ mm}; 175 \text{ mm}; 410 \text{ mm}$$

Spuštěný mechanismus

$$l_{42} = 0 \text{ mm}; 290 \text{ mm}; 410 \text{ mm}$$

$$l_{72} = 0 \text{ mm}; 290 \text{ mm}; 410 \text{ mm}$$

Velikosti délek l_{41} a l_{71} se mění v závislosti na velikosti úhlu α . Zatěžující síly jsou na ložných plochách umístěny ve vzdálenostech l_{42} a l_{72} . Po konzultaci s vedoucím práce bylo domluveno několik zatěžovacích stavů, kterým se bude výpočet věnovat. Tato skutečnost je dána tím, že na obě ložné desky působí síla od zatížené válečkové dráhy. Válečkovou dráhu, respektive její rám, považujeme ve výpočtech za absolutně tuhé těleso, které je pevně spojeno s nůžkovým mechanismem. Díky výrobním tolerancím a nepřesnostem nůžkového mechanismu může při



zvedání docházet k drobnému přičení členů, což by způsobilo, že zatížení ložné desky ponese pouze jedna vazba. Může také nastat případ, kdy zatížení bude působit na konci zvedané desky. Není možné počítat se zatížením například uprostřed ložné desky, protože tento stav s velkou pravděpodobností vůbec nenastane, ani jej nelze považovat za nejhorší stav. Síla bude při výpočtu uvažována ve vyznačených místech ve spodní poloze mechanismu a následně v horní poloze mechanismu, jak je znázorněno v příslušné kapitole (3.4.4).

3.4.2 VÝPOČET CELKOVÉHO ZATÍŽENÍ

Maximální zatížení manipulačního zařízení je $m_z = 1000 \text{ kg}$, toto zatížení je rovnoměrně rozloženo na válečkové dráze, která je nahrazena dvojicí ložných desek, na které je dráha připevněna. Maximální zatížení je dostatečně předdimenzované, nicméně je potřeba započítat hmotnost válečkové dráhy. Dráha má hmotnost $m_d = 450 \text{ kg}$. Protože uvažujeme rovnoměrné rozložení zatížení mechanismu, výsledná zatěžující síla F může být rozdělena na dvě samostatné síly umístěné na ložných deskách obou částí mechanismu.

Jde o rovinnou úlohu, proto je zaveden předpoklad, že se bude jednat o rovnoměrné zatížení dvou nůžkových mechanismů. Proto může být zatěžující síla na jeden nůžkový mechanismus ještě podělena dvakrát.

$$m_z = 1000 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$m_d = 450 \text{ kg}$$

$$F = (m_z + m_d) \cdot g \quad (32)$$

$$F = (1000 + 450) \cdot 9,81$$

$$F = 14225 \text{ N}$$

3.4.3 VÝSLEDNÁ SÍLA

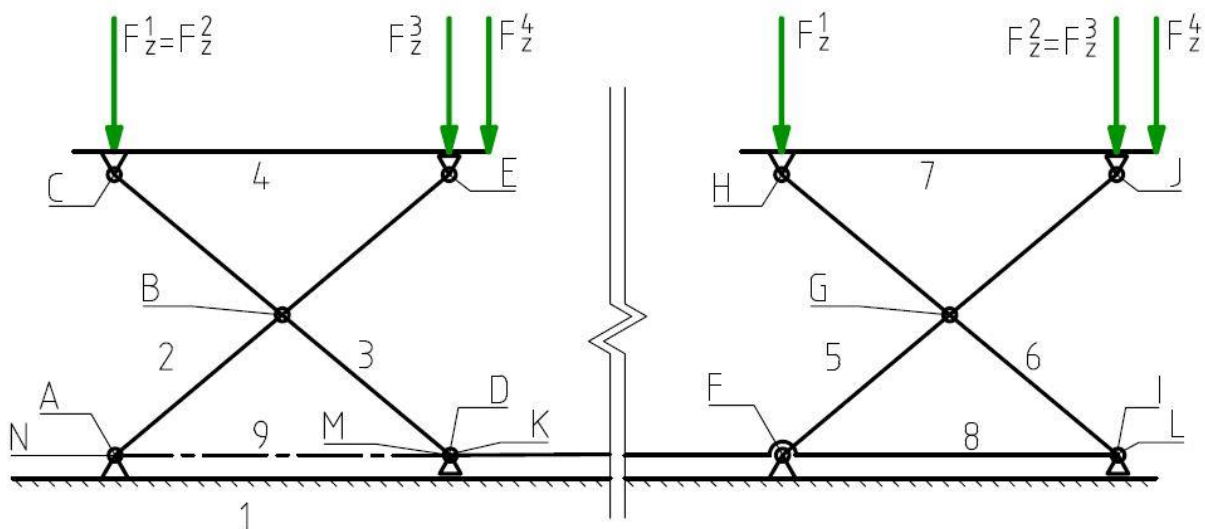
Představuje velikost síly od celkového zatížení na jeden nůžkový mechanismus. Tato hodnota F_Z bude dosazována do soustavy lineárních rovnic, respektive bude použita pro výpočet na členech 4 a 7. Tyto vypočítané hodnoty budou následně použity k výpočtu matice.

$$F_Z = \frac{F}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{14225}{4} \quad (33)$$

$$F_Z = 3557 \text{ N} \doteq 3560 \text{ N}$$

3.4.4 VARIANTY ZATÍŽENÍ MECHANISMU

Pro výpočet budou uvažovány celkem 4 varianty zatížení na obou ložných deskách. Další varianty by představovaly kombinace uvedených variant. Jednotlivé stavy jsou znázorněny na následujícím obrázku. Jednotlivé kombinace budou spočítány pro zvednutý i spuštěný mechanismus.



Obr. 58 Varianty zatížení pro výpočty

3.4.5 VÝPOČET SIL NA ZVEDANÝCH DESKÁCH

Pro členy 4 a 7 (zvedané desky) lze provést výpočet reakčních sil přímo z rovnic statické rovnováhy. Hodnoty budou různé v závislosti na velikosti délek l_{42} a l_{72} , které definují umístění síly na zvedané desce. Výpočty vycházejí pro člen 4 z rovnic (11) a (12) na straně 46, pro člen 7 z rovnic (23) a (24) na straně 48. Z rovnice (8) plyne, že $F_{Cx} = 0$ a z rovnice (19), že $F_{Hx} = 0$.

Tab. 2 Výsledky přímého výpočtu na členech 4 a 7

Síla [N]	varianta 1		varianta 2		varianta 3		varianta 4	
	dolní p.	horní p.	dolní p.	horní p.	dolní p.	horní p.	dolní p.	horní p.
F_{Cx}	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{Cy}	3560	3560	3560	3560	0	0	-1497	-4787
F_{Ey}	0	0	0	0	3560	3560	5057	8347
F_{Hx}	0	0	0	0	0	0	0	0
F_{Hy}	3560	3560	3560	3560	0	0	-1497	-4787
F_{Jy}	0	0	0	0	3560	3560	5057	8347

3.4.6 VÝPOČET SOUSTAVY ROVNIC

Lineární rovnice vzniklé uvolněním členů byly sepsány do maticového tvaru. Matice A byla sepsána pomocí nástroje Editor rovnic 3.0, který je součástí aplikace Word. Výsledný tvar matice A je ve zmenšené podobě na následující straně.



$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{22} \sin \alpha & -I_{22} \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & I_{32} \sin \alpha & I_{32} \cos \alpha & I_{31} \sin \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & -I_{31} \sin \alpha & -I_{31} \cos \alpha & 0 & 0 & I_{31} \sin \alpha & I_{31} \cos \alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{52} \sin \alpha & -I_{52} \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{62} \sin \alpha & I_{62} \cos \alpha & I_{61} \cos \alpha & 0 & 0 & I_{61} \sin \alpha & I_{61} \cos \alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -I_{81} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -I_{91} \end{bmatrix}$$

Ve vektoru pravých stran se již nevyskytuje přímo zatěžující síla. Ta je již obsažena v reakčních silách, které jsou spočítány v předchozí kapitole (3.4.5). Příslušné hodnoty reakčních sil pro jednotlivé varianty jsou následně dosazovány do maticového řešení. Maticové řešení bylo provedeno pomocí programu Scilab. Oba vektory (neznámých a pravých stran) jsou kvůli velikosti zapsány v transponovaném tvaru.

$$x^T = \{F_{Ax}; F_{Ay}; F_{Bx}; F_{By}; F_{Dy}; F_{Fx}; F_{Fy}; F_{Gx}; F_{Gy}; F_{Iy}; F_{Kx}; F_{Ky}; F_{Lx}; F_{Ly}; F_{Mx}; F_{My}; F_{Nx}; F_{Ny}\}$$

$$b^T = \{0; F_{Ey}; F_{Ey} \cdot l_{41}; F_{Cx}; F_{Cy}; 0; 0; F_{Jy}; F_{Jy} \cdot l_{71}; F_{Hx}; F_{Hy}; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0; 0\}$$

VÝSLEDEK VÝPOČTU

Vlastní výpočet vychází z rovnice (31) upravené do následujícího tvaru.

$$x = A^{-1} \cdot b$$

Výsledné hodnoty maticového řešení jsou zaznamenány do následující tabulky. Jsou zde všechny varianty zatížení v horní i dolní poloze mechanismu.



Tab. 3 Výsledky maticových výpočtů

Síla [N]	varianta 1		varianta 2		varianta 3		varianta 4	
	dolní p.	horní p.	dolní p.	horní p.	dolní p.	horní p.	dolní p.	horní p.
F _{Ax}	6422	2225	6422	2225	6422	2225	6422	2225
F _{Ay}	3560	3560	3560	3560	0	0	-1497	-4787
F _{Bx}	6422	2225	6422	2225	6422	2225	6422	2225
F _{By}	3560	3560	3560	3560	-3560	-3560	-6554	-13133
F _{Dy}	0	0	0	0	3560	3560	5057	8347
F _{Fx}	6422	2225	6422	2225	6422	2225	6422	2225
F _{Fy}	3560	3560	0	0	0	0	-1497	-4787
F _{Gx}	6422	2225	6422	2225	6422	2225	6422	2225
F _{Gy}	3560	3560	-3560	-3560	-3560	-3560	-6554	-13133
F _{Iy}	0	0	3560	3560	3560	3560	5057	8347
F _{Kx}	-6422	-2225	-6422	-2225	-6422	-2225	-6422	-2225
F _{Ky}	0	0	0	0	0	0	0	0
F _{Lx}	-6422	-2225	-6422	-2225	-6422	-2225	-6422	-2225
F _{Ly}	0	0	0	0	0	0	0	0
F _{Mx}	-12845	-4449	-12845	-4449	-12845	-4449	-12845	-4449
F _{My}	0	0	0	0	0	0	0	0
F _{Nx}	-12845	-4449	-12845	-4449	-12845	-4449	-12845	-4449
F _{Ny}	0	0	0	0	0	0	0	0

Ve výsledcích jsou zvýrazněné maximální hodnoty sil v jednotlivých vazbách. Obecně lze konstatovat, že maximální síly v mechanismu jsou pro varianty jedna, dva a tři v jeho dolní poloze. Pro variantu 4 představuje horní poloha horší zatěžovací stav. Velikosti jednotlivých sil a jejich orientace jsou potom závislé na momentálním umístění zatěžujících sil. Pro průběhy vnitřních sil na ramenech mechanismu a pro pevnostní kontroly čepů bude pro danou vazbu uvažováno vždy nejhorší možné zatížení, které může na příslušném členu nastat.

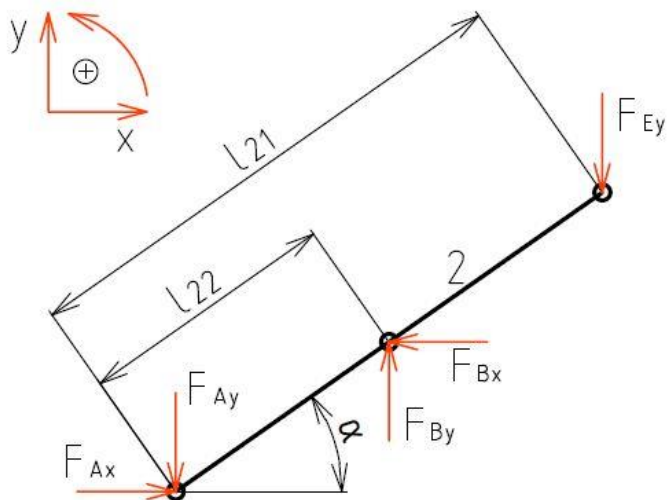
3.5 PRŮBĚHY VNITŘNÍCH SIL

Pro výpočet průběhu vnitřních sil ramen nůžkového mechanismu budeme vycházet ze statického výpočtu. Jednotlivé síly jsou pro následující výpočty, podle výsledků ze statického výpočtu, orientovány příslušným směrem ke zvolenému souřadnému systému. Pokud vychází síla se záporným znaménkem, má pro příslušnou variantu zatížení opačný směr, než byl zvolen při úplném uvolňování členů (kapitola 3.2). Toto však neplatí pro síly ve vazbách C, E, H a J, zde jsou znaménka zachována podle příslušné orientace.



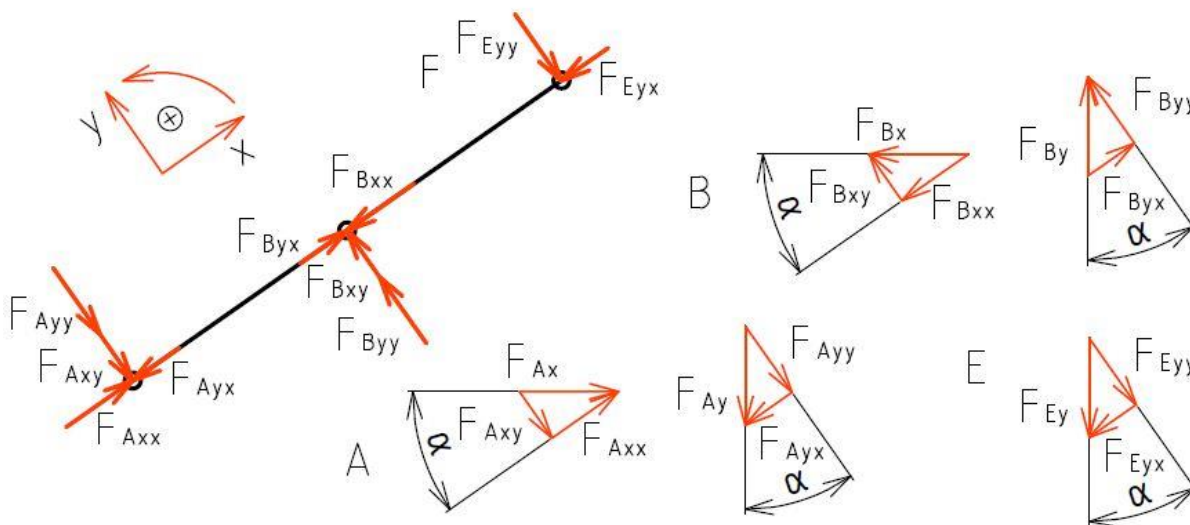
3.5.1 ČLEN 2

Průběhy vnitřních sil na členu 2 budou spočítány pro variantu zatížení 4 v horní poloze. Na následujícím obrázku budou znázorněny skutečné orientace sil v jednotlivých vazbách na členu pro danou variantu zatížení.



Obr. 59 Skutečná orientace sil na členu 2

Vytvoříme natočený (lokální) souřadný systém. Do lokálního souřadného systému rozložíme všechny vazebné síly a za pomoci úhlu α vypočítáme příslušné velikosti sil v obou směrech lokálního souřadného systému.



Obr. 60 Rozklad do lokálního souřadnicového systému na členu 2



VÝPOČET SIL

Rozložení sil do lokálního souřadného systému. Všechny síly jsou po výpočtu zaokrouhleny nahoru na celé jednotky.

$$F_{Axx} = F_{Ax} \cdot \cos \alpha = 2225 \cdot \cos 58 = 1180 \text{ N} \quad (34)$$

$$F_{Axy} = F_{Ax} \cdot \sin \alpha = 2225 \cdot \sin 58 = 1887 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{Ayy} = F_{Ay} \cdot \cos \alpha = 4787 \cdot \cos 58 = 2537 \text{ N} \quad (36)$$

$$F_{Ayx} = F_{Ay} \cdot \sin \alpha = 4787 \cdot \sin 58 = 4060 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{Bxx} = F_{Bx} \cdot \cos \alpha = 2225 \cdot \cos 58 = 1180 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{Bxy} = F_{Bx} \cdot \sin \alpha = 2225 \cdot \sin 58 = 1887 \text{ N} \quad (39)$$

$$F_{Byy} = F_{By} \cdot \cos \alpha = 13133 \cdot \cos 58 = 6960 \text{ N} \quad (40)$$

$$F_{Byx} = F_{By} \cdot \sin \alpha = 13133 \cdot \sin 58 = 11138 \text{ N} \quad (41)$$

$$F_{Eyy} = F_{Ey} \cdot \cos \alpha = 8347 \cdot \cos 58 = 4424 \text{ N} \quad (42)$$

$$F_{Eyx} = F_{Ey} \cdot \sin \alpha = 8347 \cdot \sin 58 = 7078 \text{ N} \quad (43)$$

VÝPOČET NORMÁLOVÝCH SIL

$$N_{21}^L = -F_{Axx} + F_{Ayx} = -1180 + 4060 = 2880 \text{ N} \quad (44)$$

$$N_{22}^L = N_{21}^L + F_{Bxx} - F_{Byx} = 2880 + 1180 - 11138 = -7078 \text{ N} \quad (45)$$

$$N_{23}^P = -F_{Eyx} = -7078 \text{ N} \quad (46)$$

VÝPOČET POSOUVAJÍCÍCH SIL

$$T_{21}^L = -F_{Ayy} - F_{Axy} = -2537 - 1887 = -4424 \text{ N} \quad (47)$$

$$T_{22}^L = T_{21}^L + F_{Bxy} + F_{Byy} = -4424 + 1887 + 6960 = 4424 \text{ N} \quad (48)$$

$$T_{23}^P = F_{Eyy} = 4424 \text{ N} \quad (49)$$

VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU

$$M_{21}^L = 0 \text{ Nm} \quad (50)$$

$$M_{21}^P = (F_{Bxy} + F_{Byy}) \cdot l_{22} - F_{Eyy} \cdot l_{21} \quad (51)$$

