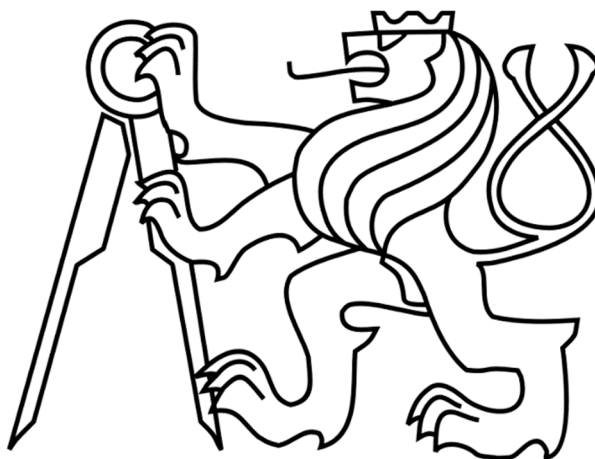


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

**Optimalizace a návrh elektrického pohonu zdvihacího mechanismu
nůžkového stolu**

Zadání

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis

Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Korandovi za jeho podnětné rady, připomínky a poskytnuté materiály při vypracování diplomové práce. Stejně tak chci poděkovat Ing. Tomášovi Krannichovi, Ph.D. za vedení této diplomové práce, cenné rady týkající se konstrukční části a poskytnuté materiály.

Chtěl bych také velice poděkovat svým rodičům za nesmírnou podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali v průběhu celého studia a tvorbě této diplomové práce.

Anotace

Jméno autora:	Bc. Lubomír Purchart
Název DP:	Návrh a optimalizace elektrického pohonu zdvihacího mechanismu nůžkového stolu
Číslo diplomové práce:	1716
Rozsah práce:	83 stran
Šk. rok vyhotovení:	2014/2015
Ústav:	Ú-12135 Ústav výrobních strojů a zařízení FS ČVUT v Praze
Vedoucí DP:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Jan Koranda – ENGEL
Zadavatel tématu:	ENGEL strojírenská spol.s r.o.
Využití:	Návrh elektromechanických pohonů zdvihacích zařízení
Klíčová slova:	Konstrukce, pohony, zdvihací zařízení, nůžkový mechanismus;
Anotace:	Předložená diplomová práce se zabývá problematikou konstrukce elektromechanického pohonu zdvihacího zařízení s nůžkovým mechanismem. Na základě analýzy byl proveden návrh konstrukce nůžkového mechanismu s tlačným řetězem sloužícím jako příslušenství velkých vstřikovacích lisů.

Annotation

Author:	Bc. Lubomír Purchart
Title of bachelor dissertation:	Design and optimization of the electric drive for mechanism scissor lift table
Number:	1716
Extent:	83 pages
Academic year:	2014/015
Department:	Ú-12135 Department of Production Machines and Equipment Fakulty of Mechanical CTU in Prague
Supervisor:	Ing. Tomáš Krannich, Ph.D.
Consultant:	Ing. Jan Koranda – ENGEL
Submitter of the Theme:	ENGEL strojírenská spol.s r.o.
Application:	Design electromechanical drives of lifting equipment
Key words:	Construction, drives, lifting equipment, scissor mechanism;
Annotation:	The present thesis deals with the design of electromechanical drive lifting equipment scissor. Based on an analysis a design of the scissor mechanism with a pusher chain serving as an accessory of the large injection molding machines was prepared.

Obsah:

Přehled použitých veličin a jednotek.....	10
1. Úvod	13
2. Cíl práce.....	14
3. Stav řešené problematiky	15
3.1. Druhy kinematik nůžkových mechanismů.....	15
3.2. Druhy pohonů a převodů.....	17
3.2.1. Pneumatický měch	17
3.2.2. Hydromotor	18
3.2.3. Elektricko-mechanický aktuátor.....	19
3.2.4. Pohybový šroub	19
3.2.5. Tlačný řetěz	20
3.2.6. Spirallift.....	21
3.2.7. Řemenový převod.....	22
3.3. Zhodnocení kapitoly stavu řešené problematiky.....	23
4. Popis současné varianty pracovní plošiny	24
4.1. Konstrukční řešení plošiny.....	24
4.1.2. Nůžkový mechanismus a jeho pohon	25
4.2. Zhodnocení současného řešení plošiny.....	27
5. Výpočet stávajícího řešení.....	28
5.1. Výpočet úhlu β a délky l_p	29
5.2. Těleso 2	30
5.3. Těleso 3	31
5.4. Těleso 4	32
5.5. Těleso 7	33
5.6. Výpočet a výsledky	34
5.7. Určení konstant, závislé proměnné a nezávislých proměnných.....	35
5.7.1. Hodnoty konstant.....	35
5.7.2. Závislé proměnné	36

5.8.	Zhodnocení výpočtu současné varianty	37
6.	Měření nůžkového stolu se dvěma hydromotory	38
6.1.	Cíl měření.....	38
6.2.	Způsob měření.....	38
6.2.1.	Statické měření	40
6.2.2.	Měření při pohybu plošiny	41
6.3.	Vyhodnocení měření	42
6.3.1.	Statické měření bez zátěže.....	42
6.3.2.	Měření se statickým zatížením	43
6.3.3.	Vyhodnocení měření při pohybu plošiny	43
6.4.	Shrnutí měření.....	44
7.	Výběr variant	45
7.1.	Pohybový šroub.....	45
7.1.1.	Použití pohybového šroubu v pracovní plošině.....	45
7.2.	Spiralift.....	47
7.2.1.	Použití Spiraliftu v pracovní plošině	47
7.3.	Tlačný řetěz	49
7.3.1.	Použití tlačného řetězu v plošině	49
7.4.	Zhodnocení výběru varianty	50
8.	Výpočet varianty s tlačnými řetězy	51
8.1.	Těleso 2	52
8.2.	Těleso 3	52
8.3.	Těleso 4	53
8.4.	Výpočet a výsledky	54
8.4.1.	Vyhodnocení výpočtu.....	55
8.5.	Volba tlačného řetězu.....	55
8.5.1.	Výpočet pohonu pro řetěz LL50.....	55
8.5.2.	Výběr spojky pro řetěz LL50	57
9.	Konstrukční řešení varianty s tlačným řetězem LL 50.....	58
9.1.	Uložení pohonu	58

9.2.	Úprava nůžkového mechanismu	61
9.3.	Úprava podstavce	62
9.4.	Montáž.....	63
9.5.	Zhodnocení výsledná konstrukce	65
10.	Kontrola a optimalizace ramene	67
10.1.	Analytický výpočet 1. varianty	67
10.2.	Výpočet 1. varianty pomocí MKP	69
10.2.1.	Popis modelu a sítě.....	69
10.2.2.	Popis zatížení.....	70
10.2.3.	Výsledky a vyhodnocení	70
10.3.	Analytický výpočet a optimalizace 2. varianty ramene	71
10.4.	Výpočet 2. varianty pomocí MKP	74
10.4.1	Popis modelu a sítě.....	74
10.4.2.	Výsledky a vyhodnocení	75
10.5.	Zhodnocení optimalizace	76
11.	Závěr.....	77
	Seznam obrázků	78
	Seznam tabulek.....	80
	Seznam příloh.....	81
	Seznam použitého softwaru.....	82
	Literatura	83