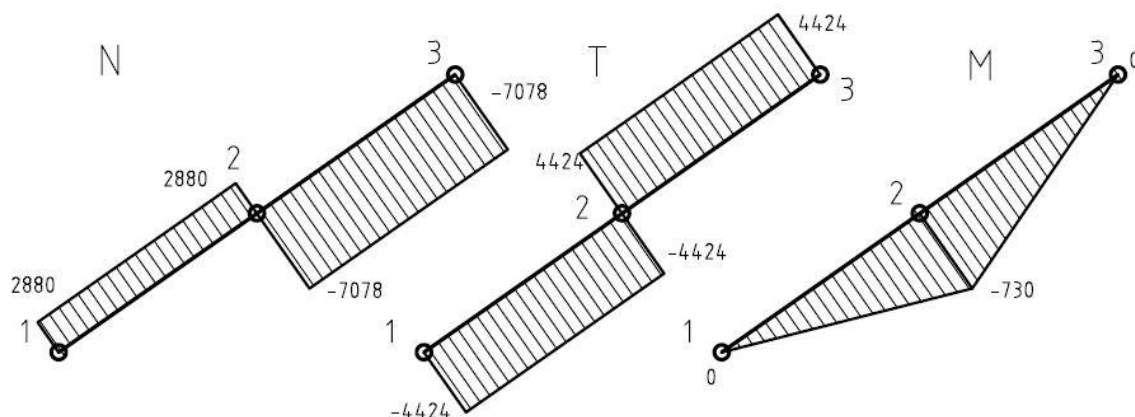
$$M_{21}^P = (1888 + 6960) \cdot 0,165 - 4424 \cdot 0,33 = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{22}^L = (-F_{Axy} - F_{Ayy}) \cdot l_{22} = (-1887 - 2537) \cdot 0,165 = -730 \text{ Nm} \quad (52)$$

$$M_{22}^P = -F_{Eyy} \cdot l_{22} = -4424 \cdot 0,165 = -730 \text{ Nm} \quad (53)$$



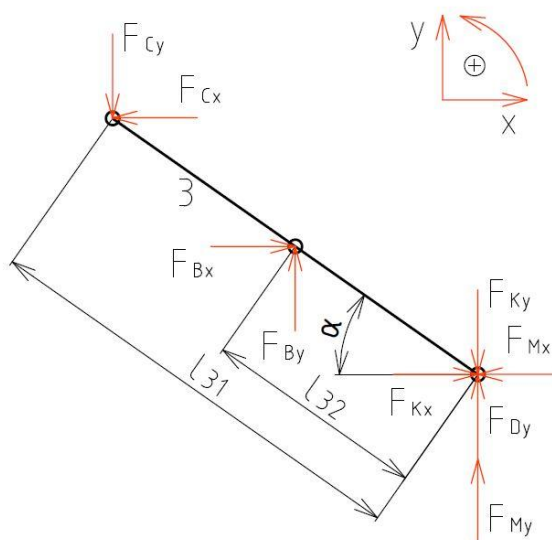
VÝLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 61 N - normálové síly, T - posouvající síly, M - ohybový moment

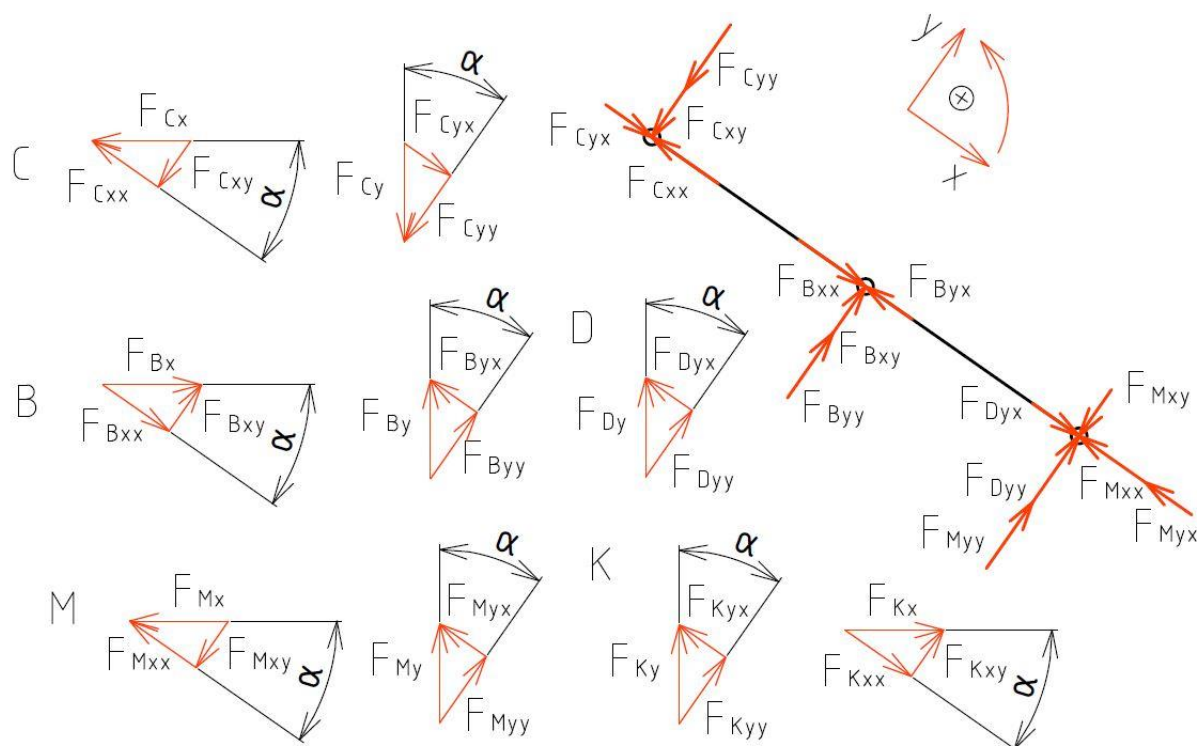
3.5.2 ČLEN 3

Průběhy vnitřních sil na členu 3 budou spočítány pro variantu zatížení 1 v dolní poloze (varianta 2 je totožná). Na následujícím obrázku budou znázorněny skutečné orientace sil v jednotlivých vazbách na členu 3 pro danou variantu zatížení.



Obr. 62 Skutečná orientace sil na členu 3

Vytvoříme natočený (lokální) souřadný systém. Do lokálního souřadného systému rozložíme všechny vazebné síly a za pomoci úhlu α vypočítáme příslušné velikosti sil v obou směrech lokálního souřadného systému.



Obr. 63 Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému na členu 3

VÝPOČET SIL

Rozložení sil do lokálního souřadného systému. Všechny síly jsou po výpočtu zaokrouhleny nahoru na celé jednotky.

$$F_{Cxx} = F_{Cx} \cdot \cos \alpha = 0 \text{ N} \quad (54)$$

$$F_{Cxy} = F_{Cx} \cdot \sin \alpha = 0 \text{ N} \quad (55)$$

$$F_{Cyy} = F_{Cy} \cdot \cos \alpha = 3560 \cdot \cos 29 = 3114 \text{ N} \quad (56)$$

$$F_{Cyx} = F_{Cy} \cdot \sin \alpha = 3560 \cdot \sin 29 = 1726 \text{ N} \quad (57)$$

$$F_{Bxx} = F_{Bx} \cdot \cos \alpha = 6422 \cdot \cos 29 = 5617 \text{ N} \quad (58)$$

$$F_{Bxy} = F_{Bx} \cdot \sin \alpha = 6422 \cdot \sin 29 = 3114 \text{ N} \quad (59)$$

$$F_{Byy} = F_{By} \cdot \cos \alpha = 3560 \cdot \cos 29 = 3114 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{Byx} = F_{By} \cdot \sin \alpha = 3560 \cdot \sin 29 = 1726 \text{ N} \quad (61)$$

$$F_{Dyy} = F_{Dy} \cdot \cos \alpha = 0 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{Dyx} = F_{Dy} \cdot \sin \alpha = 0 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_{Kxx} = F_{Kx} \cdot \cos \alpha = 6422 \cdot \cos 29 = 5617 \text{ N} \quad (64)$$

$$F_{Kxy} = F_{Kx} \cdot \sin \alpha = 6422 \cdot \sin 29 = 3114 \text{ N} \quad (65)$$

$$F_{Kyy} = F_{Ky} \cdot \cos \alpha = 0 \text{ N} \quad (66)$$

$$F_{Kyx} = F_{Ky} \cdot \sin \alpha = 0 \text{ N} \quad (67)$$



$$F_{Mxx} = F_{Mx} \cdot \cos \alpha = 12845 \cdot \cos 29 = 11235 \text{ N} \quad (68)$$

$$F_{Mxy} = F_{Mx} \cdot \sin \alpha = 12845 \cdot \sin 29 = 6228 \text{ N} \quad (69)$$

$$F_{Myy} = F_{My} \cdot \cos \alpha = 0 \text{ N} \quad (70)$$

$$F_{Myx} = F_{My} \cdot \sin \alpha = 0 \text{ N} \quad (71)$$

VÝPOČET NORMÁLOVÝCH SIL

$$N_{31}^L = -F_{Cyx} - F_{Cxx} = -1726 + 0 = -1726 \text{ N} \quad (72)$$

$$N_{32}^L = N_{31}^L - F_{Bxx} + F_{Byx} = -1726 - 5617 + 1726 = -5617 \text{ N} \quad (73)$$

$$N_{33}^P = -F_{Dyx} + F_{Kxx} + F_{Kyx} - F_{Mxx} - F_{Myx} \quad (74)$$

$$N_{33}^P = 0 + 5617 + 0 - 11235 - 0 = -5617 \text{ N}$$

VÝPOČET POSOUVAJÍCÍCH SIL

$$T_{31}^L = -F_{Cyy} - F_{Cxy} = -3114 - 0 = -3114 \text{ N} \quad (75)$$

$$T_{32}^L = T_{21}^L + F_{Bxy} + F_{Byy} = -3114 + 3114 + 3114 = 3114 \text{ N} \quad (76)$$

$$T_{33}^P = -F_{Dyy} - F_{Kxy} + F_{Kyy} - F_{Myy} + F_{Mxy} \quad (77)$$

$$T_{33}^P = 0 - 3114 + 0 - 0 + 6228 = 3114 \text{ N} \quad (78)$$

VÝPOČET OHYBOVÉHO MOMENTU

$$M_{31}^L = 0 \text{ Nm} \quad (79)$$

$$M_{31}^P = (-F_{Bxy} - F_{Byy}) \cdot l_{32} + (-F_{Dyy} - F_{Kxy} - F_{Kyy} - F_{Myy} + F_{Mxy}) \cdot l_{31} \quad (80)$$

$$M_{31}^P = (-3114 - 3144) \cdot 0,165 + (0 + 0 - 3114 - 0 - 0 + 6228) \cdot 0,33 = 0 \text{ Nm}$$

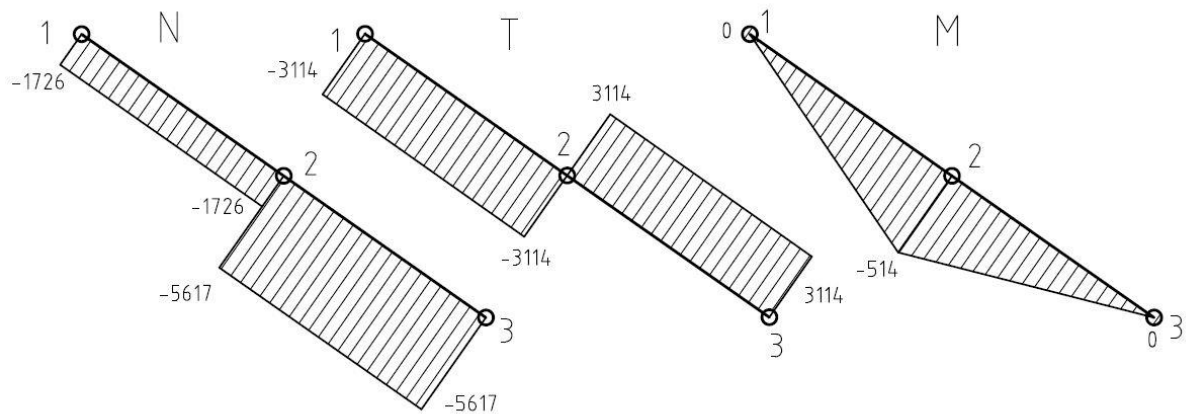
$$M_{32}^L = (-F_{Cyy} - F_{Cxy}) \cdot l_{31} = (-3114 - 0) \cdot 0,165 = -514 \text{ Nm} \quad (81)$$

$$M_{32}^P = (F_{Dyy} + F_{Kxy} - F_{Kyy} + F_{Myy} - F_{Mxy}) \cdot l_{31} \quad (82)$$

$$M_{32}^P = (0 + 3114 - 0 + 0 - 6228) \cdot 0,165 = -514 \text{ Nm} \quad (83)$$



VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



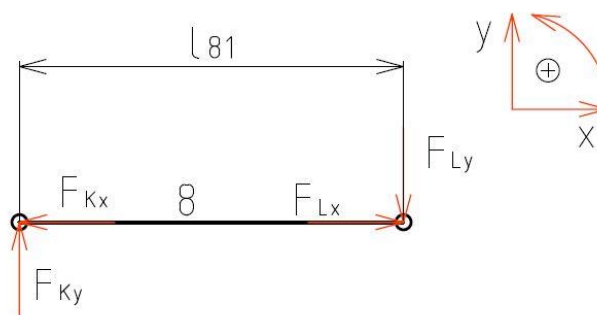
Obr. 64 N - normálové síly, T - posouvající síly, M – ohybový moment

3.5.3 ČLENY 5 A 6

Protože se jedná o dva stejné nůžkové mechanismy, výpočty pro členy 5 a 6 jsou analogické k předchozím členům. Výsledky budou totožné, pouze budou platit při jiných variantách zatížení. Výsledné vnitřní účinky ramene 5 budou se členem 2 totožné pro čtvrtou variantu zatížení. Rameno 6 bude mít stejné výsledky se členem 3 pro první variantu zatížení.

3.5.4 ČLEN 8

Průběhy vnitřních sil na členu 8 budou totožné pro všechny varianty zatížení. Největší zatížení členu je vždy ve spodní poloze mechanismu. Na následujícím obrázku budou znázorněny skutečné orientace sil v jednotlivých vazbách na členu 8.



Obr. 65 Skutečná orientace sil na členu 8



VÝPOČET SIL

U tohoto členu není třeba rozkládat síly do lokálního souřadného systému, lze přímo použít hodnoty vypočítané ze soustavy rovnic. Protože spočítané síly ze soustavy rovnic udávají zatížení od jednoho nůžkového mechanismu, je nutné při výpočtu počítat s dvojnásobnou hodnotou.

$$F_{Kx} = 6422 \text{ N}$$

$$F_{Ky} = 0 \text{ N}$$

$$F_{Lx} = 6422 \text{ N}$$

$$F_{Ly} = 0 \text{ N}$$

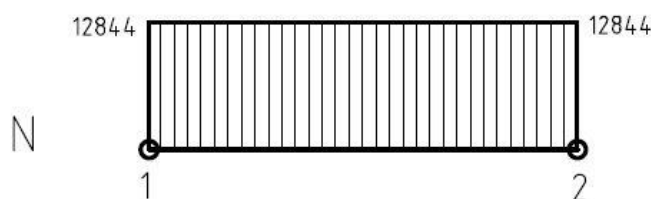
VÝPOČET NORMÁLOVÝCH SIL

$$N_{81}^L = 2 \cdot F_{Kx} = 2 \cdot 6422 = 12844 \text{ N} \quad (84)$$

$$N_{82}^P = 2 \cdot F_{Lx} = 2 \cdot 6422 = 12844 \text{ N} \quad (85)$$

Na členu 8 působí pouze osové síly, posouvající síly ve směru y jsou nulové, nulový je také ohybový moment.

VÝSLEDNÉ VNITŘNÍ ÚČINKY



Obr. 66 N – normálové síly

3.6 PEVNOSTNÍ KONTROLA RAMEN

Výsledné vnitřní účinky na jednotlivých členech mechanismu použijeme na určení maximálních napětí. Protože maximální hodnoty výsledných vnitřních účinků vychází na členu dva největší, bude provedena pevnostní kontrola tohoto ramene. Pro rameno 5 budou platit stejné výsledky. Ramena 3 a 6 jsou podle vnitřních účinků zatěžována méně. Pevnostní kontrola byla provedena s pomocí [1] a [5].

MATERIÁL

Pro všechna ramena mechanismu je volen materiál S235JR (1.0038), dle EN 10025-2 (obdobá: 11 375).



$$R_e = 235 \text{ MPa}$$

$$R_m = 450 \text{ MPa}$$

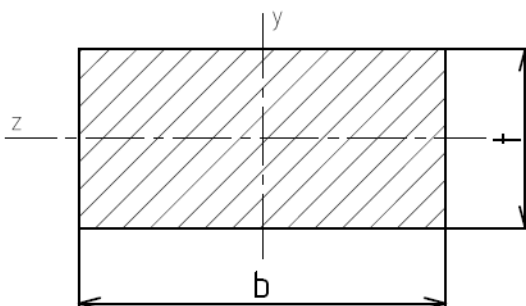
$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{1,5} = 156 \text{ MPa} \quad (86)$$

$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 0,8 \cdot 216 = 125 \text{ MPa} \quad (87)$$

ZVOLENÝ PROFIL

Pro ramena mechanismu byl navržen následující polotovár. Tyč ocelová plochá válcovaná za tepla, EN 10058 (PLO 70 x 15). Obrázek profilu je pootočen o 90°.



Obr. 67 Zvolený profil [25]

Tab. 4 Charakteristika vybraného profilu [25]

B [mm]	t [mm]	S [mm ²]	I _y [mm ⁴]	I _z [mm ⁴]	W _{oy} [mm ³]	W _{oz} [mm ³]
70	15	1050	428750	19690	12250	2625

KONTROLA PROFILU NA VZPĚŘ

Kontrola byla provedena pomocí [1] a [5].

$$\alpha_u = \pi$$

$$l_{red} = l = 165 \text{ mm}$$

$$\lambda_d = 60 - \text{štíhlost prostého tlaku}$$

Výpočet poloměru osového kvadratického momentu vzhledem k ose z.

$$i_z = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{19690}{1050}} = 4,33 \text{ mm} \quad (88)$$



Výpočet štíhlosti ramene.

$$\lambda = \frac{l_{red}}{i_z} = \frac{165}{4,33} = 38,1 \quad (89)$$

Výpočet kritické štíhlosti prutu.

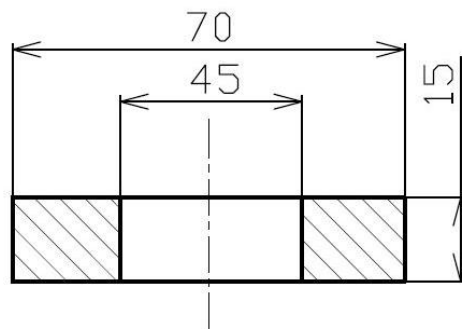
$$\lambda_{krit} = \alpha_u \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{235}} = 93,9 \quad (90)$$

$$\lambda \leq \lambda_{krit} \quad (91)$$

Vypočítaná štíhlost prutu splňuje podmínku, úlohu lze řešit v oblasti prostého tlaku.

3.6.1 KONTROLA RAMENE 2

Výpočet maximálních napětí na rameni 2, pro pevnostní kontrolu bude zohledněn i vliv otvoru pro uložení čepu ve vazbě B. Je třeba dopočítat plochu průřezu, kvadratický moment a modul průřezu v ohybu k ose y. Obrázek profilu je pootočen o 90°.



Obr. 68 Otvor pro čep

Výpočet plochy průřezu.

$$S_B = B \cdot t - B_B \cdot t = 70 \cdot 15 - 45 \cdot 15 = 375 \text{ mm}^2 \quad (92)$$

Výpočet kvadratického momentu průřezu k ose y.

$$I_{yB} = \frac{1}{12} \cdot t \cdot B^3 - \frac{1}{12} \cdot t \cdot B_B^3 = \frac{1}{12} \cdot 15 \cdot 70^3 - \frac{1}{12} \cdot 15 \cdot 45^3 = 314843 \text{ mm}^4 \quad (93)$$

Výpočet modulu průřezu v ohybu k ose y.

$$W_{oyB} = \frac{I_{yB}}{z} = \frac{I_{yB}}{B/2} = \frac{314843}{35} = 8995 \text{ mm}^3 \quad (94)$$

**TAK/TLAK**

$$N_{2max} = 7078 \text{ N}$$

$$\sigma_{2max} = \frac{N_{2max}}{S_B} = \frac{7078}{375} = 18,87 \text{ MPa} \quad (95)$$

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

SMYK

$$T_{2max} = 4424 \text{ N}$$

$$\tau_{2max} = \frac{T_{2max}}{S_B} = \frac{4424}{375} = 11,8 \text{ MPa} \quad (96)$$

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

OHYB

$$M_{o2max} = 730 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{o2max} = \frac{M_{o2max}}{W_{oyB}} = \frac{730000}{8995} = 81,16 \text{ MPa} \quad (97)$$

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

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{red2} = \sqrt{(\sigma_{2max} + \sigma_{o2max})^2 + 3 \cdot \tau_{2max}^2} = \sqrt{(18,87 + 81,16)^2 + 3 \cdot 11,8^2} \quad (98)$$

$$\sigma_{red2} = 102,1 \text{ MPa} \quad (99)$$

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

3.7 PEVNOSTNÍ KONTROLA ČEPŮ

Maximální síly ze statického výpočtu ve vazbách použijeme pro pevnostní kontrolu čepů. Pevnostní kontrola byla provedena s pomocí [1] a [5].



MATERIÁL

Pro všechny čepy mechanismu je volen materiál E335 (1.0060), dle EN 10027-2 (obdoba: 11 600).

$$R_e = 335 \text{ MPa}$$

$$R_m = 620 \text{ MPa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

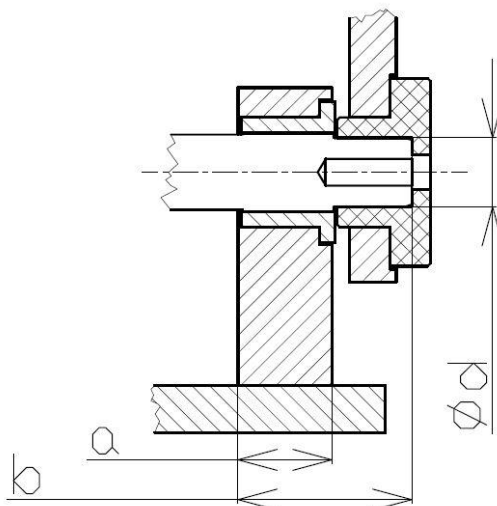
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{335}{1,5} = 223 \text{ MPa} \quad (100)$$

$$\tau_{dov} = 0,8 \cdot \sigma_{dov} = 0,8 \cdot 223 = 178 \text{ MPa} \quad (101)$$

$$p_{dov} = 0,66 \cdot R_e = 0,66 \cdot 223 = 221 \text{ MPa} \quad (102)$$

3.7.1 ČEPY VE VAZBÁCH C, D, E, H, I, J

Tyto čepy jsou namáhány vždy pouze silou v ose y . Maximální hodnoty pro vazbu C a H jsou menší než pro ostatní. Pro vazby D, E, I a J platí, že dosahují maximální hodnoty při čtvrtém zatěžovacím stavu, viz Tab. 3. Uložení všech čepů odpovídá následujícímu schématu.



Obr. 69 Uložení čepu

$$a_E = 30 \text{ mm}$$

$$b_E = 55 \text{ mm}$$

$$\text{Ø } d_E = 22 \text{ mm}$$



SÍLA NA ČEP

Maximální síla na čep pro příslušnou vazbu vychází z tabulky (Tab. 3), výpočet bude proveden pro vazbu E. Maximální síla v této vazbě nastane při čtvrtém zatěžovacím stavu.

$$F_{Emax} = F_{Ey} = 8347 \text{ N}$$

PLOCHA ČEPU V PRŮŘEZU

$$S_E = \frac{\pi \cdot d_E^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 380 \text{ mm}^2 \quad (103)$$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{oE} = \frac{\pi \cdot d_E^3}{32} = \frac{\pi \cdot 22^3}{32} = 1045 \text{ mm}^3 \quad (104)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{oE} = \frac{1}{8} \cdot F_{Emax} \cdot b_E = \frac{1}{8} \cdot 8347 \cdot 55 = 57386 \text{ Nmm} \quad (105)$$

KONTROLA ČEPU NA OHYB

$$\sigma_{oE} = \frac{M_{oE}}{W_{oE}} = \frac{57386}{1045} = 54,92 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (106)$$

KONTROLA ČEPU NA SMYK

$$\tau_E = \frac{F_{Emax}}{2 \cdot S_E} = \frac{8347}{2 \cdot 380} = 10,99 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (107)$$

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{redE} = \sqrt{\sigma_{oE}^2 + 3 \cdot \tau_E^2} = \sqrt{54,92^2 + 3 \cdot 10,99^2} = 58,13 \text{ MPa} \quad (108)$$

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

KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_E = \frac{F_{Emax}}{(b_E - a_E) \cdot d_E} = \frac{3560}{(55 - 30) \cdot 22} = 15,18 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (109)$$



3.7.2 ČEPY VE VAZBÁCH A, F

Uložení těchto čepů je stejné jako v předchozím případě (Obr. 69).

$$\begin{aligned} a_A &= 30 \text{ mm} \\ b_A &= 55 \text{ mm} \\ \varnothing d_A &= 22 \text{ mm} \end{aligned}$$

SÍLA NA ČEP

Maximální síla na čep pro příslušnou vazbu vychází z tabulky (Tab. 3), výpočet bude proveden pro vazbu A. Maximální síla v této vazbě odpovídá prvnímu a druhému zatěžovacímu stavu.

$$F_{Amax} = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{6422^2 + 3560^2} = 7343 \text{ N} \quad (110)$$

PLOCHA ČEPU V PRŮŘEZU

$$S_A = \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 380 \text{ mm}^2 \quad (111)$$

MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

$$W_{oA} = \frac{\pi \cdot d_A^3}{32} = \frac{\pi \cdot 22^3}{32} = 1045 \text{ mm}^3 \quad (112)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{oA} = \frac{1}{8} \cdot F_{Amax} \cdot b_A = \frac{1}{8} \cdot 7343 \cdot 55 = 50483 \text{ Nmm} \quad (113)$$

KONTROLA ČEPU NA OHYB

$$\sigma_{oA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{50483}{1045} = 48,31 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (114)$$

KONTROLA ČEPU NA SMYK

$$\tau_A = \frac{F_{Amax}}{2 \cdot S_A} = \frac{7343}{2 \cdot 380} = 9,66 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (115)$$

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

$$\begin{aligned} \sigma_{redA} &= \sqrt{\sigma_{oA}^2 + 3 \cdot \tau_A^2} = \sqrt{48,31^2 + 3 \cdot 9,66^2} = 51,25 \text{ MPa} \\ \sigma_{redA} &\leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (116)$$

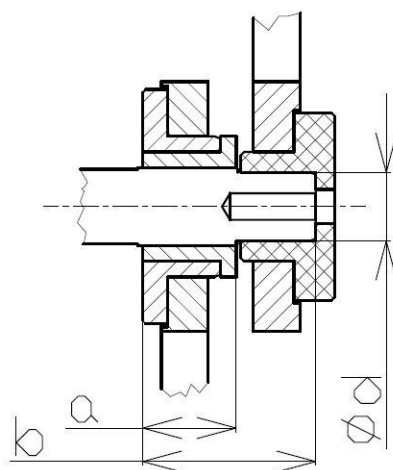


KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

$$p_A = \frac{F_{Cmax}}{(b_A - a_A) \cdot d_A} = \frac{7343}{(55 - 30) \cdot 22} = 13,35 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (117)$$

3.7.3 STŘEDOVÉ ČEPY B, G

Maximální hodnoty jsou stejné a odpovídají maximálnímu zatížení čepu při zatěžovacím stavu číslo 4, viz Tab. 3. Uložení čepu odpovídá následujícímu schématu.



Obr. 70 Uložení čepu

$$a_B = 25 \text{ mm}$$

$$b_B = 50 \text{ mm}$$

$$\varnothing d_B = 22 \text{ mm}$$

SÍLA NA ČEP

Maximální síla na čep pro příslušnou vazbu vychází z tabulky (Tab. 3), výpočet bude proveden pro vazbu B.

$$F_{Bmax} = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{By}^2} = \sqrt{2225^2 + 13133^2} = 13320 \text{ N} \quad (118)$$

PLOCHA ČEPU V PRŮŘEZU

$$S_B = \frac{\pi \cdot d_B^2}{4} = \frac{\pi \cdot 22^2}{4} = 380 \text{ mm}^2 \quad (119)$$

**MODUL PRŮŘEZU V OHYBU**

$$W_{oB} = \frac{\pi \cdot d_B^3}{32} = \frac{\pi \cdot 22^3}{32} = 1045 \text{ mm}^3 \quad (120)$$

OHYBOVÝ MOMENT

$$M_{oB} = \frac{1}{8} \cdot F_{Bmax} \cdot b_B = \frac{1}{8} \cdot 13320 \cdot 50 = 83250 \text{ Nmm} \quad (121)$$

KONTROLA ČĚPU NA OHYB

$$\sigma_{oB} = \frac{M_{oB}}{W_{oB}} = \frac{83250}{1045} = 79,67 \text{ MPa} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (122)$$

KONTROLA ČĚPU NA SMYK

$$\tau_B = \frac{F_{Bmax}}{2 \cdot S_B} = \frac{13320}{2 \cdot 380} = 17,53 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (123)$$

REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{oB}^2 + 3 \cdot \tau_B^2} = \sqrt{79,67^2 + 3 \cdot 17,53^2} = 85,26 \text{ MPa} \quad (124)$$

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

KONTROLA ČĚPU NA OTLAČENÍ

$$p_B = \frac{F_{Bmax}}{(b_B - a_B) \cdot d_B} = \frac{13320}{(50 - 25) \cdot 22} = 24,22 \text{ MPa} \leq p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (125)$$

3.8 PEVNOSTNÍ KONTROLA SPOJNICE

Pevnostní kontrola byla provedena i na spojnici nůžkových mechanismů. Ze soustavy rovnic a výsledných vnitřních účinků je patrné, že těleso 8 je namáhané vždy jen na tah v každém zatěžovacím stavu, není tak třeba kontrola průřezu spojnice na vzpěr.

MATERIÁL

Pro spojnici je vybrán stejný materiál jako pro všechna ramena mechanismu S235JR (1.0038), dle EN 10025-2 (obdoba: 11 375).

$$R_e = 235 \text{ MPa}$$

$$R_m = 450 \text{ MPa}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$



$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{235}{1,5} = 156 \text{ MPa} \quad (126)$$

ZVOLENÝ PROFIL

Pro spojnici mechanismů byl navržen následující polotovar. Tyč ocelová kruhová válcovaná za tepla, EN 10060 (KR 20).

Tab. 5 Charakteristika profilu

d [mm]	S [mm ²]
20	314

TAK/TLAK

$$N_{8max} = 12844 \text{ N}$$

$$\sigma_{8max} = \frac{N_{8max}}{S} = \frac{12844}{314} = 40,91 \text{ MPa} \quad (127)$$

$$\sigma_{8max} \leq \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.9 NÁVRH POHONU

Pohon nůžkového mechanismu bude zajišťovat trapézový šroub. Návrh trapézového šroubu byl konzultován s firmou Matis. Návrh pohonu byl proveden podle dodaných vzorců. Byl zvolen trapézový šroub Tr 28x5, vnější průměr $d_{\xi} = 28 \text{ mm}$ a stoupání $p_{\xi} = 5 \text{ mm}$. Síla potřebná na pohyb trapézového šroubu plyne z tabulky (Tab. 3) a je představována hodnotou F_{Mx} respektive F_{Nx} .

$$F_{Mx} = 12845 \text{ N}$$

$$d_{\xi} = 28 \text{ mm}$$

$$p_{\xi} = 5 \text{ mm} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\mu_{\xi} = 0,26$$

VÝPOČET POTŘEBNÉHO MOMENTU

Představuje moment, který je nutný k uvedení šroubu do pohybu vůči příslušné zatížené matici. Protože vypočítaná síla F_{Mx} je platná pro jeden zatížený nůžkový mechanismus, je třeba při výpočtu uvažovat dvojnásobnou hodnotu tohoto zatížení.

$$M_{K\xi} = \frac{F_{Mx} \cdot p_{\xi}}{2 \cdot \pi \cdot \mu_{\xi}} = \frac{2 \cdot 12845 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,26} = 78,7 \text{ Nm} \quad (128)$$

Tato hodnota nepočítá s výkonem, který je potřeba pro pohyb částí spolu s řemenem (ložiska, řemeny, atd.), proto je výrobcem doporučené navýšení o 30 %.



$$M_{Vm} = M_{K\check{s}} \cdot 1,3 = 78,7 \cdot 1,3 = 102,3 \text{ Nm} \quad (129)$$

VÝPOČET POTŘEBNÉHO VÝKONU

Rychlost posuvu byla zvolena s ohledem na zadavatele, na velikost motoru a jeho převodovky. Posun matice po trapézovém šroubu byl zvolen na $v_{\check{s}} = 5 \text{ mm/s}$, což po přepočtu odpovídá otáčkám $n_{\check{s}} = 60 \text{ ot/min}$.

$$P_M = M_{Vm} \cdot \omega_{\check{s}} = \frac{M_{Vm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\check{s}}}{60} \quad (130)$$

$$P_M = \frac{51,09 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 60}{60} = 643 \text{ W} \quad (131)$$

PARAMETRY POHONU

Pro pohon byl vybrán třífázový čtyřpólový motor se šnekovou převodovkou společnosti SEW Eurodrive, jehož technické parametry jsou popsány níže. Motor byl dle specifikací konfigurován přímo na stránkách výrobce. Kroutící moment od motoru je na trapézový šroub přenášen válečkovým řetězem. Jedná se o jednořadý řetěz IWIS (8187 dle normy DIN) se střední pevností při přetržení 10500 N. [26], [33]

Označení	- S47DRN80MK4
Jmenovité otáčky motoru	- 1440 ot/min
Výkon motoru	- 0,75 kW
Výstupní otáčky	- 58 ot/min
Převodový poměr	- 24,77
Výstupní kroutící moment	- 117 Nm
Výstupní hřídel	- 25x50 mm
Množství oleje	- 0,35 l



4 NÁVRH TLAČNÝCH ŘETĚZŮ

V této části práce bude navržen vhodný typ tlačného řetězu. Jak bylo zmíněno v kapitole 1.2.1 (Tlačný řetěz), společnost Serapid nabízí pro vertikální zdvih břemene několik typů tlačných řetězů. Výrobce je dodává samostatně, ale i s řadou doplňků. Mezi doplňky patří například snímání otáček, brzdící mechanismus, senzory zatížení nebo planetová převodovka na výstupní hřídeli skříně tlačného řetězu..

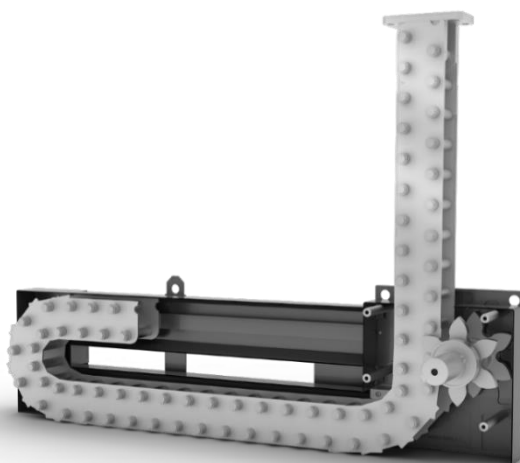
- Link Lift
- HD Lift
- Chain Lift
- Rigi Belt

4.1 PŘEHLED TLAČNÝCH ŘETĚZŮ SERAPID

Všechny výše uvedené druhy řetězů pracují na stejném principu, který byl popsán v kapitole 1.2.1 na začátku práce. Konstrukční odlišnosti jednotlivých typů budou popsány níže.