Přehled použitých veličin a jednotek

Označení	Popis veličiny	Jednotka
A	matice závislých a nezávislých proměnných	
b	tloušťka plechu	[mm]
d	průměr	[mm]
d	průměr válce	[mm]
E	modul pružnosti v tahu (Youngův modul)	[GPa]
F	síla působící na řetěz	[N]
F	vektor vnitřních sil a momentů	[N]
Fax	síla v bodě A ve směru x	[N]
Fay	síla v bodě A ve směru y	[N]
Fbx	síla v bodě B ve směru x	[N]
Fby	síla v bodě B ve směru y	[N]
Fcx	síla v bodě C ve směru x	[N]
Fcy	síla v bodě C ve směru y	[N]
Fdx	síla v bodě D ve směru x	[N]
Fdy	síla v bodě D ve směru y	[N]
Fex	síla v bodě E ve směru x	[N]
Fey	síla v bodě E ve směru y	[N]
Ffx	síla v bodě F ve směru x	[N]
Ffy	síla v bodě F ve směru y	[N]
Fk	absolutní velikost síly v bodě K	[N]
Fkx	síla v bodě K ve směru x	[N]
Fky	síla v bodě K ve směru y	[N]
Fn	síla při maximálním stlačení pružiny	[N]
Fr	síla na tlačný řetěz	[N]
Fs	síla na spirálift	[N]
h	výška průřezu	[mm]
Jo	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k	tuhost pružiny	[N/mm]
ksi	rameno valivého odporu	[mm]
l10	vzdálenost mezi body B a F	[mm]
l11	vzdálenost mezi body E a F	[mm]
l2	délka ramene tělesa 2	[mm]
l3	délka ramene tělesa 3	[mm]
l4	délka ramene od bodu A po bod C	[mm]
l5	délka ramene od bodu E po bod C	[mm]
l6	délka ramene od bodu A ke kolmému průmětu bodu D do přímky tvořené bodem A a F	[mm]
l7	nejkratší vzdálenost mezi bodem K a přímkou tvořenou body B a E	[mm]
l8	nejkratší vzdálenost mezi bodem D a přímkou tvořenou body A a F	[mm]

l9	délka ramene od bodu K ke kolmému průmětu bodu K do přímky tvořené bodem B a E	[mm]
la	vzdálenost odpovídající l4	[mm]
lb	velikost intervalu	[mm]
lc	velikost intervalu	[mm]
ld	velikost intervalu	[mm]
le	velikost intervalu	[mm]
lf	velikost intervalu	[mm]
ln	délka aktivní části ztlacení, která není využita	[mm]
lq2	vzdálenost posunutého těžiště ramene 2 na přímku AF	[mm]
lq3	vzdálenost posunutého těžiště ramene 3 na přímku BE	[mm]
lq4	vzdálenost těžiště od bodu B horní desky stolu	[mm]
lq5	vzdálenost těžiště hmotnosti umístěné na stole	[mm]
lqp	vzdálenost těžiště hmotnosti hydromotoru	[mm]
lr	délka konce řetězu od kloubu v bodě B	[mm]
m2	hmotnost ramene 2	[kg]
m3	hmotnost ramene 3	[kg]
m4	hmotnost plošiny	[kg]
m5	hmotnost od zatížení	[kg]
Ma	moment k bodu A	[Nmm]
Mb	moment k bodu B	[Nmm]
Me	moment k bodu E	[Nmm]
Mk	moment k bodu K	[Nmm]
Mk	vstupní krouticí moment do převodovky tlačného řetězu	[Nm]
mp	hmotnost pohonu	[kg]
nv	vstupní otáčky řetězu	[ot/min]
p	tlak	[Bar]
p	vzdálenost čepů řetězu	[mm]
Pv	potřebný vstupní výkon do převodovky tlačného řetězu	[kW]
Q	vektor vnějších sil a momentů	
Q2	gravitační síla od hmotnosti m2	[N]
Q3	gravitační síla od hmotnosti m3	[N]
Q4	gravitační síla od hmotnosti m4	[N]
Q5	gravitační síla od hmotnosti m5	[N]
Qp	gravitační síla od hmotnosti pohonu	[N]
S	plocha pístu	[mm ²]
v	rychlost zdvihu	[mm/s]
V	rychlost řetězu	[mm/s]
v1	vektor, který svojí velikostí odpovídá délce l2	[mm]
v2	vektor udávající vzdálenost mezi bodem C a kolmým průmětem bodu D do přímky AF	[mm]
v3	vektor odpovídající vzdálenost mezi bodem D a jeho kolmým průmětem do přímky AF	[mm]
v4	vektor mezi bodem D a K	[mm]

v_5	vektor mezi bodem K a jeho kolmým průmětem na přímku spojující bod B a E	[mm]
v_6	vektor spojující bod E s kolmým průmětem bodu K na přímku tvořenou body B a E	[mm]
W_0	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
x	parametrická vzdálenost od síly F k místě výpočtu	[mm]
α	úhel svírající rameno 2 a 3 s vodorovnou osou	[rad]
α_1	úhel odpovídající úhlu alfa	[rad]
α_2	kladný orientovaný úhel od vodorovné osy x a vektoru v_2	[rad]
α_3	kladný orientovaný úhel od vodorovné osy x a vektoru v_3	[rad]
α_4	kladný orientovaný úhel od vodorovné osy x a vektoru v_4	[rad]
α_5	kladný orientovaný úhel od vodorovné osy x a vektoru v_5	[rad]
α_6	kladný orientovaný úhel od vodorovné osy x a vektoru v_6	[rad]
β	úhel svírající těleso 5 s vodorovnou osou	[rad]
γ	úhel svírající přímka BE s přímkou EK	[rad]
δ	úhel svírající přímka AF s přímkou AD	[rad]
ε	poissonovo číslo	
η	účinnost mechanismu	[%]
σ_0	Ohybové napětí	[MPa]

1. Úvod

Nůžkové zdvihací mechanismy jsou častým řešením zdvihacích zařízení od nosnosti několika kilogramů po několika tunové aplikace. Vynikají zejména velkou skladností. Nezanechávají ve výšce svého zdvihu nosnou konstrukci (například vodící sloupy), které by omezovaly práci v prostoru plošiny a komplikovaly by její transport. Proto se používají často jako mobilní zařízení.

Obsahem této diplomové práce je modifikace pracovní plošiny firmy Engel sloužící jako servisní zařízení umístěné ve stroji. Specifika tohoto zařízení jsou v tom, že plošina není určena k zdvihání břemene ani lidí. K práci slouží pouze ve své horní poloze. Musí odolat agresivnímu prostředí ve vstřikovacích lisech. Modifikace spočívá v nahrazení elektro - hydraulického pohonu elektro-mechanickým při využití maximálního počtu komponent ze současné varianty řešení.

2. Cíl práce

Cílem práce je náhrada stávajícího elektro-hydraulického pohonu elektro - mechanickým. Proto bude nejdříve provedena rešerše za využití otevřených zdrojů, aby došlo k zjištění současného stavu vědecko-technického poznání v oblasti zdvihacích zařízení a to zejména u nůžkových mechanismů a vytipování možných variant řešení odpovídajícím potřebám firmy Engel.