4.1.1 LINK LIFT

Základní řada společnosti Serapid je navržena pro vertikální pohyb těžkých břemen. Tento systém nemůže fungovat samostatně, ale vyžaduje použití vedení zaručující stabilní polohu zvedané plošiny. Je možné použití nástěnného vedení, například v šachtě, jiné lineární vedení, nebo využít například vedení nůžkového mechanismu. Tento typ řetězu je vhodný pro zařízení, kde frekvence zdvihů je menší než 5 cyklů za hodinu. Standartní životnost tohoto typu je 50 000 cyklů. Mírně upravený typ dosahuje životnosti až 250 000 cyklů, zde už je však nutná údržba a pravidelné mazání mechanismu. [27]



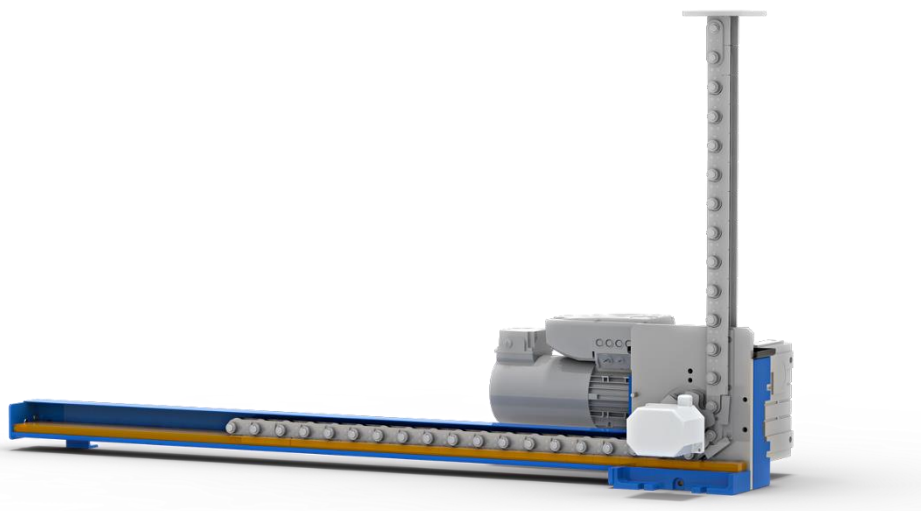
Obr. 71 Systém LinkLift [27]



Mezi výhody této řady patří velmi malá hlučnost, jednoduchá údržba, spolehlivost a bezpečnost. Standartní rychlost výsuvu je do 300 mm/s, zdvih největšího zařízení této řady je 8 m, přičemž maximální dynamické zatížení může být až 150 kN. Jednotlivé části řetězu jsou vyráběny s velkou přesností, která zaručuje přesnost polohování zařízení na milimetry. Tato řada se používá na zvedání jevištních plošin, pro pohyb konstrukčních prvků, jako jsou například střechy nebo okna. V průmyslovém odvětví se používají ve výrobních závodech na zvedání pracovních plošin, nebo zvedání servisních výtahů.

4.1.2 HD LIFT

Tato řada obsahuje 5 modelů a vychází z předchozí řady, je však upravena pro náročnější použití. Je vhodná pro zařízení s velmi vysokým počtem pracovních cyklů (více než 15 pracovních cyklů za hodinu) a menším zdvihem. Serapid udává životnost tohoto typu až milion pracovních cyklů. Standartní rychlost výsuvu je stejná jako u předchozího typu (300 mm/s), lze ji však navýšit až na 500 mm/s. Proti předchozímu modelu má tento systém permanentní mazání řetězu. V zásobníku řetězu je udržovaná stálá hladina oleje, tím je zaručeno menší opotřebení řetězu a vyšší životnost. Maximální zatížení největšího modelu je 50 kN při maximálním zdvihu 2,5 m. Používá se zejména v náročných průmyslových prostředích. [28]



Obr. 72 Systém HD Lift [28]

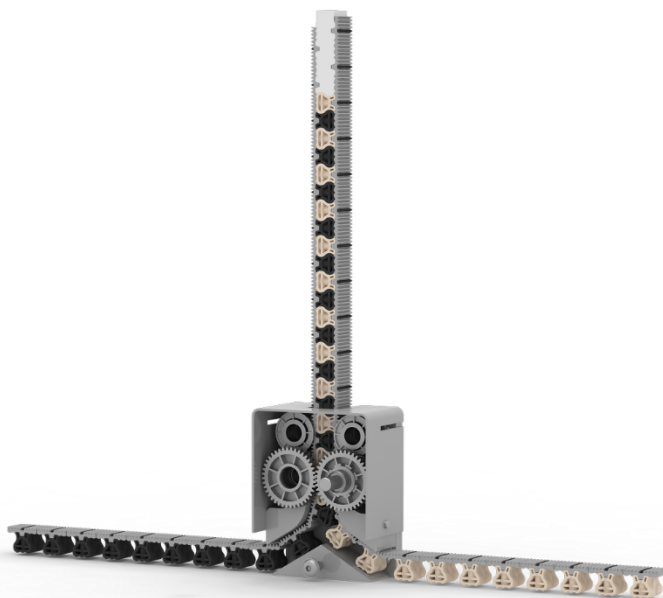
4.1.3 CHAIN LIFT

Tato řada vyplňuje mezeru mezi předchozími řadami. Je vhodná pro zařízení se středním počtem pracovních cyklů (frekvence od 5 do 15 cyklů za hodinu). Tato řada má pouze 2 modely, maximální dynamické zatížení většího modelu 20 kN, maximální rychlost zdvihu je 200 mm/s a maximální zdvih jsou 2 m. Tato zařízení mají životnost 250 000 pracovních cyklů, přičemž je nutná pravidelná údržba. Nejčastější použití tohoto typu je v automobilovém průmyslu na zvedání pracovních stolů, nebo jako součást výrobních a montážních linek. [29]



4.1.4 RIGI BELT

Proti předchozím typům tato řada nevyužívá ke zdvihu ocelový řetěz, ale dva ozubené řemeny se speciálně tvarovanými zámky. Tato zařízení pracují na principu klasického zipu. Uvnitř mechanismu se oba řemeny spojují do jednoho kompaktního sloupu. Princip zipu umožňuje použití tohoto řetězu bez dalšího vedení. Systémy Rigi Belt jsou kompletně vyráběny z nemagnetických materiálů, ozubení jsou vyráběna z tvrdých plastů a hnací mechanismus je vyroben z nerezové ocele nebo hliníku. Tato zařízení jsou proti předchozím malá, své využití však nacházejí v lékařských technologiích, ve vojenském průmyslu nebo ve skladovacích a logistických centrech. [30]



Obr. 73 Tlačný řetěz Rigi Belt [30]

4.2 VÝBĚR TYPU ŘETĚZU

Výběr vhodného modelu byl emailově konzultován přímo s firmou Serapid. Pan Iain Forbester byl velice ochotný a po krátké konzultaci doporučil několik variant. Zároveň poskytl i potřebné informace a zaslal model příslušného mechanismu. Pro naše zadání byla vybrána dvojice řetězů typu Link Lift. Konkrétně byl zvolen model Link Lift 30. Tento pohon byl vybrán s ohledem na počet provozních cyklů našeho zařízení, který bude zcela jistě menší než 5 pracovních cyklů za hodinu. Celkový zdvih řetězu bude $z_{\Sigma} = 240 \text{ mm}$, což je dáno tím, že spodní pracovní poloha, která je stanovená výškou od podlahy je při zdvihu 120 mm.

TECHNICKÉ ÚDAJE

Model	- LinkLift 30
Maximální statické zatížení	- 20 kN
Maximální dynamické zatížení	- 10 kN
Maximální zdvih	- 1,9 m



Maximální rychlost zdvihu	-	200 mm·s ⁻¹
Účinnost - $\eta_{\dot{r}}$	-	80 %
Rozteč řetězu - $p_{\dot{r}}$	-	30 mm
Minimální výška systému	-	190 mm l
Váha řetězu - $m_{\dot{r}/l}$	-	15 kg·m ⁻¹

4.3 NÁVRH POHONU TLAČNÉHO ŘETĚZU

Výkon potřebný pro pohon tlačných řetězů na zvedání válečkové dráhy bude počítán podle příslušných vzorců stanovených výrobcem Serapid. Nejvýraznější vliv na výkon motoru mají zatížení řetězu a rychlost zdvihu řetězu, tyto dvě hodnoty ovlivňují výkon motoru nejvíce. Výkon bude počítán pro jednu řetězovou stanici. Navržená koncepce počítá s jedním centrálním pohonem, potřebný moment a výsledný výkon motoru tak dosahovat dvojnásobných hodnot, podle kterých bude následně pohon vybírán.

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

Výsledná vnější zatěžující síla je stejná jako nůžkového mechanismu, výpočet zatížení tedy bude obdobný. Celkové zatížení ponесou dvě řetězové stanice, výsledné zatížení na jeden řetěz bude poloviční.

$$F = 14225 \text{ N}$$

Výsledné zatížení na jednu řetězovou stanici $F_{Z\dot{r}}$.

$$F_{Z\dot{r}} = \frac{F}{2} = \frac{14225}{2} \quad (132)$$

$$F_{Z\dot{r}} = 7112,5 \text{ N} \doteq 7120 \text{ N}$$

SÍLA OD HMOTNOSTI ŘETĚZU

Podle specifikace (kapitola 4.2) je váha řetězu stanovena na 15 kg·m⁻¹.

$$m_{\dot{r}/l} = 15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$z_{\dot{r}} = 240 \text{ mm}$$

Výpočet síly $F_{\dot{r}}$ od vlastní hmotnosti řetězu, zaokrouhlený nahoru na celé N.

$$F_{\dot{r}} = m_{\dot{r}/l} \cdot z_{\dot{r}} \cdot g \quad (133)$$

$$F_{\dot{r}} = 15 \cdot 0,24 \cdot 9,81 = 36 \text{ N}$$

**CELKOVÁ SÍLA NA ŘETĚZ**

$$F_{Cř} = F_{Zř} + F_{ř} \quad (134)$$

$$F_{Cř} = 7120 + 36 = 7156 \text{ N}$$

VÝPOČET MOMENTU

Moment potřebný na uvedení zatíženého řetězu do pohybu. Rozteč řetězu a účinnost systému jsou uvedeny ve specifikacích řetězu (kapitola 4.2).

$$p_{ř} = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m} \quad \eta_{ř} = 0,8$$

$$M_{ř} = \frac{F_{Cř} \cdot p}{\eta_{ř}} \quad (135)$$

$$M_{ř} = \frac{7156 \cdot 0,03}{0,8} = 268 \text{ Nm} \doteq 270 \text{ Nm}$$

OTÁČKY

Otáčky ozubeného kola, respektive výstupní otáčky motoru, závisí na rychlosti zdvihu řetězu. Maximální rychlost řetězu je volena s ohledem na požadavky zadavatele, na rychlost zdvihu nůžkového mechanismu a zároveň na velikosti motoru, respektive jeho převodovky.

$$v_{ř} = 10 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_{ř} = \frac{v_{ř}}{2 \cdot \pi \cdot p_{ř}} \quad (136)$$

$$n_{ř} = \frac{0,01 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 0,03} = 3,18 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

VÝKON MOTORU

$$P_{Mř} = M_{ř} \cdot \omega_{ř} = \frac{M_{ř} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{ř}}{60} \quad (137)$$

$$P_{Mř} = \frac{270 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3,18}{60} = 89,9 \doteq 90 \text{ W} \quad (138)$$

Jak bylo zmíněno na začátku kapitoly, tyto výpočtové vztahy platí pro pohon jedné řetězové stanice. Za těchto předpokladů je třeba uvažovat pohonu s dvojnásobnými parametry.



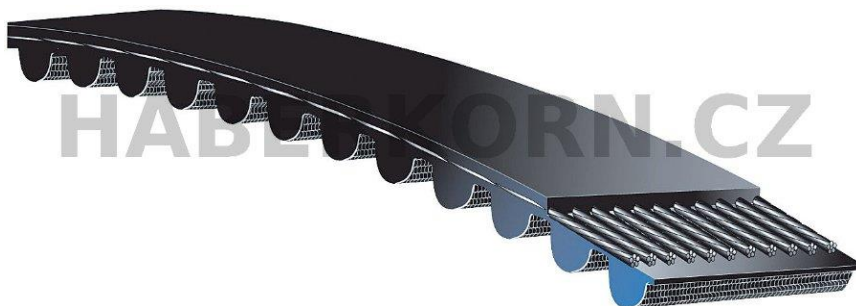
PARAMETRY POHONU

Pro pohon byl zvolen převodový motor SEW Eurodrive ve spojení s radiální a šnekovou převodovkou. Tento pohon byl konfigurován přímo na stránkách výrobce, podle zadaných parametrů. [26]

Označení	- S67R37DRN71M6BE1
Jmenovité otáčky motoru	- 915 ot/min
Výkon motoru	- 0,25 kW
Výstupní otáčky	- 2,5 ot/min
Převodový poměr	- 365
Výstupní krouticí moment	- 630 Nm
Výstupní hřídel	- 35x70 mm
Množství oleje	- 0,35 l

OZUBENÝ ŘEMEN

Přenos momentu na řetězové stanice bude zajišťovat ozubený řemen. Ozubený řemen byl vybrán místo válečkového řetězu. Důvody byly zejména úspora hmotnosti, menší hlučnost a nenáročná údržba.



Obr. 74 PowerGrip GTX - 8MX [32]

Návrh ozubeného řemenu byl proveden ve spolupráci s panem Ing. Martinem Dostálem ze společnosti Haberkorn. Pan Dostál v emailové komunikaci velice ochotně pomohl s výběrem vhodného typu řemenu pro danou situaci, dle zadaných parametrů. Rozhodující parametry pro výběr řemenu byly maximální přenášený krouticí moment, osová vzdálenost a rychlost otáčení. Dle těchto parametrů byl navržen vhodný typ a šířka řemenu. Byl vybrán řemen PowerGrip GTX – 8MX. Rozteč řemenu je 8 mm, šíře byla navržena na 30 mm. Byl brán ohled na standardizované rozměry řemenů. Řemen je dostatečně předimenzován, je schopen přenášet točivý moment až 400 Nm. [32]



5 NÁVRH ŠROUBOVÝCH ZVEDÁKŮ

Pro zvedací mechanismus byly vybrány šroubové zvedáky společnosti Servomech. Tato italská společnost se specializuje na výrobu kuželových převodovek různých koncepcí, výrobu kuličkových pohybových šroubů, výrobu lineárních aktuátorů a výrobu šroubových zdvihových mechanismů. [31]

5.1 ŠROUBOVÉ ZVEDÁKY SERVOMECH

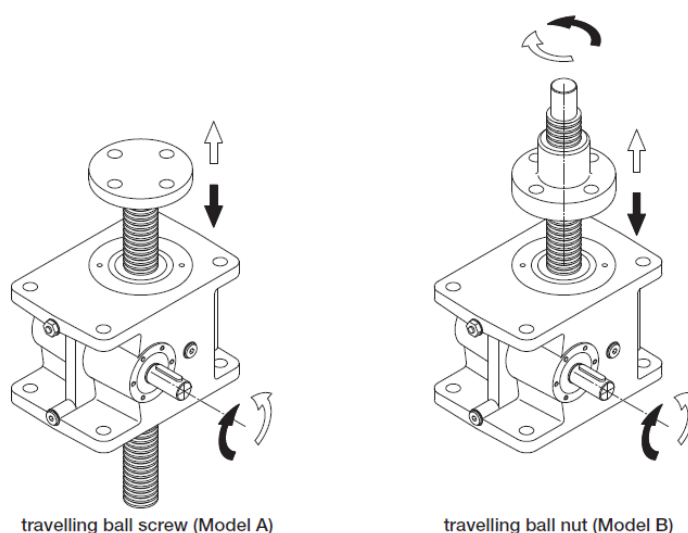
Společnost Servomech vyrábí dva typy šroubových zvedáků a oba druhy pracují na stejném principu. Vyrábí zvedáky s trapézovým šroubem MA a SJ a zvedáky s kuličkovým šroubem MA BS, SJ BS a HS. Zvedáky jsou dodávány vždy ve dvou variantách, podle označení výrobce s pohyblivým šroubem a s pohyblivou matkou, jak je patrné na následující straně (Obr. 76). V první variantě (Model A) dochází při otáčení pohybového šroubu k jeho vysouvání z mechanismu. Na jeho konci je volně otočná příruba, která se zvedá společně se šroubem a umožňuje zvedání břemen. Ve druhé variantě (Model B) nedochází k posuvu šroubu, pouze k jeho rotaci. Vlivem otáčení však dochází k pohybu trapézové matice, která zajišťuje zdvih příslušných mechanismů. Pro zvedací mechanismus bude vybírán zvedák s trapézovým šroubem, proto zde budou porovnány zvedáky řady MA a SJ.



Obr. 75 Šroubový zvedák MA BS s kuličkovým šroubem [31]

5.1.1 MA

Zvedáky řady MA představují základní řadu šroubových zvedáků. Nabízí se celkem 8 standartních velikostí. Nejmenší MA 5 s trapézovým šroubem Tr 18 x 4 a maximálním možným zatížením 5 kN. Největší zvedák MA 350 používá trapézový šroub Tr 100 x 16 a jeho maximální zatížení může být až 350 kN. Tyto zvedáky mají poměrně dobrou účinnost a vstupní otáčky mohou být až 3000 min⁻¹.



Obr. 76 Varianty šroubových zvedáků Servomech řady MA [31]

5.1.2 SJ

Zvedáky řady SJ představují modifikovanou řadu MA upravenou pro náročnější použití. Nabízeno je celkem 14 standartních velikostí. Nejmenší zařízení má stejné parametry jako u předchozí řady. Největší zvedák však má označení SJ 1000, používá trapézový šroub Tr 160 x 16 a jeho maximální zatížení může být až 1000 kN. Oproti předchozí řadě mají tyto zvedáky horší účinnost a vstupní otáčky mohou dosahovat pouze 1500 min⁻¹.

5.2 VÝBĚR TYPU ŠROUBU

Pro naši aplikaci byl vybrán model ze základní řady MA. Konkrétně byl vybrán model MA 10 RN1 s trapézovým šroubem Tr 22 x 5 ve variantě s výsuvným šroubem, maximálním možným zatížením 10 kN a převodovým poměrem 1:20. Výběr vhodného šroubu byl konzultován s firmou Servomech na základě maximálního zatížení, které bude na šroub působit, a způsobu zatěžování na daném zařízení.

TECHNICKÉ ÚDAJE

Model	- MA 10 RN1
Maximální zatížení	- 10 kN
Převod	- 1:20
Zdvih na otáčku hřídele	- 0,25 mm
Hmotnost	- 4,3 kg
Hmotnost 100 mm šroubu	- 0,23 kg
Zdvih	- 180 mm



5.3 NÁVRH POHONU

Návrh pohonu bude proveden pro standartní čtyřpólový motor, jehož otáčky odpovídají otáčkám do 1500 min^{-1} . K návrhu velikosti pohonu bude použito tabulky, kterou pro výběr uvádí přímo výrobce Servomech. Výrobce udává tabulky pro všechny vyráběné velikosti šroubových zvedáků, pro výběr pohonu však postačí část tabulky týkající se vybraného modelu MA 10 (zobrazeno na Obr. 77 níže).

ZATĚŽUJÍCÍ SÍLA

Výsledná vnější zatěžující síla je stejná jako u tlačných řetězů.

$$F_{Z\check{s}} = 7112,5 \text{ N} \doteq 7120 \text{ N}$$

VÝKON MOTORU

Pro zvolený typ MA 10 (RN1) platí tabulka na následujícím obrázku, ze které lze určit velikost pohonu.

MA 10				LOAD																							
n_1 [rpm]	LINEAR SPEED v [mm/s]			10 kN						8 kN						6 kN						2 kN					
	RV1	RN1	RL1	RATIO						RATIO						RATIO						RATIO					
				T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW	T ₁ Nm	P ₁ kW				
3 000	50	12.5	10	3.9	1.22	1.3	0.42	1.1	0.36	3.1	0.89	1.1	0.33	0.9	0.29	2.3	0.73	0.8	0.25	0.7	0.21	0.8	0.24	0.3	0.08	0.2	0.07
1 500	25	6.3	5	4.4	0.68	1.4	0.23	1.2	0.19	3.5	0.55	1.1	0.18	0.9	0.15	2.6	0.41	0.9	0.13	0.7	0.11	0.9	0.14	0.3	0.04	0.2	0.04
1 000	16.7	4.2	3.3	4.6	0.48	1.5	0.16	1.2	0.13	3.6	0.38	1.2	0.13	1.0	0.10	2.7	0.29	0.9	0.09	0.7	0.08	0.9	0.10	0.3	0.03	0.2	0.03
750	12.5	3.1	2.5	4.7	0.37	1.6	0.12	1.3	0.10	3.8	0.30	1.2	0.10	1.0	0.08	2.8	0.22	0.9	0.07	0.8	0.06	0.9	0.07	0.3	0.02	0.2	0.02
500	8.3	2.1	1.7	5.0	0.26	1.6	0.09	1.4	0.07	4.0	0.21	1.3	0.07	1.1	0.06	3.0	0.16	1.0	0.05	0.8	0.04	1.0	0.05	0.3	0.02	0.3	0.01
300	5	1.3	1	5.1	0.16	1.8	0.05	1.5	0.05	4.1	0.13	1.4	0.04	1.2	0.04	3.1	0.10	1.1	0.03	0.9	0.03	1.0	0.03	0.3	0.01	0.3	0.01
100	1.7	0.4	0.3	5.5	0.06	2.0	0.02	1.6	0.02	4.4	0.05	1.6	0.02	1.3	0.01	3.3	0.03	1.2	0.01	1.0	0.01	1.1	0.01	0.4	0.01	0.3	0.01

Obr. 77 Tabulka určení pohonu pro Servomech [31]

Pro řetěz zatížený silou do 8 kN a poháněný vstupními otáčkami do 1500 min^{-1} je při převodu RN1 požadovaný výkon motoru 0,18 kW. Tento výkon opět odpovídá pro pohon jednoho šroubového zvedáku, pro pohon celého zdivu je tak třeba opět uvažovat dvojnásobných hodnot. Rychlost zvedaného břemene bude závislá na otáčkách motoru nicméně hodnota bude odpovídat rychlosti do 6,3 mm/s.



PARAMETRY POHONU

Pohon byl podobně jako v předchozích případech vybírán ze standartních velikostí motorů SEW Eurodrive. Příslušný pohon byl následně konfigurován přímo na stránkách výrobce.

Označení	-	DRN71M4/FY
Jmenovité otáčky motoru	-	1415 ot/min
Výkon motoru	-	0,37 kW
Výstupní hřídel	-	14 x 30 mm
Hmotnost	-	8 kg

OZUBENÝ ŘEMEN

První navrhovaná varianta této koncepce počítala s použitím ozubeného řemene, kvůli velké jednoduchosti systému. Návrh byl podobně jako u tlačných řetězů konzultován s panem Ing. Martinem Dostálem ze společnosti Haberkorn. Byl doporučen řemen PowerGrip GTX – 8MX. Rozteč řemenu je 8 mm, šíře 20 mm je nejmenší možná pro tento typ řemenu. Vzhledem k velice malému přenášenému výkonu je tento řemen značně předimenzován, nicméně je zde brán ohled na standartní velikosti řemenu a na takto velkou osovou vzdálenost jiný typ řemenu nelze standartně navrhnout.



6 POROVNÁNÍ KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ ZDVIHU

V práci je proveden návrh několika alternativ zdvihového mechanismu. Dle zadaných požadavků byl navržen zdvih nůžkovým mechanismem a zdvih s využitím tlačných řetězů. Následně byla navržena další alternativní řešení: zdvih pomocí klínů, zdvih pomocí excentru, zdvih s využitím šroubových převodovek a na závěr zdvih s využitím pomaluběžných převodovek EC BOX. Navrhované koncepce se bylo třeba umístit do vymezeného prostoru na rámu do prostoru pod válečkovou dráhu. Současně bylo třeba u všech koncepcí ve spuštěném stavu vymezit prostor, aby byla dodržena minimální výška 330 mm mezi rámem a dosedací plochou válečkové dráhy, jak bylo dáno návrhem rámu stroje. Všechna navrhovaná řešení se do vymezeného prostoru vešla. Na základě navržených koncepcí byly následně v práci podrobněji řešeny nůžkový mechanismus, tlačné řetězy a jako alternativa šroubové zvedáky.

První navrhované řešení představoval nůžkový mechanismus. V porovnání s ostatními koncepcemi představuje poměrně složité řešení zdvihu, přesto bylo toto řešení zvoleno k výrobě. Nůžkový mechanismus představuje velice univerzální a často používaný zdvihový mechanismus, který lze poměrně jednoduše modifikovat na příslušná zařízení. Dalším důvodem je jednoduchá a rychlá výroba základních dílů. Dále snadné propojení dvou vzdálených zvedacích míst umožňující použití jednoho pohonu. Pohon trapézovým šroubem potom umožňuje použití malého pohonu a současně zaručuje samosvornost mechanismu. Zhotovený návrh je funkční a je určen k výrobě. Hmotnost navrhované koncepce je 215 kg. Pohon této koncepce by však bylo možné vyřešit ještě jiným způsobem. Výrobci bude doporučeno zvážit pohon lineárním aktuátorem, jehož princip byl popsán na začátku práce. Funguje na principu trapézového šroubu (šroubového zvedáku), který by však bylo možné přímo spojit s nůžkovým mechanismem. Konstrukce poháněného mechanismu by se značně zjednodušila, čímž by došlo k úspoře místa a hmotnosti.

Druhým řešením byl zdvih pomocí tlačných řetězů. Toto řešení bylo zpracováno na žádost zákazníka. Jedná se o velmi jednoduchou koncepci s využitím dvou řetězových stanic, pohonu a lineárního vedení. Díky jednoduché konstrukci je zde proti nůžkovému mechanismu úspora hmotnosti o 45 kg. Problém této koncepce spočívá v pohonu řetězových stanic. Pro tuto aplikaci je potřeba velmi velký převod, což znamenalo velké zástavbové rozměry pohonu, respektive jeho převodovky. Další problém představoval přenos točivého momentu z jednoho pohonu na dvě řetězové stanice ve velké vzdálenosti. Tento problém byl kvůli úspoře místa a hmotnosti vyřešen použitím ozubeného řemenu, což ovšem nepředstavuje ideální řešení. Patrně největší nevýhodou tlačných řetězů je však jejich vysoká cena, která se u takto malého zdvihu nevyplatí. V případě realizace tohoto návrhu by bylo třeba zvážit určitá opatření. Ozubený řemen by bylo lepší nahradit soustavou hřídelí a kuželových převodovek, případně zvážit využití vestavěné planetové převodovky přímo u tlačného řetězu. Všechna tato opatření by pomohla výrazně zmenšit velikost pohonu a jeho převodovky, současně by však vedla k dalšímu nárůstu ceny. Toto řešení není pro tuto koncepci zdvihu příliš vhodné a k výrobě zcela jistě v tomto případě nebude doporučeno.

Třetím navrhovaným řešením byl zdvih pomocí klínů. Tato koncepce byla navržena přímo na zadané zařízení a představuje alternativu zejména k nůžkovému mechanismu, protože se jedná o poměrně jednoduché mechanické řešení malého zdvihu. Vlastní princip zdvihu byl popsán u jeho návrhu. V porovnání s nůžkovým mechanismem má toto řešení mnohem méně komponentů, ze kterých je složeno, což představuje výhodu této koncepce. Podobně jako nůžkový mechanismus zaručuje lineární průběh zdvihu, což je pro danou aplikaci taktéž výhodou. Jednoduchá koncepce je vyvážena většími zástavbovými rozměry mechanismu, díky



kterým hmotnost navržené koncepce dosahuje 260 kg. Nevýhodu této koncepce by také představovaly vysoké nároky na přesnost vyráběných dílů. Toto řešení lze nicméně považovat za použitelnou alternativu zdvihu, která je snadno aplikovatelná i na toto zařízení. Výrobci bude toto řešení navrženo, jako vhodná mechanická náhrada nůžkového mechanismu.

Další řešenou koncepcí zdvihu byl zdvih pomocí excentrů, který byl zpracován po konzultaci s vedoucím práce. Podobně jako zdvih klíny a zdvih nůžkovým mechanismem, představuje další mechanické řešení zdvihu. Vlastní princip zdvihu byl opět popsán u jeho návrhu. Mezi nevýhody této koncepce patří zejména nutnost velkého převodu, protože zdvih probíhá pouze během půlotáčky excentru. U navrhovaného řešení je proti předchozím koncepcím také složitější propojení obou zvedacích míst s vlastním pohonem. Mechanismus taktéž není samosvorný, což by vyžadovalo použití pohonu s bezpečnostní brzdou. Dále by byly kladeny vysoké nároky na přesnou výrobu komponentů mechanismu. Největší nevýhodou pro toto zařízení však představuje nelineární průběh zdvihu. Zdvih pomocí excentrů je daném případě realizovatelný, pro danou aplikaci se však nejedná o ideální řešení.

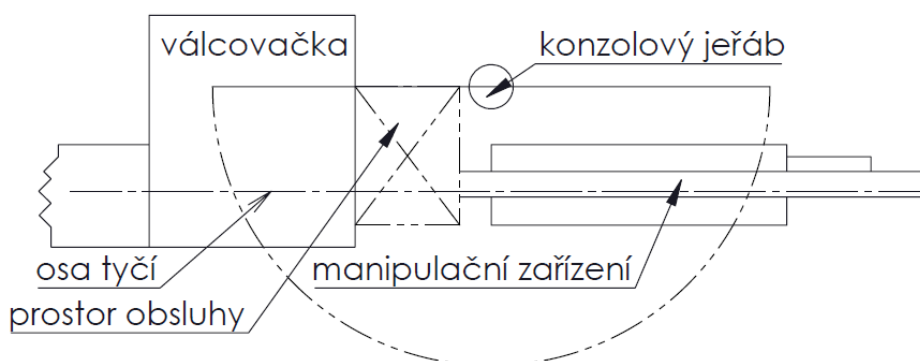
Pátým navrhovaným řešením byl zdvih pomocí šroubových zvedáků. Koncepce byla vybrána pro svoji jednoduchost a velice snadné použití. Díky kompaktním rozměrům je snadné umístění na zařízení a současně je možné tyto zvedáky pohánět různými způsoby. Výhodou je podobně jako v případě zdvihu pomocí tlačných řetězů použití malého množství vyráběných dílů. Tyto díly jsou zároveň velice jednoduché na výrobu. Jelikož šroubové zvedáky představují současně i šnekovou převodovku není nutné používat převodovku u pohonu. Je třeba pouze zajistit propojení pohonu a šroubového zvedáku. Šnekový převod také zajišťuje samosvornost, a tím odpadá nutnost brždění mechanismu. První navrhovaná varianta počítá s propojením motoru a zvedáku pomocí ozubeného řemene. Tato varianta představuje nejlehčí navrhované zvedací zařízení (130 kg) a současně je nejméně náročná na zástavbové rozměry. Toto řešení představuje velice jednoduché a kvalitní řešení zdvihu, které lze výrobcí zařízení zcela jistě doporučit. Druhá navrhovaná varianta by k přenosu momentu využívala hřídele a kuželovou převodovku, čímž je způsoben i nepatrný nárůst zástavbových rozměrů. Tato varianta by se proti předchozí prodražila, nicméně je téměř bezúdržbová. Také druhá varianta představuje řešení, které lze výrobcí pro tuto aplikaci doporučit.

Poslední navrhovanou koncepcí zdvihu byl po konzultaci s vedoucím práce zpracován zdvih s využitím pomaluběžných převodovek EC BOX. V zásadě se jedná o velice jednoduché řešení využívající taktéž velice málo dílů. Součástí je opět lineární vedení, pohon s převodovkou a vačka s excentricky uloženým ložiskem. Princip zdvihu byl opět popsán u jeho návrhu. Tuto koncepci se nepovedlo navrhnout s jedním pohonem, bylo by třeba použití dvou pohonů. Tato skutečnost představuje také největší nevýhodu této koncepce. Bylo by nutné zaručit přesné spouštění obou pohonů současně, aby nedocházelo k přičení mechanismu. Vačka s excentricky uloženým ložiskem představuje lepší variantu než řešení s excentry, nicméně zdvih mechanismu by taktéž neprobíhal lineárně. Tento mechanismus taktéž není samosvorný a bylo by nutné použít pohony s bezpečností brzdou. Zdvih s využitím převodovek EC BOX představuje velice jednoduché a funkční řešení, pro tuto aplikaci však není příliš vhodné.



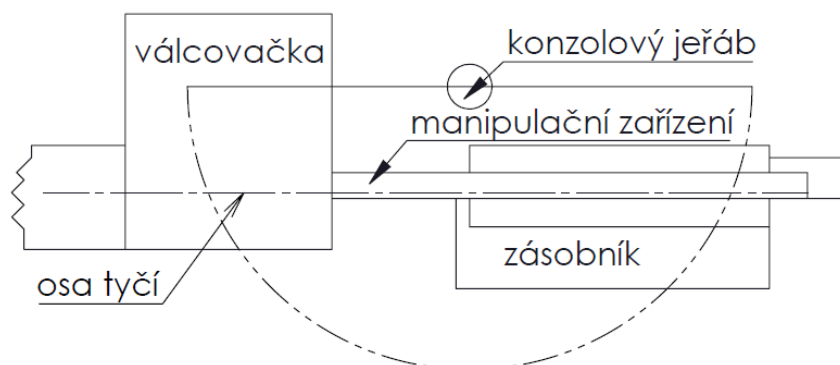
7 FUNKCE ZAŘÍZENÍ VE VÝROBNÍ LINCE

V této práci je navrhován manipulační a zvedací mechanismus poměrně složitého jednoúčelového stroje, který bude součástí výrobní linky válcování závitových tyčí. Jedná se o zařízení navrhované a vyráběné na zakázku pro českého výrobce. Zařízení bude sloužit jako podavač tyčí různých průměrů a délek pro válcovačku závitů. Základ zařízení tvoří čtyři důležité části: rám, mechanismus zdvihu, válečková dráha a mechanismus pro posuv tyčí. Zařízení je umístěno ve výrobní lince před válcovačkou závitů. Ve výchozí poloze zařízení musí být válcovačkou závitů dostatečný prostor pro obsluhu, aby bylo umožněno ruční zasouvání tyčí přímo do válcovačky podle stanovených požadavků. Zákazník neposkytl bližší údaje o výrobní lince, pro názornost jsou zde však uvedeny alespoň schématické nákresy. Na následujícím obrázku je znázorněn prostor obsluhy ve výchozí poloze zařízení.



Obr. 78 Výchozí pozice zařízení – manuální obsluha válcovačky

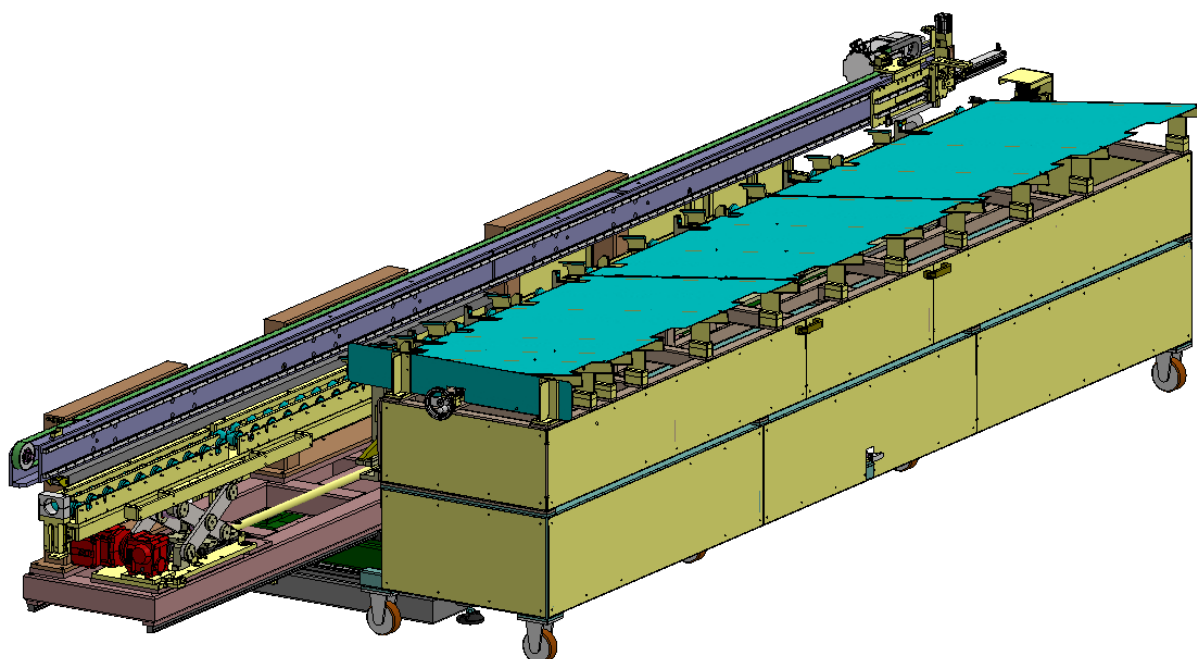
Pro zapojení zařízení do výrobní linky se pracovní část zařízení (zdvih, válečková dráha a posuv tyčí) vysune o 1500 mm směrem k válcovačce závitů. Tuto funkci zajišťuje svým vysunutím rám podélného posuvu. Vysunutím pracovní části zanikne volný prostor obsluhy před válcovačkou závitů, čímž také dojde k zamezení pohybu obsluhy v tomto prostoru. Obsluha provede nastavení stroje na požadovaný typ obráběných tyčí. Provede se nastavení výšky zařízení a příčného posuvu, které kompenzují průměr posouváných tyčí vůči válcovačce závitů. V případě plně automatického posouvání je také nastavena příslušná délka zakládání tyčí. Po provedení nastavení je zařízení připraveno k použití ve výrobní lince. Pracovní poloha je schématicky znázorněna na následujícím obrázku.