Dále bude proveden rozbor současné varianty k zjištění limitů současného řešení a zjištění možnosti úprav současné konstrukce na základě znalostí 3D modelu, výkresů a dalších dokumentů technické dokumentace současné varianty. Osobní návštěvou závodu v Kaplicích budou zjištěny výrobní možnosti závodu Engel a jeho technologické základny. Bude proveden statický a kinematický výpočet současné varianty, který bude porovnán s provedeným měřením na sériově vyráběné plošině.

Na základě rešerše a rozboru současné varianty budou vybrány možné varianty řešení, u kterých bude proveden silový výpočet, návrh komponent pohonu a zjištění technických omezení variant s ohledem na možné použití v pracovní plošině. Z rozboru bude vybrána jedna varianta co nejvíce odpovídající zadání.

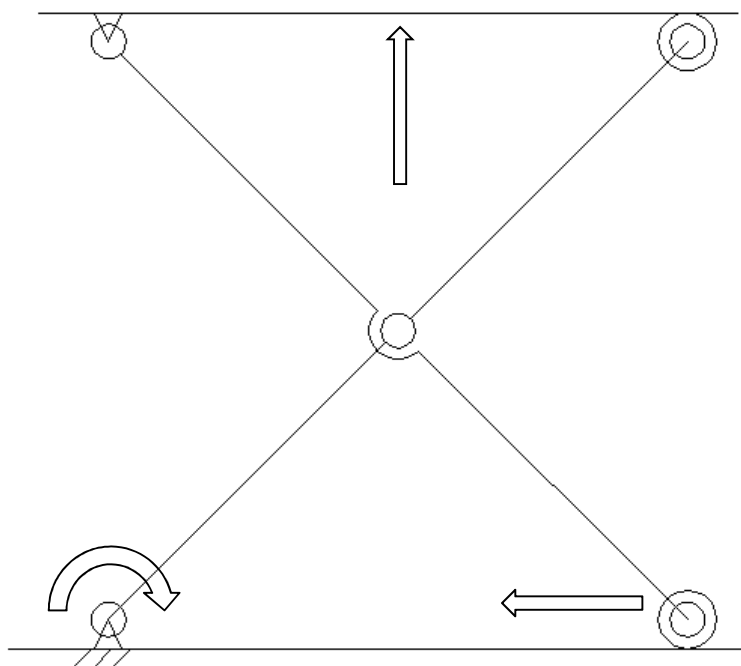
U vybrané varianty budou provedeny potřebné výpočty a bude rozpracován do 3D modelu s důrazem na co největší unifikaci dílů a výrobních postupů použitých na stávajícím řešení. Bude provedena optimalizace konstrukce na základě vytipovaných slabých míst konstrukce. Na závěr bude provedeno zhodnocení výsledné varianty.

3. Stav řešené problematiky

Nůžkový zvedací mechanismus je rozšířené řešení v mnoha aplikacích zaměřených na zvedání relativně těžkých břemen, kdy je vyžadováno, aby ve složeném stavu mělo zvedací zařízení malou zástavbovou výšku, aby konstrukce zvedacího zařízení nezůstala v pracovním prostoru. Naopak není vyžadován volný průchod pod plošinou v pracovní poloze. U výčtu použití jsou vynechány příklady, které jsou příliš vzdálené navrhovanému zařízení, které je obsahem této práce.

3.1. Druhy kinematik nůžkových mechanismů

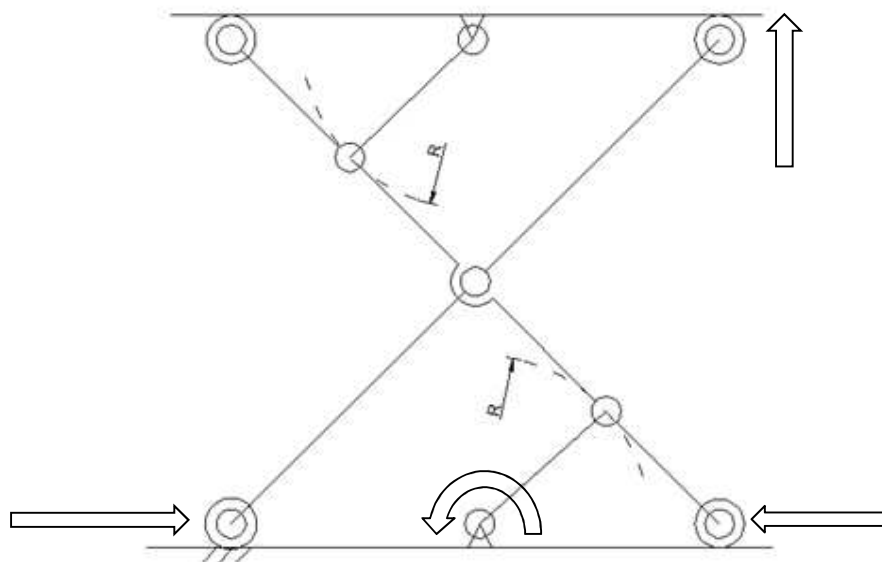
Nejčastěji používanou variantou kinematiky je varianta, u které je jeden konec ramene uchycen do kloubové vazby umožňující pouze rotaci, zatímco druhý konec ramene je pohyblivý. Ramena jsou uprostřed spojena vzájemně kloubovou vazbou, díky čemuž je vytvořen tvar „nůžek“ (viz. schématické zobrazení Obr. 3.1). Výhoda je jednoduchá konstrukce. Nevýhoda je, že konstrukce nepřenáší symetricky stejné momenty.



OBR. 3.1 NESYMETRICKÁ KINEMATIKA

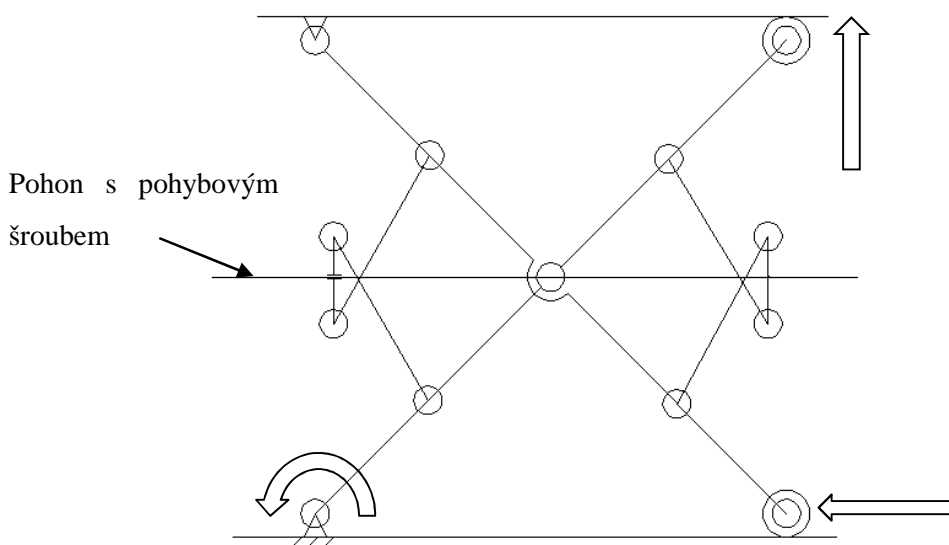
Aby mechanismus byl při svém zvedání symetrický, tak lze použít variantu, kdy všechny konce ramen jsou uchyceny v kloubové vazbě, která umožňuje posunutí ve vodorovném směru, kde odebrání stupně volnosti je zajištěno tak, že do středu rámu je

umístěno rameno, které je přichyceno k jednomu z hlavních ramen tak, že jeho koncový bod opisuje tvar kružnice (viz. Obr. 3.2). Nevýhodou je složitější kinematická struktura a tím větší nároky na přesnost výroby komponentů a složitost montáže. Nevýhodou je i nárůst počtu dílů.