Obr. 79 Pracovní poloha zařízení - zakládání ze zásobníku



Vlastní zakládání tyčí do zařízení bude prováděno dvěma způsoby a probíhá ve vymezeném prostoru na válečkové dráze. Prvním způsobem bude kusové zakládání. Při kusovém zakládání budou tyče do zařízení dodávány přímo obsluhou, nebo budou zakládány pomocí konzolového jeřábu. Tento způsob bude používán spíše výjimečně, nicméně byl součástí požadavků na zařízení. V tomto režimu je možné na válečkovou dráhu zakládat tyče o průměrech 12 mm až 150 mm, přičemž jejich délka může být 300 mm až 4,3 m. Po drobných úpravách zařízení bude možné tímto způsobem zakládat tyče až do délek 6 m. Druhým způsobem bude automatické zakládání. V tomto režimu bude zařízení pracovat většinu času. Zařízení bude spolupracovat s poloautomatickým zásobníkem, ze kterého budou dodávány tyče o průměrech 12 mm až 60 mm, přičemž délky tyčí se mohou pohybovat od 300 mm do 4,3 m. Tyto tyče budou tvořit většinu výrobní produkce této linky.



Obr. 80 Zařízení v pracovní poloze se zásobníkem

Zásobník tyčí je umístěn na kolečkách, aby s ním obsluha mohla snadno manipulovat. Je také výškově nastavitelný pro kompenzaci průměrů zakládáných tyčí. Zásobník je obsluhou nasunut k zařízení, kde je pomocí klínů na příčně posuvném rámu naveden do správné polohy a následně aretován. Obsluha mechanicky nastaví zásobník na požadovaný průměr tyčí. Poté je zásobník naplněn a zařízení může být spuštěno. Tyče jsou po jednom kuse dodávány ze zásobníku do vymezeného prostoru na válečkové dráze. Po založení tyče dojde k najetí posuvové hlavice s odpruženým trnem, která tyč začne posouvat směrem k válčovačce závitů. Hlavice posouvá tyč, podle její délky, do nastavené pozice, kde je tyč odebrána mechanismem válčovačky. Hlavice se následně vrací do výchozí polohy. Jakmile je ve výchozí nastavené poloze, je ze zásobníku dodána další tyč a celý proces se opakuje.



ZÁVĚR

Tato práce se zabývá návrhem manipulačního a zvedacího zařízení jednoúčelového stroje výrobní linky. Úvod práce je věnován přehledu konstrukčních řešení standartně používaných zvedacích plošin, protože cílem práce bylo vytvořit několik alternativ zvedacího zařízení. Je zde uvedeno mnoho koncepcí, které jsou rozděleny dle různých hledisek, jako je například typ mechanismu zdvihu nebo druh pohonu. Přehled byl následně použit při výběru vhodných mechanismů pro navrhované zvedací zařízení.

Dle zadaných parametrů je v další kapitole představen návrh manipulačního zařízení. Společně se zadanými parametry je brán ohled na požadavky zákazníka a na další části stroje (válečková dráha a posuv tyčí), pro které je manipulační zařízení navrhováno. Nejdříve je navrhován masivní rám stroje, který je sestaven ze tří částí. Základní rám představující nepohyblivou část rámu (stroje) a pohyblivé části rámu (příčně a podélně). Následně je navrhováno několik variant řešení zdvihu mechanismu (nůžkový mechanismus, tlačné řetězy, zdvih pomocí klínů, zdvih pomocí excentru, šroubové zvedáky a zdvih s využitím pomaluběžných převodovek EC BOX). V závěru této kapitoly jsou krátce představeny poslední části zařízení (válečková dráha a posuv tyčí).

Další část práce se věnuje návrhu nůžkového zvedacího mechanismu. Tato koncepce byla vybrána k výrobě zejména pro jednoduchost jednotlivých vyráběných dílů, proto byla v práci provedena její kontrola. Je proveden statický výpočet nůžkového mechanismu, kde je mechanismus řešen jako rovinná úloha. Mechanismus je řešen s přímočarým akčním členem, který ve skutečnosti představuje trapézový šroub mechanismu. Na tyto výpočty navazují základní pevnostní výpočty mechanismu, ze kterých jsou následně kontrolovány navržené průřezy ramen mechanismu. Dále jsou provedeny pevnostní kontroly čepů ve vazbách a pevnostní kontrola spojnice mechanismů. Na závěr této kapitoly je navrhován pohon pro trapézový šroub mechanismu. Pohon mechanismu zajišťuje motor ve spojení se šnekovou převodovkou SEW Eurodrive.

Čtvrtá kapitola byla věnována návrhu zdvihu pomocí tlačných řetězů francouzského výrobce Serapid. Nejdříve byl sepsán základní přehled tlačných řetězů tohoto výrobce určených k vertikálnímu zdvihu. Následně byl po konzultaci s firmou Serapid vybrán vhodný typ řetězu LinkLift 30. Po výběru typu řetězu následovaly základní výpočty pro určení velikosti pohonu mechanismu. Pohon bude zajišťovat motor ve spojení s radiální a šnekovou převodovkou SEW Eurodrive, přenos momentu je zajišťován ozubeným řemenem Haberkorn.

V páté kapitole byl navrhován zdvih pomocí šroubových převodovek. Výrobci šroubových zvedacích převodovek je celá řada, v našem případě byly vybrány šroubové zvedáky italského výrobce Servomech. Nejdříve byl sepsán stručný přehled jednotlivých typů a variant šroubových zvedáků s trapézovým šroubem od výrobce Servomech. Pro zvedací zařízení byl následně po konzultaci se společností Servomech vybrán vhodný typ zvedáku s označením MA 10. Poté následoval výběr vhodného pohonu pro zdvih dle tabulek uvedených výrobcem. Pohon bude zajišťovat čtyřpólový motor SEW Eurodrive a přenos točivého momentu budou zajišťovat ozubené řemeny Haberkorn.

Předposlední kapitola je věnována porovnání jednotlivých koncepcí zdvihu. Porovnání zohledňuje výhody a nevýhody všech navrhovaných koncepcí. Jsou zde zmíněny i případné úpravy, které by mohly jednotlivé koncepce ještě zlepšit. U všech koncepcí je hodnoceno, zda jsou pro dané zařízení vhodné.



Závěr práce je věnován schématickému znázornění výrobní linky, ve které bude zařízení umístěno. Navrhované zařízení představuje netradiční a poměrně složitý jednoúčelový stroj vyráběný podle požadavků zákazníka, proto je zde uveden stručný popis funkce celého zařízení ve výrobním procesu. Stručně je zde popsán i jeden pracovní cyklus zařízení ve spolupráci se zásobníkem.

Souběžně s touto prací byly vytvářeny 3D modely jednotlivých částí zařízení. Modelování zařízení probíhalo v prostředí programu Solidworks. Nejdříve byly vytvořeny modely všech tří částí rámu zařízení. Následně byly vytvořeny modely několika koncepcí zvedacích zařízení. V příloze I jsou uvedeny ilustrace celého zařízení. Vybrané koncepce zdvihu, které byly v práci řešeny podrobněji, umístěné do sestavy celého zařízení jsou uvedeny v přílohách II, III a IV. Příloha V následně tvoří výkresovou dokumentaci práce, kterou tvoří zejména sestavné výkresy konstrukčních celků zařízení.

Tato práce dosáhla všech cílů stanovených v zadání. Všechny funkční celky zařízení byly navrhované podle zadaných parametrů a požadavků stanovených na toto zařízení. Největší část práce je věnovaná nestandardnímu zdvihu zařízení. Jedná se o zařízení s malým zdvihem, které musí mít malé zástavbové rozměry a současně musí obsáhnout konstrukci velkých rozměrů. Vzhledem k netradiční konstrukci zařízení by bylo jistě zajímavé zpracování dalších alternativ zvedacího zařízení. Dále by bylo možné podrobněji rozebrat některou další koncepci z navrhovaných řešení, případně navrhované koncepce dále upravovat. Vývoj zvedacích zařízení a zvedacích pohonů je však stále aktuální, proto zcela jistě existují i jiná řešení, které by bylo možné na daný problém aplikovat.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

LITERATURA

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.
- [2] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.
- [3] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.
- [4] KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.
- [6] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Dopravní a manipulační zařízení*. FSI VUT v Brně.

OSTATNÍ

- [7] *Engineering 360: Lift Tables Information* [online]. New York, USA: IEEE GlobalSpec, 2016 [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: https://www.globalspec.com/learnmore/material_handling_packaging_equipment/material_handling_equipment/lift_tables
- [8] Zvedací stůl EdmoLift® řady T s dvojitým nůžkovým mechanismem. *Jungheinrich PROFISHOP: Zvedací stoly a plošiny* [online]. Česká republika: Jungheinrich (ČR) [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.jungheinrich-profishop.cz/Zvedaci-stul-EdmoLift-rady-T-s-dvojitym-nuzkovym-mechanismem-24236-144037/>
- [9] VLXS7 - Low-Rise Lift. *Rotary Lift: setting the standart for hydraulic vehicle lifts* [online]. USA [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <http://www.rotarylif.com/LIFTS/VLXS7/>
- [10] Plošinové vertikální zvedáky. *Miteral: vybavení autoservisů, pneuservisů, nabíječky, svářečky* [online]. Česká republika [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.miteral.cz/zvedaky-hevery/zvedaky-pro-os-vozidla-a-dodavky/plosinove-zvedaky-nova-konstrukce/omer/plosinove-vertikalni-zvedaky>
- [11] PFAFF SILBERBLAU ZWW- L 500KG RACK AND PINION JACK: Lifting Jacks | Steel Jacks | Lifting Equipment store. *Lifting Equipment: Material Handling Equipment, Height Safety, Hoists, Chains, Lifting Slinks UK* [online]. Velká Británie [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.liftingequipmentstore.com/product/pfaff-silberblau-zww--l-500kg-rack-and-pinion-jack>



- [12] 4-Set Screw Jack System H Type: H Screw Jack System. *Lude Transnission: Screw Jack, Screw Lift, Slewing Drive Manufacturer* [online]. Čína [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: https://www.ludetransmission.com/4-set-screw-jack-system-h-type_p147.html#parentHorizontalTab021
- [13] Gamma 800 M. *Armani: Made in Italy lift trucks* [online]. Itálie [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.armanni.com/en/lift-tables/workbench-lift-tables/gamma-800-m-750-800/>
- [14] SDI Series. *Space Test* [online]. Itálie [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.spacetest.com/products/lifts/car-lifts/in-ground-piston-lifts/sdi-series/#!>
- [15] Spiralift. *Gala Systems: Stage systems solutions for Multipurpose Halls* [online]. Kanada: Gala System [cit. 2019-01-24]. Dostupné z: <https://www.galasytems.com/en/spiralift/>
- [16] INDUSTRIAL LIFTING SOLUTIONS. *Paco Spiralift: Automotive & Industrial Lifting Solution* [online]. Kanada [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.pacospiralift.com/solutions/industrial-solutions/>
- [17] Spiralift: The Ultimate Telescoping Linear Actuator. *Hizook: Robotics News for Academics & Professionals* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <http://www.hizook.com/blog/2010/11/07/spiralift-ultimate-telescoping-linear-actuator>
- [18] Zvedací stůl, 300 kg, modrý. *AJ Produkty s.r.o.: vybavení pro sklady, kanceláře a průmysl* [online]. Česká republika [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://www.ajprodukty.cz/sklady-dilny-a-prumysl/transport-a-manipulace/zvedaci-stoly/zvedaci-stul/463590-19453507.wf?productId=19453482>
- [19] PŘEVODOVKA HG200K. *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. Česká republika [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/typ-hg200k/>
- [20] Paralelogramový plošinový zvedák SD1005. *UNIVER: kompletní vybavení pro autoservisi, dílny a průmysl* [online]. [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <https://www.univer.cz/paralelogramovy-plosinovy-zvedak-sd1005-id4023>
- [21] Naklápečí plošina ALT1500U. *RPJ service s.r.o.: Katalog* [online]. Česká republika [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://www.rpjl.cz/katalog/logistika/zvedaci-plosiny/naklapeci/726324-naklapeci-plosina-alt1500u-/>
- [22] Pallet Leveller PL 2002 – automatic work level adjustment!. *Scissor lift tables and pallet handling products from EdmoLift* [online]. Švédsko [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: http://www.edmolift.com/en-GB/scissor_lift_table/pallet_leveller/do.aspx
- [23] TABLE LIFT COVER. *Hy-Du-Ex Pty Ltd: Manufacturer of protective covers and bellows* [online]. Austrálie [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <http://hyduex.com.au/product/table-lift-cover/>
- [24] Trapézové šrouby a příslušenství. *Matis s.r.o.: Lineární vedení* [online]. Česká republika [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/cs/kategorie/trapezove-srouby-a-prislusenstvi>



- [25] *Ferona online* [online]. Česká republika: Ferona, 2017 [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz>
- [26] Online Support. *SEW-EURODRIVE* [online]. [cit. 2019-03-06]. Dostupné z: <https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/>
- [27] LinkLift: Serapid. *Rigid Chain Technology by Serapid* [online]. Francie [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/products-and-solutions/linklift-lift-system-heavy-loads>
- [28] The HD Lift lifting chain: Serapid. *Rigid Chain Technology by Serapid* [online]. Francie [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/products-and-solutions/hd-lift-lifting-chain-power-and-stamina>
- [29] The ChainLift lifting chain: Serapid. *Rigid Chain Technology by Serapid* [online]. Francie [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/products-and-solutions/chainlift-lifting-chain-proven-technology>
- [30] RigiBelt: Serapid. *Rigid Chain Technology by Serapid* [online]. Francie [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/products-and-solutions/rigibelt-non-magnetic-mechanical-actuator>
- [31] SERVOMECH products: linear actuators and screw jacks. *SERVOMECH Linear Actuators and Screw Jacks* [online]. Itálie [cit. 2019-03-08]. Dostupné z: <http://www.servomech.it/main/screw-jacks.htm>
- [32] Ozubené řemeny: Haberkorn. *Eshop s komponenty pro stavbu strojů: Haberkorn* [online]. Česká republika [cit. 2019-03-22]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/ozubene-remeny/>
- [33] Pohony řetězy: Haberkorn. *Eshop s komponenty pro stavbu strojů: Haberkorn* [online]. [cit. 2019-02-01]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/retezy/vysokovykonne-iwis-din-8187/>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A		Maticový zápis soustavy lineárních rovnic
a_A	[mm]	Výpočtový rozměr čepu A
a_B	[mm]	Výpočtový rozměr čepu B
a_E	[mm]	Výpočtový rozměr čepu E
b		Vektor známých pravých stran
B	[mm]	Šířka profilu ramene
b_A	[mm]	Výpočtový rozměr čepu A
b_B	[mm]	Výpočtový rozměr čepu B
B_B	[mm]	Otvor pro uložení čepu ve vazbě B
b_E	[mm]	Výpočtový rozměr čepu E
B_r	[mm]	Rozměr profilu rámu
d_s	[mm]	Průměr spojnice mechanismů
d_A	[mm]	Výpočtový rozměr čepu A
d_B	[mm]	Výpočtový rozměr čepu B
d_E	[mm]	Výpočtový rozměr čepu E
d_s	[mm]	Průměr trapézového šroubu
E	[MPa]	Modul pružnosti v tahu
F	[N]	Výsledná síla od zatížení
F_{Amax}	[N]	Maximální síla ve vazbě A
F_{Ax}	[N]	Síla ve vazbě A ve směru osy x
F_{Axx}	[N]	Rozložení síly F_{Ax} do lokálního souřadnicového systému
F_{Axy}	[N]	Rozložení síly F_{Ax} do lokálního souřadnicového systému
F_{Ay}	[N]	Síla ve vazbě A ve směru osy y
F_{Ayx}	[N]	Rozložení síly F_{Ay} do lokálního souřadnicového systému
F_{Ayy}	[N]	Rozložení síly F_{Ay} do lokálního souřadnicového systému
F_{Bmax}	[N]	Maximální síla ve vazbě B
F_{Bx}	[N]	Síla ve vazbě B ve směru osy x
F_{Bxx}	[N]	Rozložení síly F_{Bx} do lokálního souřadnicového systému
F_{Bxy}	[N]	Rozložení síly F_{Bx} do lokálního souřadnicového systému
F_{By}	[N]	Síla ve vazbě B ve směru osy y
F_{Byx}	[N]	Rozložení síly F_{By} do lokálního souřadnicového systému
F_{Byy}	[N]	Rozložení síly F_{By} do lokálního souřadnicového systému



$F_{Cř}$	[N]	Celkové zatížení tlačného řetězu
F_{Cx}	[N]	Síla ve vazbě C ve směru osy x
F_{Cxx}	[N]	Rozložení síly F_{Cx} do lokálního souřadnicového systému
F_{Cxy}	[N]	Rozložení síly F_{Cx} do lokálního souřadnicového systému
F_{Cy}	[N]	Síla ve vazbě C ve směru osy y
F_{Cyx}	[N]	Rozložení síly F_{Cy} do lokálního souřadnicového systému
F_{Cyy}	[N]	Rozložení síly F_{Cy} do lokálního souřadnicového systému
F_{Dy}	[N]	Síla ve vazbě D ve směru osy y
F_{Dyx}	[N]	Rozložení síly F_{Dy} do lokálního souřadnicového systému
F_{Dyy}	[N]	Rozložení síly F_{Dy} do lokálního souřadnicového systému
F_{Emax}	[N]	Maximální síla ve vazbě E
F_{Ey}	[N]	Síla ve vazbě E ve směru osy y
F_{Eyx}	[N]	Rozložení síly F_{Ey} do lokálního souřadnicového systému
F_{Eyy}	[N]	Rozložení síly F_{Ey} do lokálního souřadnicového systému
F_{Fx}	[N]	Síla ve vazbě F ve směru osy x
F_{Fy}	[N]	Síla ve vazbě F ve směru osy y
F_{Gx}	[N]	Síla ve vazbě G ve směru osy x
F_{Gy}	[N]	Síla ve vazbě G ve směru osy y
F_{Hx}	[N]	Síla ve vazbě H ve směru osy x
F_{Hy}	[N]	Síla ve vazbě H ve směru osy y
F_{Iy}	[N]	Síla ve vazbě I ve směru osy y
F_{Jy}	[N]	Síla ve vazbě J ve směru osy y
F_{Kx}	[N]	Síla ve vazbě K ve směru osy x
F_{Kxx}	[N]	Rozložení síly F_{Kx} do lokálního souřadnicového systému
F_{Kxy}	[N]	Rozložení síly F_{Kx} do lokálního souřadnicového systému
F_{Ky}	[N]	Síla ve vazbě K ve směru osy y
F_{Kyx}	[N]	Rozložení síly F_{Ky} do lokálního souřadnicového systému
F_{Kyy}	[N]	Rozložení síly F_{Ky} do lokálního souřadnicového systému
F_{Lx}	[N]	Síla ve vazbě L ve směru osy x
F_{Ly}	[N]	Síla ve vazbě L ve směru osy y
F_{Mx}	[N]	Síla ve vazbě M ve směru osy x
F_{Mxx}	[N]	Rozložení síly F_{Mx} do lokálního souřadnicového systému
F_{Mxy}	[N]	Rozložení síly F_{Mx} do lokálního souřadnicového systému



F_{My}	[N]	Síla ve vazbě M ve směru osy y
F_{Myx}	[N]	Rozložení síly F_{My} do lokálního souřadnicového systému
F_{Myy}	[N]	Rozložení síly F_{My} do lokálního souřadnicového systému
F_{Nx}	[N]	Síla ve vazbě N ve směru osy x
F_{Ny}	[N]	Síla ve vazbě N ve směru osy y
$F_{\dot{r}}$	[N]	Zatížení od vlastní váhy tlačného řetězu
F_x	[N]	Síla ve směru osy x
F_y	[N]	Síla ve směru osy y
F_Z	[N]	Výsledná síla na jeden nůžkový mechanismus
F_z^1		Varianta zatížení 1
F_z^2		Varianta zatížení 2
F_z^3		Varianta zatížení 3
F_z^4		Varianta zatížení 4
$F_{Z\dot{r}}$	[N]	Zatížení tlačného řetězu
$F_{Z\dot{s}}$	[N]	Zatížení šroubového zvedáku
g	[kg·m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
i	[-]	Stupeň volnosti
I_r	[mm ⁴]	Kvadratický osový moment průřezu profilu rámu
i_v	[-]	Počet stupňů tělesa v rovině
I_y	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose y
I_{yB}	[mm ⁴]	Kvadratický osový moment průřezu ramene ve vazbě B
I_z	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu k ose z
i_z	[mm]	Poloměr kvadratického momentu vzhledem k ose z
l_{21}	[mm]	Délka členu 2
l_{22}	[mm]	Délka na členu 2
l_{31}	[mm]	Délka členu 3
l_{32}	[mm]	Délka na členu 3
l_{41}	[mm]	Délka členu 4
l_{42}	[mm]	Délka na členu 4
l_{43}	[mm]	Délka na členu 4
l_{51}	[mm]	Délka členu 5
l_{52}	[mm]	Délka na členu 5
l_{61}	[mm]	Délka členu 6



l_{62}	[mm]	Délka na členu 6
l_{71}	[mm]	Délka členu 7
l_{72}	[mm]	Délka na členu 7
l_{73}	[mm]	Délka na členu 7
l_{81}	[mm]	Délka členu 8
l_{91}	[mm]	Délka členu 9
l_{red}	[mm]	Redukovaná délka ramene
M_{21}^L	[N·m]	Ohybový moment na členu 2 v bodě 1 zleva
M_{21}^P	[N·m]	Ohybový moment na členu 2 v bodě 1 zprava
M_{22}^L	[N·m]	Ohybový moment na členu 2 v bodě 2 zleva
M_{22}^P	[N·m]	Ohybový moment na členu 2 v bodě 2 zprava
M_{31}^L	[N·m]	Ohybový moment na členu 3 v bodě 1 zleva
M_{31}^P	[N·m]	Ohybový moment na členu 3 v bodě 1 zprava
M_{32}^L	[N·m]	Ohybový moment na členu 3 v bodě 2 zleva
M_{32}^P	[N·m]	Ohybový moment na členu 3 v bodě 2 zprava
m_d	[kg]	Hmotnost válečkové dráhy
$M_{K\check{s}}$	[N·m]	Potřebný moment pro trapézový šroub
M_{o2max}	[N·m]	Maximální moment na rameni 2
M_{oA}	[N·mm]	Ohybový moment čepu ve vazbě A
M_{oB}	[N·mm]	Ohybový moment čepu ve vazbě B
M_{oE}	[N·mm]	Ohybový moment čepu ve vazbě E
$M_{\check{r}}$	[N·m]	Potřebný moment pro tlačný řetěz
$m_{\check{r}/l}$	[kg·m ⁻¹]	Hmotnost tlačného řetězu na 1 metr délky
$M_{V\check{s}}$	[N·m]	Výsledný potřebný moment pro trapézový šroub
m_z	[kg]	Nosnost válečkové dráhy
M_{zA}	[N·m]	Moment k vazbě A okolo osy z
M_{zC}	[N·m]	Moment k vazbě C okolo osy z
M_{zF}	[N·m]	Moment k vazbě F okolo osy z
M_{zH}	[N·m]	Moment k vazbě H okolo osy z
M_{zN}	[N·m]	Moment k vazbě N okolo osy z
n	[-]	Počet členů mechanismu
N_{21}^L	[N]	Normálová síla na členu 2 v bodě 1 zleva
N_{22}^L	[N]	Normálová síla na členu 2 v bodě 2 zleva



N_{23}^P	[N]	Normálová síla na členu 2 v bodě 3 zprava
N_{2max}	[N]	Maximální normálová síla na rameni 2
N_{31}^L	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 1 zleva
N_{32}^L	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 2 zleva
N_{33}^P	[N]	Normálová síla na členu 3 v bodě 3 zprava
$N_{\delta max}$	[N]	Maximální síla ve spojnice
NP	[-]	Neznámé parametry
$n_{\dot{r}}$	[s ⁻¹]	Vstupní otáčky tlačného řetězu
o	[-]	Počet kinematických dvojic s obecnou vazbou
p	[-]	Počet kinematických dvojic s posuvnou vazbou
p_A	[MPa]	Stykový tlak čepu ve vazbě A
p_B	[MPa]	Stykový tlak čepu ve vazbě B
p_{dov}	[MPa]	Dovolené stykové napětí
p_E	[MPa]	Stykový tlak čepu ve vazbě E
$P_{M\dot{r}}$	[W]	Výkon pohonu pro tlačný řetěz
$P_{M\dot{s}}$	[W]	Potřebný výkon motoru pro trapézový šroub
$p_{\dot{r}}$	[mm]	Rozteč tlačného řetězu
$p_{\dot{s}}$	[mm]	Stoupání trapézového šroubu
r	[-]	Počet kinematických dvojic s rotační vazbou
R_e	[MPa]	Minimální mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu v tahu
S	[mm ²]	Plocha průřezu ramene
S_{δ}	[mm ²]	Plocha průřezu spojnice mechanismů
S_A	[mm ²]	Plocha čepu v průřezu
S_B	[mm ²]	Plocha čepu v průřezu
S_B	[mm ²]	Plocha průřezu ramene ve vazbě B
S_E	[mm ²]	Plocha čepu v průřezu
S_r	[mm ²]	Plocha průřezu profilu rámu
t	[mm]	Tloušťka profilu ramene
T_{21}^L	[N]	Posouvající síla na členu 2 v bodě 1 zleva
T_{22}^L	[N]	Posouvající síla na členu 2 v bodě 2 zleva
T_{23}^P	[N]	Posouvající síla na členu 2 v bodě 3 zprava
T_{2max}	[N]	Maximální posouvající síla na rameni 2



T_{31}^L	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 1 zleva
T_{32}^L	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 2 zleva
T_{33}^P	[N]	Posouvající síla na členu 3 v bodě 3 zprava
T_r	[mm]	Tloušťka profilu rámu
ν	[-]	Počet kinematických dvojic s valivou vazbou
$\nu_{\dot{r}}$	[m·s ⁻¹]	Rychlost zdvihu tlačného řetězu
W_{oA}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_{oB}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_{oE}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
W_{oy}	[mm ³]	Modulu průřezu v ohybu k ose y
W_{oyB}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu ramene ve vazbě B
W_{oz}	[mm ³]	Modulu průřezu v ohybu k ose z
W_r	[mm ³]	Modul průřezu profilu rámu v ohybu
x		Vektor neznámých
$z_{\dot{r}}$	[mm]	Zdvih tlačného řetězu
α	[°]	Úhel mechanismu
α_u	[-]	Součinitel stanovující typ uložení
$\eta_{\dot{r}}$	[-]	Účinnost tlačného řetězu
$\eta_{\dot{s}}$	[-]	Účinnost rapézového šroubu
λ	[-]	Štíhlost prutu
λ_d	[-]	Štíhlost prostého tlaku
λ_{krit}	[-]	Kritická štíhlost prutu
μ	[-]	Počet neznámých parametrů
μ_F	[-]	Počet neznámých silových parametrů
μ_M	[-]	Počet neznámých momentových parametrů
ν	[-]	Počet použitelných podmínek statické rovnováhy
ν_F	[-]	Počet použitelných silových podmínek statické rovnováhy
ν_M	[-]	Počet použitelných momentových podmínek statické rovnováhy
σ_{2max}	[MPa]	Maximální normálové napětí na rameni 2
σ_{8max}	[MPa]	Maximální napětí ve spojnici
σ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí
σ_{o2max}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na rameni 2
σ_{oA}	[MPa]	Ohybové napětí čepu ve vazbě A



σ_{oB}	[MPa]	Ohybové napětí čepu ve vazbě B
σ_{oE}	[MPa]	Ohybové napětí čepu ve vazbě E
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí na rameni 2
σ_{redA}	[MPa]	Redukované napětí čepu ve vazbě A
σ_{redB}	[MPa]	Redukované napětí čepu ve vazbě B
σ_{redE}	[MPa]	Redukované napětí čepu ve vazbě E
τ_{2max}	[MPa]	Maximální smykové napětí na rameni 2
τ_A	[MPa]	Smykové napětí čepu ve vazbě A
τ_B	[MPa]	Smykové napětí čepu ve vazbě B
τ_{dov}	[MPa]	Dovolené napětí ve smyku
τ_E	[MPa]	Smykové napětí čepu ve vazbě E
$\omega_{\dot{r}}$	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost tlačného řetězu
$\omega_{\dot{s}}$	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost trapézového šroubu



SEZNAM PŘÍLOH

PŘÍLOHA I:

3D model kompletního zařízení

PŘÍLOHA II:

3D model zdvihu nůžkovým mechanismem

PŘÍLOHA III:

3D model zdvihu tlačným řetězem

PŘÍLOHA IV:

3D model zdvihu šroubovým zvedákem

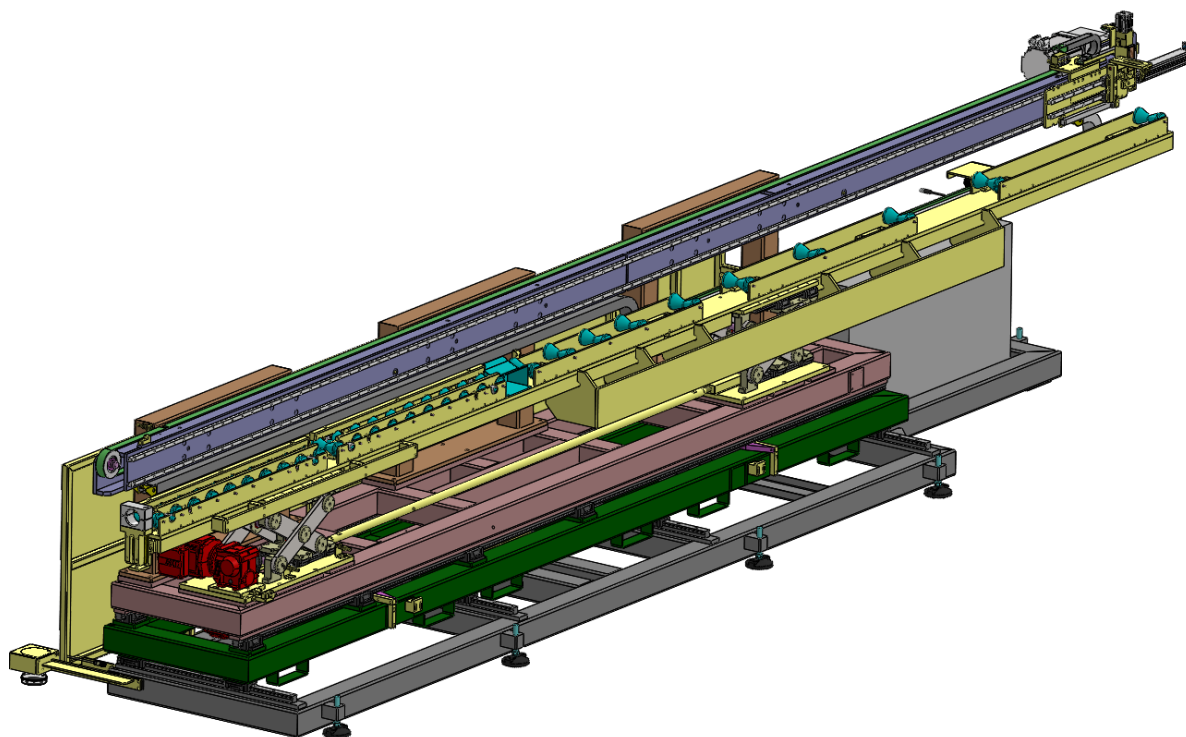
PŘÍLOHA V:

Výkresová dokumentace:

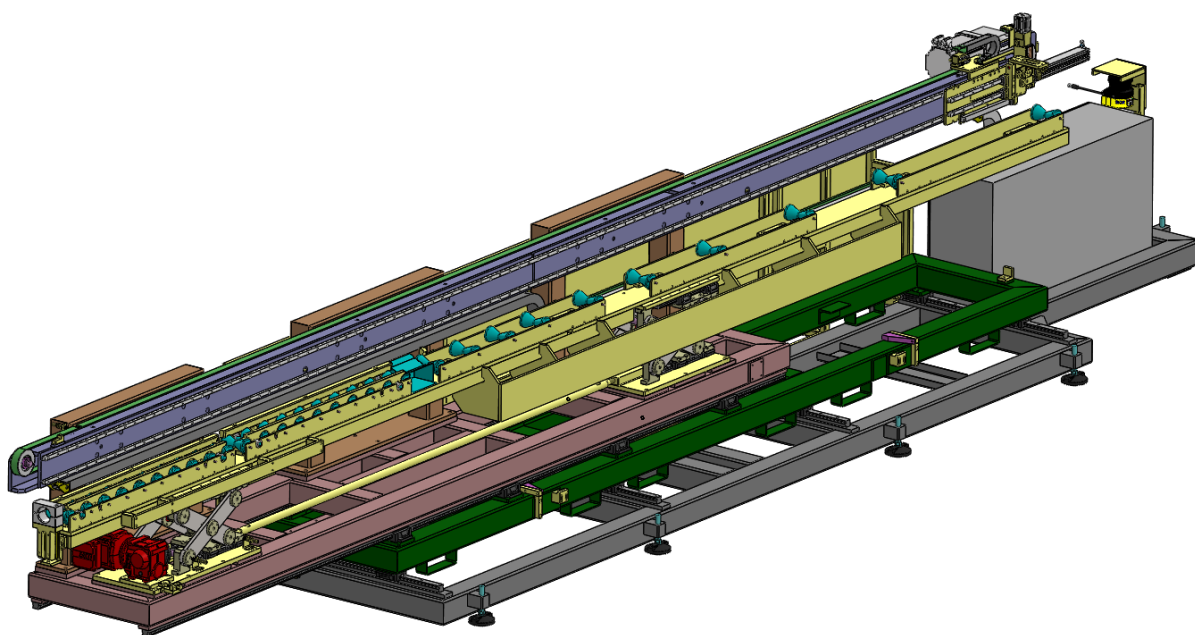
- Sestava zařízení	JD030-000
- Sestava základního rámu	JD030-010-000
- Kusovník	JD030-010-000-K
- Svařenec základního rámu	JD030-010-001
- Kusovník	JD030-010-001-K
- Sestava nůžkového mechanismu	JD030-020-000
- Kusovník	JD030-020-000-K
- Deska spodní	JD030-020-001
- Deska spodní	JD030-020-010
- Deska horní	JD030-020-014
- Sestava s tlačným řetězem	JD030-021-000
- Kusovník	JD030-021-000-K
- Sestava se šroubovým zvedákem	JD030-022-000
- Kusovník	JD030-022-000-K
- Sestava příčně posuvného rámu	JD030-030-000
- Kusovník	JD030-030-000-K
- Svařenec příčně posuvného rámu	JD030-030-001
- Kusovník	JD030-030-001-K
- Sestava podélně posuvného rámu	JD030-040-000