OBR. 3.2 SYMETRICKÁ KINEMATIKA

U většiny kinematik, kde je pohon spojen s rameny, dochází ke změně natočení pohonu. Proto firma EnKon používá kinematiku, kde pohon zůstává v horizontální poloze a pohybuje se jen vertikálně (viz. Obr. 3.3) [7]. Toto řešení se používá s pohybovým šroubem. Toto kinematické řešení patří k velmi složitým.



OBR. 3.3 KINEMATIKA POUŽÍVANÁ PRO POHYBOVÝ ŠROUB.

Pro vyšší zdvihy se využívá několikanásobný nůžkový mechanismus, který je schopný vyzdvihnout plošinu až do výšek přes 10 metrů (viz. Obr. 3.4).



OBR. 3.4 NŮŽKOVÁ PRACOVNÍ PLOŠINA 13M SCD PASOVÁ [8]

3.2. Druhy pohonů a převodů

U příkladů pohonů byly vybrány zejména takové příklady, které jsou používané u úloh zvedající řádově stovky kilogramů

3.2.1. Pneumatický měch

Pneumatické měchy jsou používané jak paralelně pro větší zvedací sílu, tak řazené do série (několikanásobné měchy) pro zvětšení zdvihu. Vyznačující se jednoduchostí a čistotou provozu. Příkladem klasické koncepce nůžkového stolu s pneumatickým měchem může být výrobek značky EnKon na Obr. 3.5.



OBR. 3.5 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK FIRMY ENKON [7]

3.2.2. Hydromotor

Použití přímočarého hydromotoru je ověřený a jednoduchý pohon, který je u nůžkových zvedacích mechanismů velmi častý. Výhodou je vysoká síla s malými zástavbovými rozměry přímo v konstrukci zvedáku. U větších zátěžích je používáno několik hydromotorů, které pracují paralelně. Typickým zástupcem tohoto řešení je například plošina od firmy Edmolift UK Limited, který je na Obr. 3.6 [9].



OBR. 3.6 ZDVIHACÍ PLOŠINA SE DVĚMA HYDROMOTORY A HYDROGENERÁTOREM UMÍSTĚNÉM PŘÍMO V RÁMU.

3.2.3. Elektricko-mechanický aktuátor

Elektricko-mechanickým aktuátorem označují prodejci kompaktní jednotky, které převádí rotační pohyb elektromotoru na lineární pohyb sloupu. Převážně se skládá z elektromotoru, převodovky (šnekové nebo čelní) a pohybového šroubu. Na trhu existuje velké množství výrobců a variant řešení. viz. Obr. 3.7 [10].



OBR. 3.7 ELEKTROMECHANICKÉ LINEÁRNÍ POHONY ELA

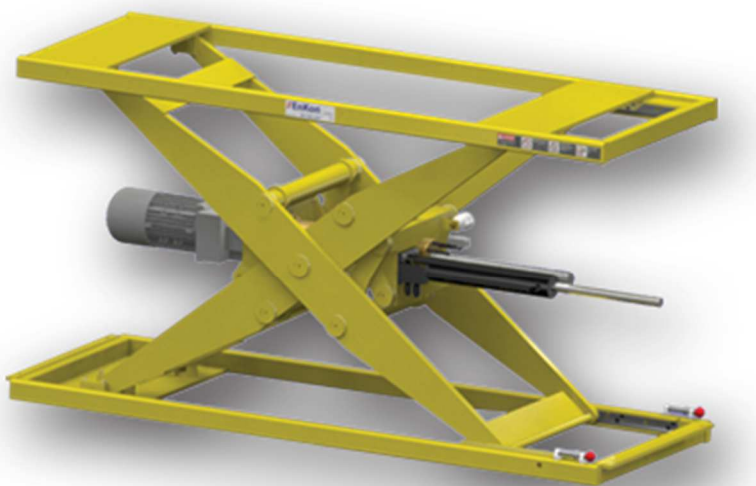
3.2.4. Pohybový šroub

Pohon pomocí pohybového šroubu je méně časté použití. Vzhledem ke své složitosti konstrukce. Nalezené koncepce ukládají šroub vždy vodorovně využívajíc různé druhy kinematik. Příkladem použití jednoduché kinematiky nůžkového mechanismu může být stůl od firmy Enzfelder na Obr. 3.8. Pohybové šrouby jsou umístěny tak, aby procházely osou pohyblivého kolečka a jsou spojeny s nůžkovým mechanismem pomocí příčky, která je kloubově uložena k ramenu.



OBR. 3.8 STŮL FIRMY ENZFELDER [11]

Zatím co firma Enkon dodává plošiny se složitějším kinematickým řešením, kde pohon se pohybuje vertikálně s plošinou (Obr. 3.9). Kinematika je schematicky zobrazena na Obr. 3.3. Toto uspořádání má lepší využití síly vyvinuté převodem do směru zdvihu.

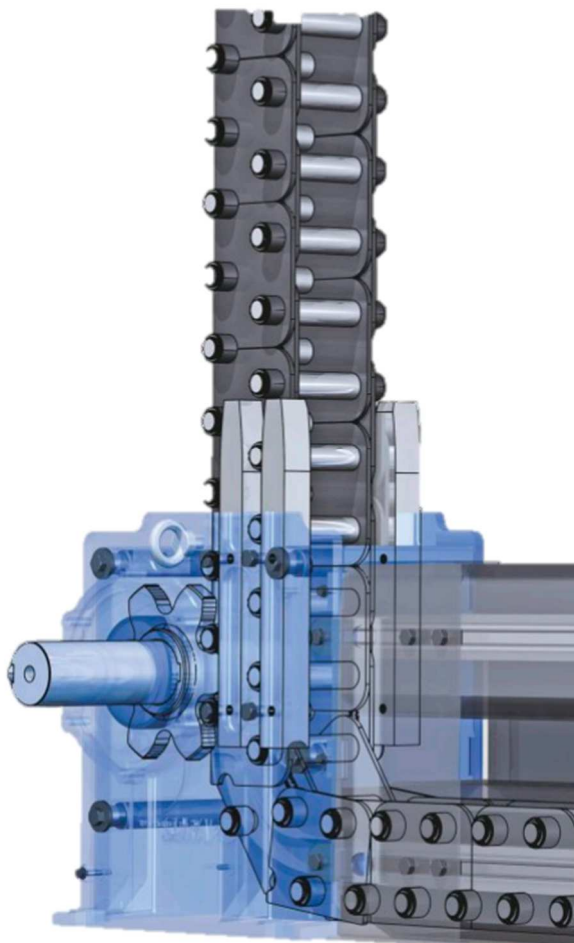


OBR. 3.9 STŮL FIRMY ENKON.[7]

3.2.5. Tlačný řetěz

Pro převod z rotačního pohybu na lineární pomocí tlačného řetězu lze dosáhnout velmi snadné konstrukce a zároveň úsporu místa. Na trhu existuje několik druhů tlačných řetězů. Tlačné řetězy se dají rozdělit do dvou základních skupin. A to do skupiny, která vyžaduje vedení řetězu zaručující to, že nedojde k jeho zhroucení nebo druhá skupina

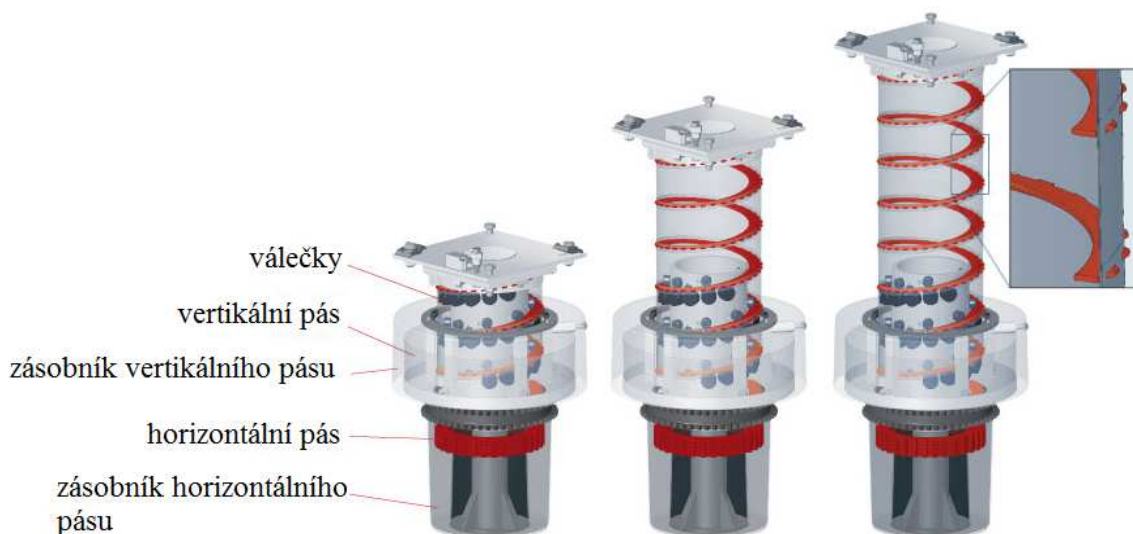
řetězů, u kterých po průchodu převodovkou se vytvoří ve vertikální poloze pevný sloup. Příkladem takového řetězu může být například řetěz firmy Serapid, který se při zdvihu zpevní do sloupu (Obr. 3.10).



OBR. 3.10 TLAČNÝ ŘETĚZ OD FIRMY SERAPID [12]

3.2.6.Spiralift

Velmi zajímavým provedením pohonu je použití Spiraliftu. Principem je skládání dvou pružných plechů do sebe po šroubovici, kde při vzájemném zapadnutí zámků dochází ke zpevnění konstrukce. Velkou výhodou tohoto provedení je velká úspora prostoru, protože nosná struktura se rozloží tak, že složený pohon připomíná navinutý kinofilm, do kterého je vložena pružina Obr. 3.11.



OBR. 3.11 ZDVIHACÍ JEDNOTKA SPIRALIFT [13]

3.2.7. Řemenový převod

Přenos síly z elektromotoru na nůžkový mechanismus je možné realizovat i řemenovým převodem. Výhodou tohoto řešení je subtilní konstrukce samotného převodu, kdy je díky umístění motoru mimo rám zvedáku dosaženo velmi nízké výšky samotného nůžkového mechanismu. Příkladem použití řemenového převodu je nůžkový stůl firmy EnKon viz. Obr. 3.12 [7]



OBR. 3.12 ZVEDACÍ PLOŠINA FIRMY ENKON

3.3. Zhodnocení kapitoly stavu řešené problematiky

Zdvihací zařízení využívající principy nůžkového mechanismu jsou schopna zvedat od několika kilogramů po desítky tun. Většina nůžkových mechanismů je poháněna hydraulicko-elektricky. Zejména jedná-li se o mechanismy zvedající stovky kilogramů používané v průmyslových aplikacích jako jsou svářečské stoly nebo zvedáky aut.

Elektro-mechanické pohony u nůžkových mechanismů jsou využívány zejména u firem dodávající divadelní techniku jako je například česká firma EST Stage Technology, a.s., která se od roku 1922 nepřetržitě zabývá stavbou jevištní techniky, využívá u své plošiny s nůžovým mechanismem výhradně elektrický pohon s tlačným řetězem.

Pro rekonstrukce budov a jiných výškových objektů se používají plošiny umístěné na samostatném podvozku, které jsou opatřeny několikanásobným nůžkovým mechanismem a dosahují běžně zdvihu přes 10 metrů při nosnosti a pohybující se nosností převážně v rozmezí od 200 do 500 kg [14].

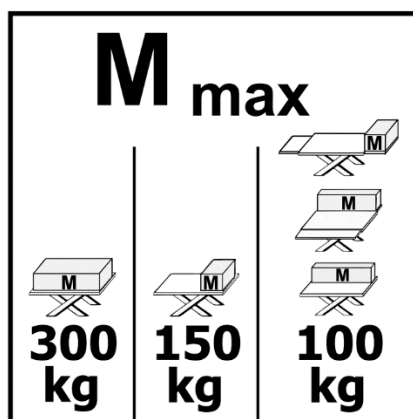
U většiny nabízených plošin převládá jednoduché nesymetrické uspořádání nůžek, které umožňuje nejmenší počet kinematických vazeb a tím snižuje náročnost na přesnost montáže a geometrické přesnosti samotných dílů.

4. Popis současné varianty pracovní plošiny

Pracovní plošina, kterou se diplomová práce zabývá slouží k pohybu obsluhy v pracovním prostoru stroje (viz. ilustrační Obr. 4.1). Tomu odpovídá i její předpokládané zatížení 300 kg rozložené na celé ploše plošiny (zbylé případy dovoleného zatížení Obr. 4.2).



OBR. 4.1 UKÁZKA ZABUDOVÁNÍ PLOŠINY V LISU [15]



OBR. 4.2 DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ PLOŠINY [15]