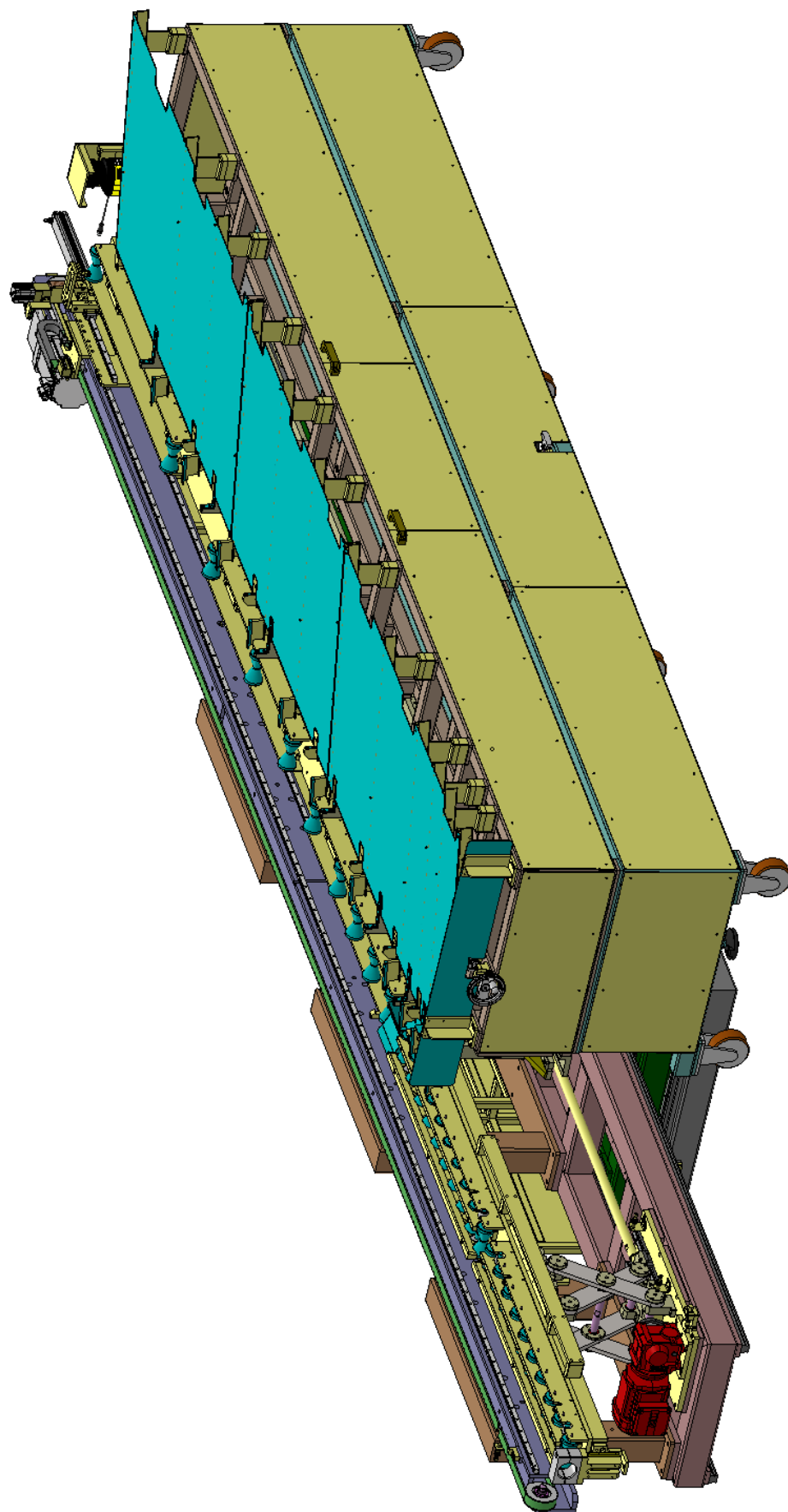
PŘÍLOHA I



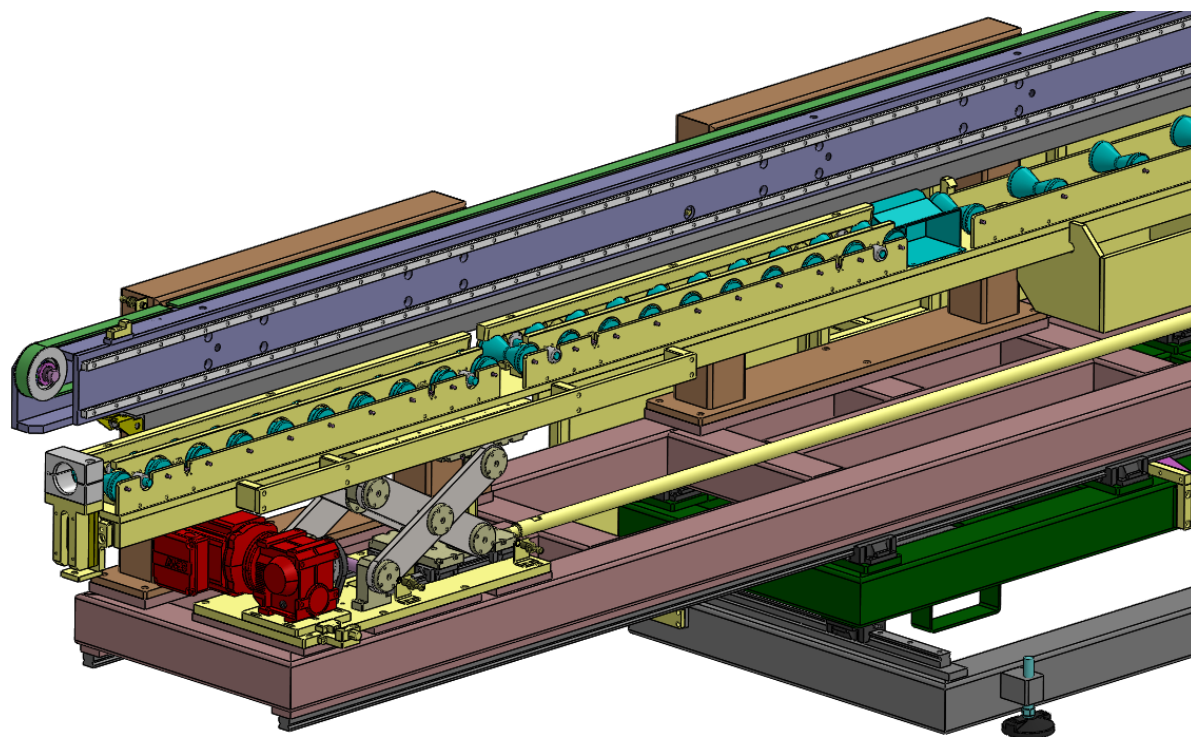
Obr. 1 Sestava zařízení ve výchozí poloze



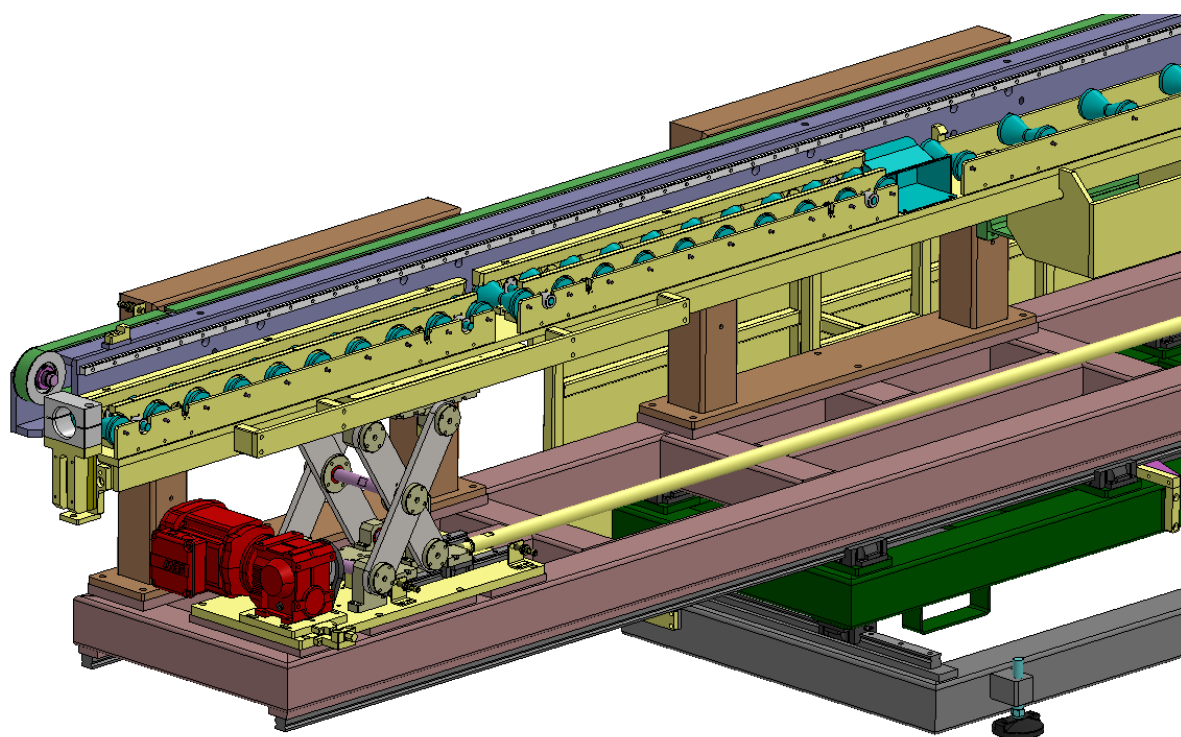
Obr. 2 Sestava zařízení ve výrobní poloze



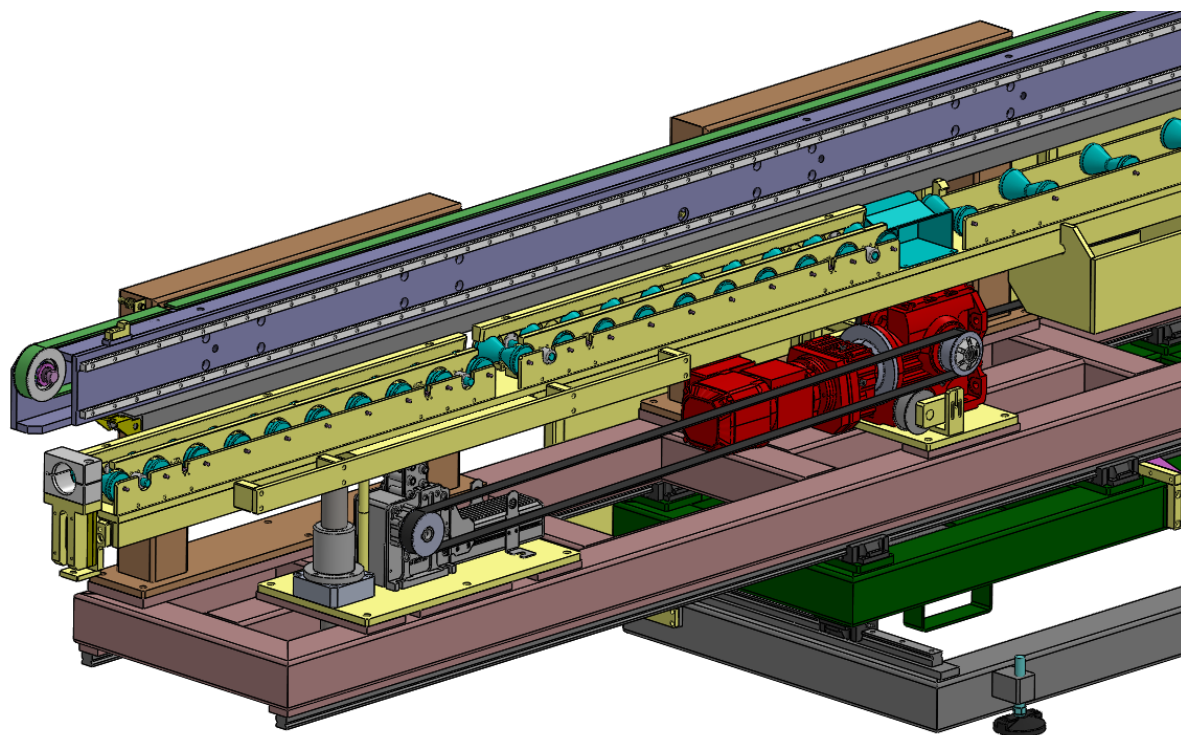
Obr. 3 Sestava zařízení ve výrobní poloze s automatickým zásobníkem



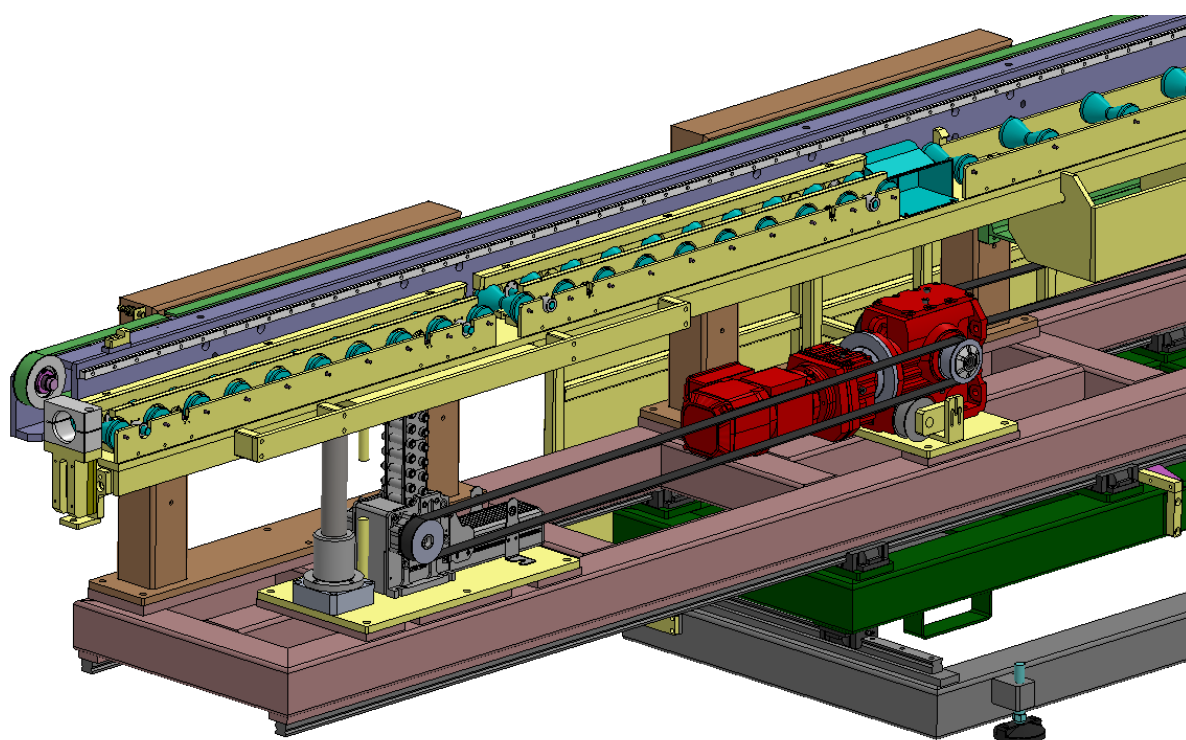
Obr. 1 Nůžkový mechanismus – spodní pracovní poloha



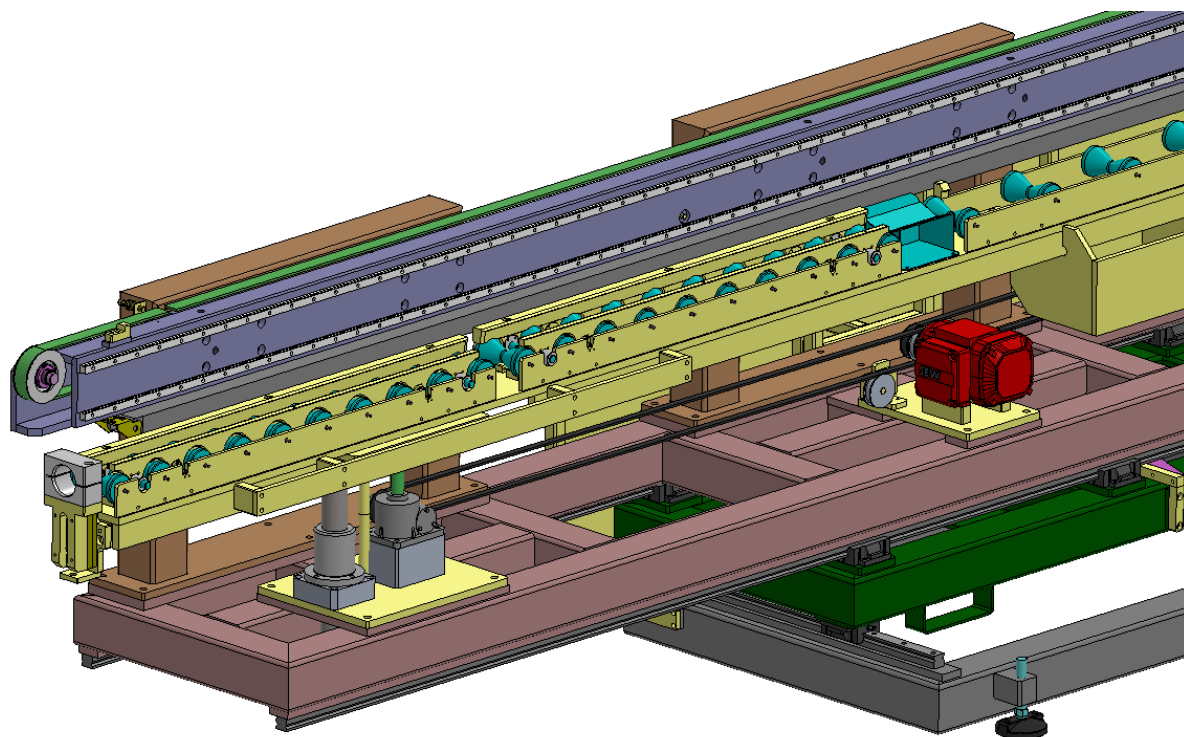
Obr. 2 nůžkový mechanismus – horní pracovní poloha



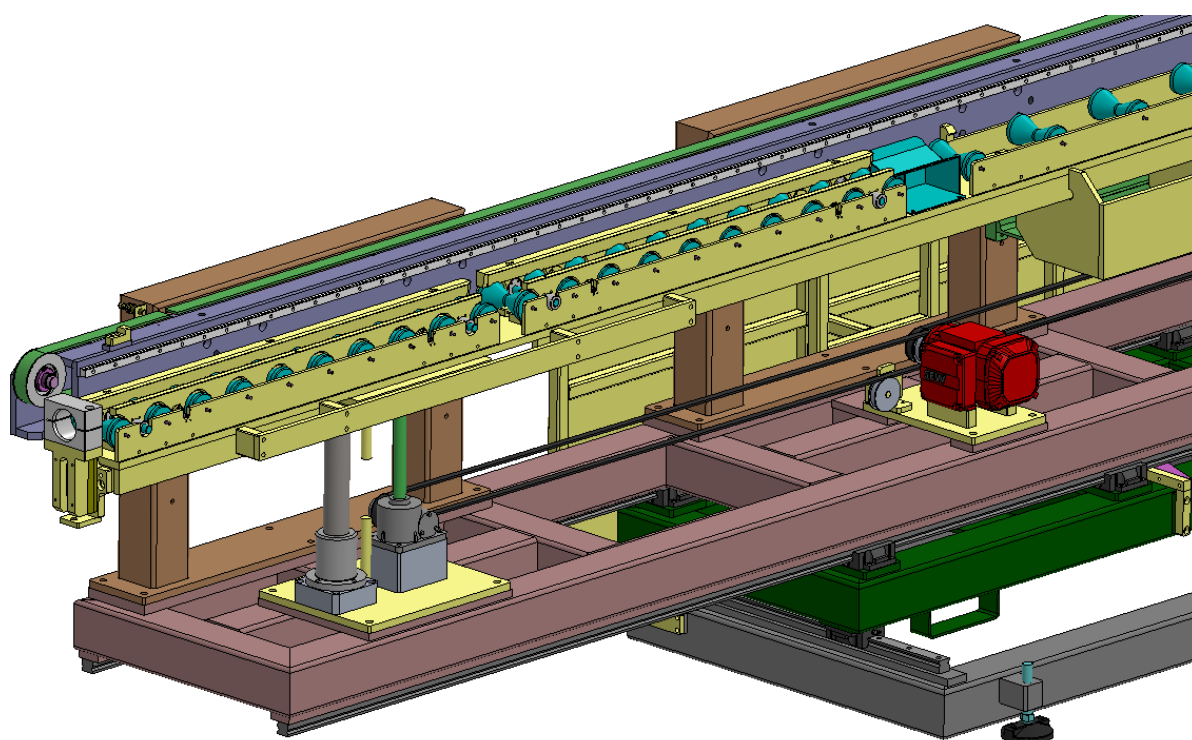
Obr. 1 Tlačné řetězy – spodní pracovní poloha



Obr. 2 Tlačné řetězy – horní pracovní poloha



Obr. 1 Šroubové zvedáky s ozubeným řemenem – spodní pracovní poloha



Obr. Šroubové zvedáky s ozubeným řemenem – horní pracovní poloha