4.1. Konstrukční řešení plošiny

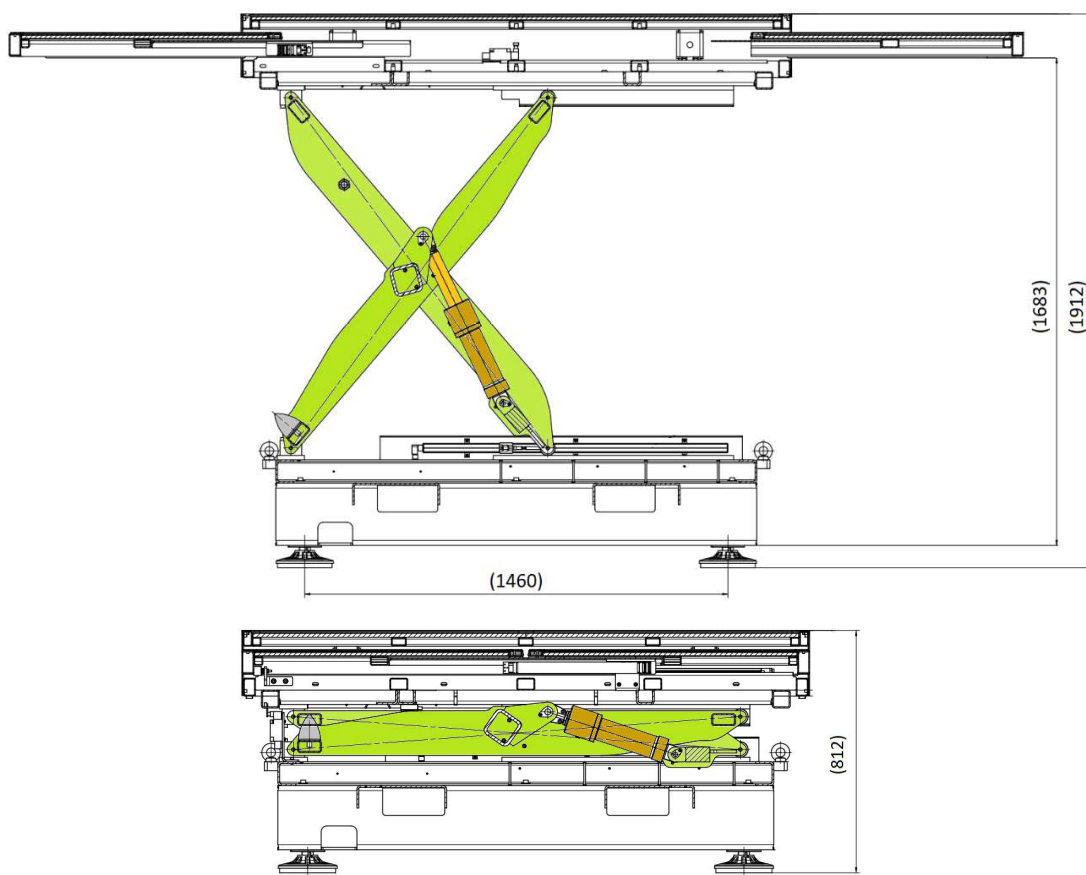
Základní rám plošiny je svařen z profilovaných plechů. Samotný nůžkový mechanismus je svařenec složený z profilů obdélníkových průřezů a bočnic vyrobených ze silných plechů. Konstrukční řešení je velmi robustní a technologicky jednoduché. Zvolené kinematické řešení mechanismu patří mezi nejrozšířenější pro tento typ zařízení.

Plošina je opatřena pravítkem na měření polohy, tak i koncovými spínači indikující spodní polohy. Detailnější popis plošiny, který nesouvisí s řešením zadaného problému, není obsahem této práce.

4.1.2. Nůžkový mechanismus a jeho pohon

Nůžkový mechanismus plošiny je tvořen dvojicí ramen o osové délce 1500 mm, které jsou vždy na jedné straně pevně uchyceny. Druhá část konce ramen je pohyblivá a je k nim připojena dvojice koleček, které se pohybují po obrobené ploše. Ve střední části jsou ramena k sobě spojena pomocí čepů.

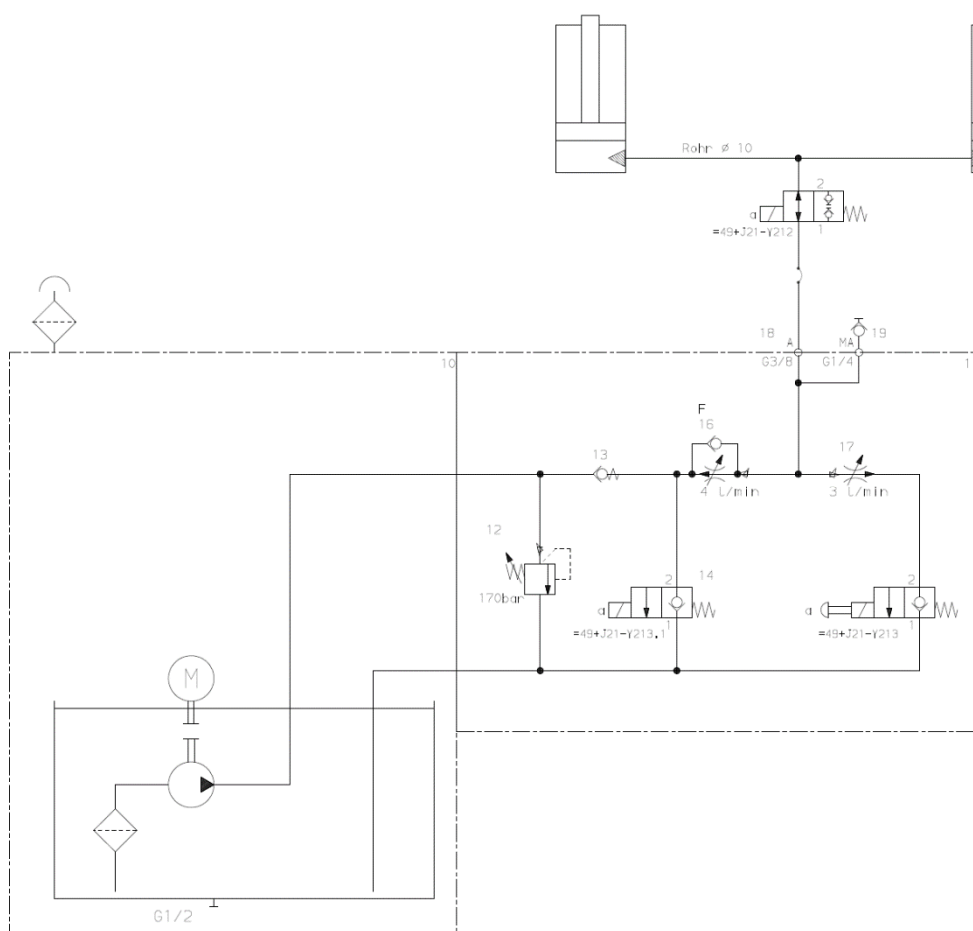
Plošina je do pracovní polohy zvedána pomocí dvojice hydromotorů o maximálním zdvihu 200 mm. Tato dvojice hydromotorů je uchycena v kloubovém uložení v nůžkovém mechanismu. Poloha je zvolena tak, aby nůžkový mechanismus vytvářel při svém zvedání převod o velikosti cca 6 s převodem tzv. do rychla. To je umožňuje vlastnost hydraulických systémů, kdy přímočarý hydromotor dokáže vyvinout při malých rozměrech velkou sílu. Hydromotory jsou umístěny tak, aby při spodní poloze působily co nejvíce ve směru zdvihu plošiny a došlo tak k efektivnějšímu využití síly (viz. Obr. 4.3).



OBR. 4.3 ŘEZ PLOŠINOU

Jako zdroj tlakové energie slouží hydraulický adregát, který je schopen dodávat průtok kolem 12 litrů za minutu. Maximální tlak, na který je nastaven tlakový ventil je 17 MPa. Hydrogenerátor je poháněn motorem o výkonu 3 kW, který je napájen trojfázovou sítí o jmenovitém napětí 400 V o frekvenci 50 Hz. Jmenovité otáčky tohoto motoru jsou 2800 otáček za minutu. Ovládání hydraulického obvodu je elektrické s napětím 24 voltů.

Oba hydromotory jsou vzájemně propojeny pevnou trubkou. Díky tomuto nemusela být použita hydraulická synchronizace. Z důvodu bezpečnosti je toto propojení realizováno ocelovou trubkou o vnitřním průměru 10 mm. Detailní hydraulické schéma obvodu (Obr. 4.4).



OBR. 4.4 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU [17]

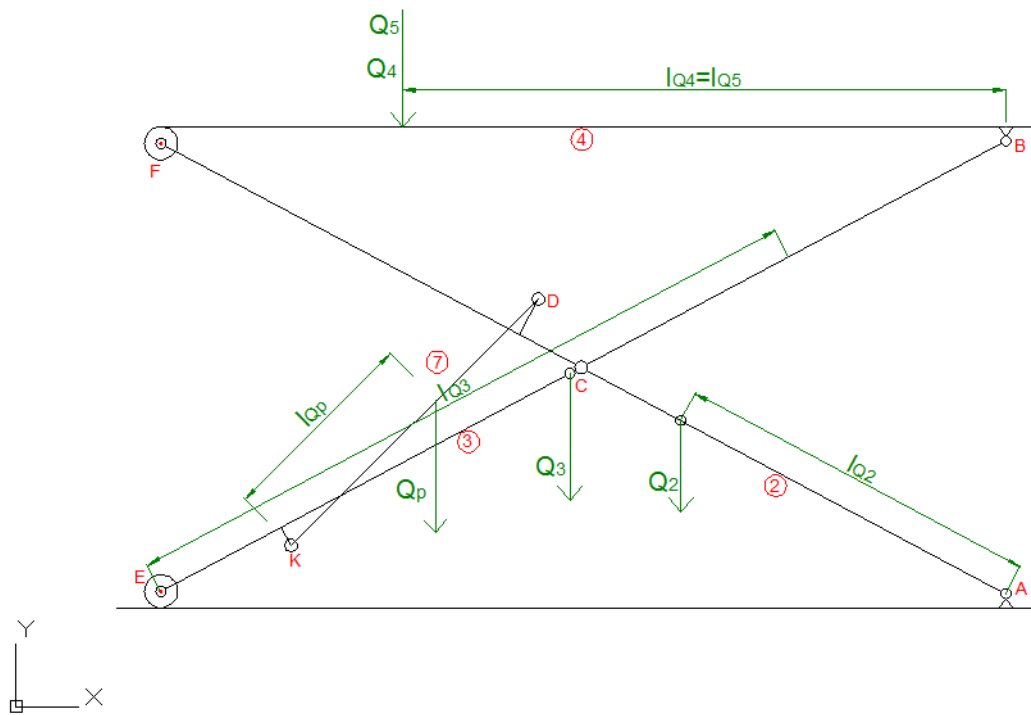
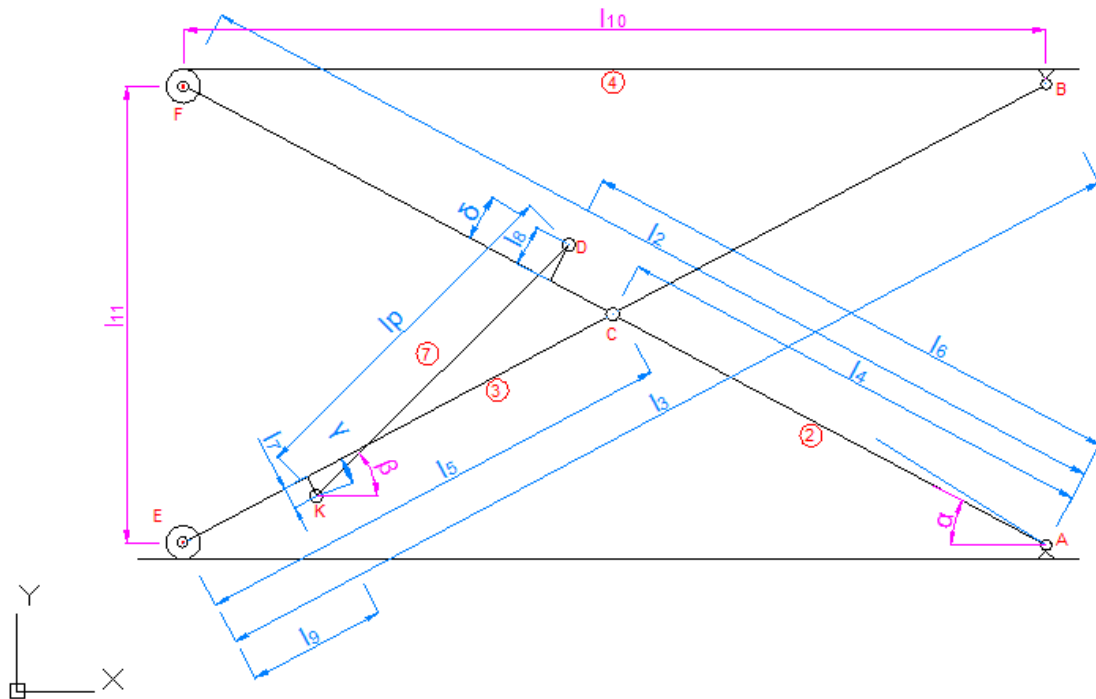
4.2. Zhodnocení současného řešení plošiny

Současná varianta je navržena jako jednoduchý nůžkový mechanismus, který je poháněn dvěma hydromotory. Ty díky malým rozměrům umožňují malé zástavbové rozměry. Současná varianta je používána pro různě vysoké prostory, kdy je podstavec plošiny konstrukčně měněn. Také je plošina používána pro různě vysoké zdvihy. Z toho důvodu musí nově navrhované řešení být schopno zastavit a přenášet plné zatížení v libovolné poloze a zároveň musí být snaha, aby navrhované řešení bylo zástavbově co nejmenší.

5. Výpočet stávajícího řešení

Pro zjištění velikosti potřebné síly pohonu bylo vypočteno současné kinematické uspořádání (viz. Obr. 5.1), kde parametr l_{II} [mm] označuje zdvih plošiny. Modře značené rozměry mají konstantní rozměr daný konstrukcí, zeleně označené rozměry označují rozložení hmotnosti na plošině a fialově označené parametry (s výjimkou l_{II}) jsou závislé proměnné.

Vzhledem k malé rychlosti byl proveden výpočet pouze statických sil. Kvůli složité geometrii bylo nutné provést pro zjištění úhlu beta (označující natočení hydromotorů vůči spodnímu rámu) výpočet kinematiky pomocí vektorové metody. Ve výpočtu je zanedbán valivý odpor a čepové tření u koleček stolu. Proto reakce ve směru X v těchto místech je uvažována nulová. Velikost hmotností a souřadnice těžišť byly získány z 3D modelu, který poskytla firma Engel.

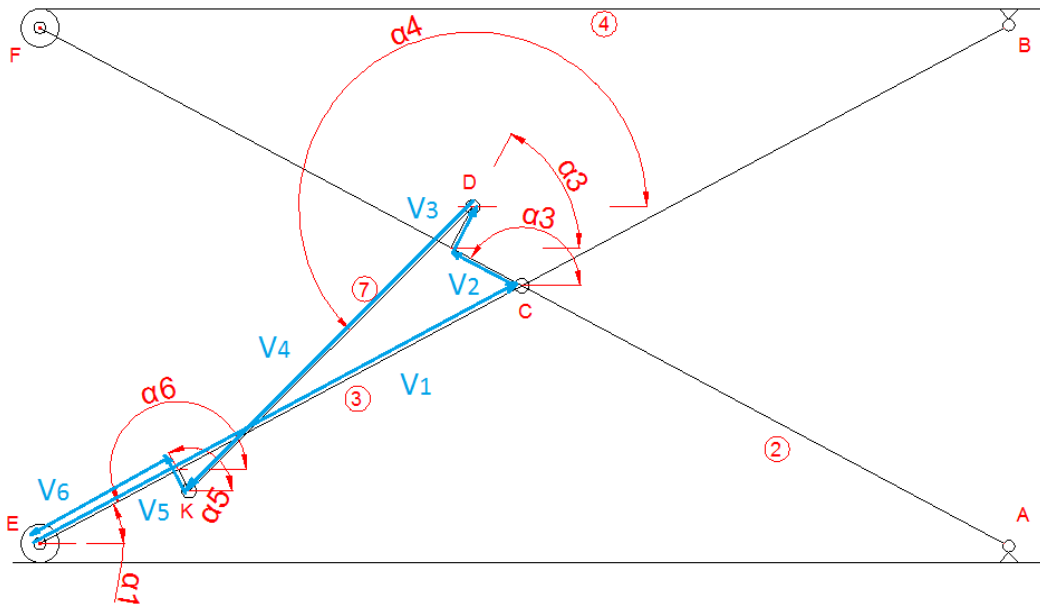


OBR. 5.1 KINEMATICKÉ SCHÉMA PŮVODNÍHO MECHANISMU A ROZLOŽENÍ HMOTY

5.1. Výpočet úhlu β a délky l_p

Úhel β a délka l_p byla určena pomocí vektorové metody. Průběh vektorové smyčky viz. Obr. 5.2. Výpočet byl proveden pomocí programu napsaném v Matlabu, který je

součástí výpočtu statických sil dle rovnic (5-1) a (5-2). Ve smyčce odpovídá vektor v_4 délce l_p a úhel α_4 úhlu β .



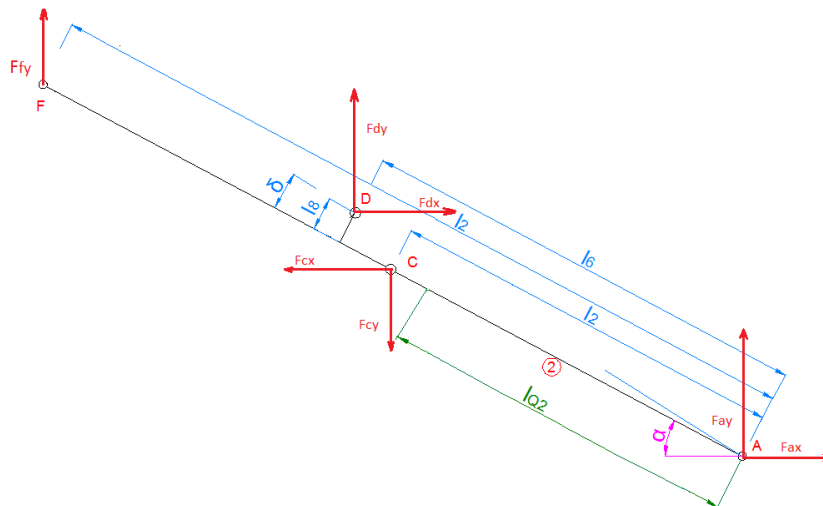
OBR. 5.2 VEKTOROVÁ SMYČKA PRO URČENÍ V_4 A α_4 .

$$x: v_1 \cdot \sin \alpha_1 + v_2 \cdot \sin \alpha_2 + v_3 \cdot \sin \alpha_3 + v_4 \cdot \sin \alpha_4 + v_5 \cdot \sin \alpha_5 + v_6 \cdot \sin \alpha_6 = 0 \quad (5-1)$$

$$y: v_1 \cdot \cos \alpha_1 + v_2 \cdot \cos \alpha_2 + v_3 \cdot \cos \alpha_3 + v_4 \cdot \cos \alpha_4 + v_5 \cdot \cos \alpha_5 + v_6 \cdot \cos \alpha_6 = 0 \quad (5-2)$$

5.2. Těleso 2

Uvolnění tělesa 2 a nahrazení vazeb silami viz. Obr. 5.3. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 2. viz. rovnice (5-3), (5-4), (5-5).



OBR. 5.3 UVOLNĚNÍ TĚLESA 2

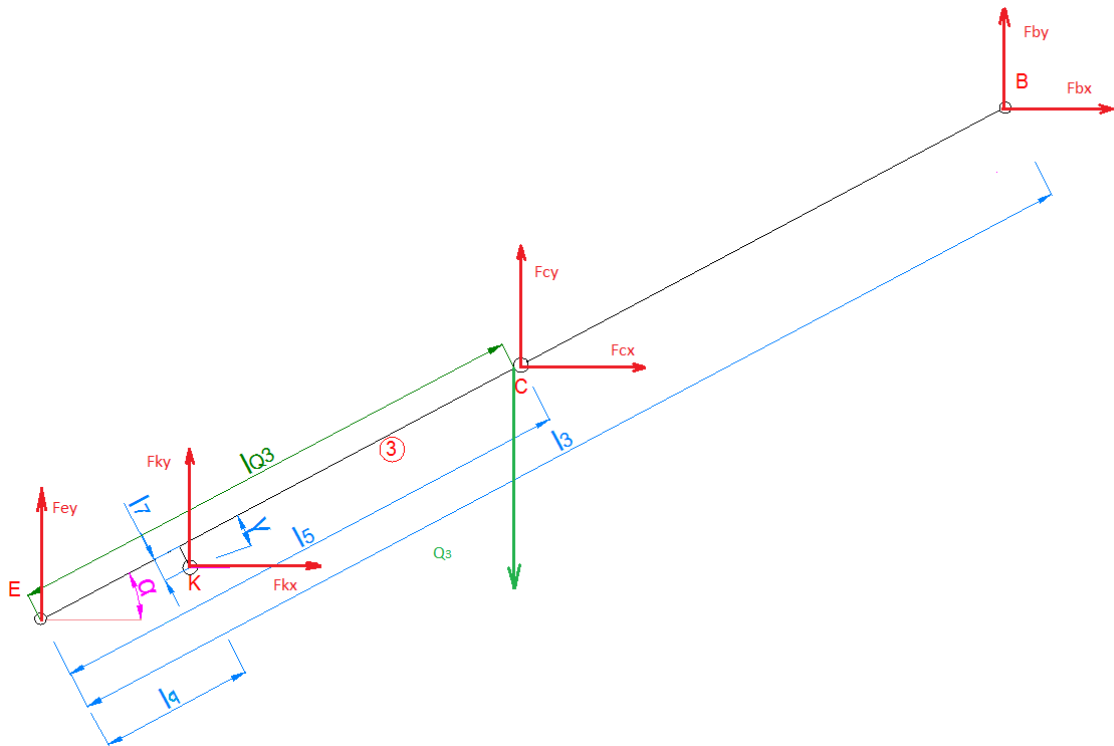
$$x: F_{ax} - F_{cx} + F_{dx} = 0 \quad (5-3)$$

$$y: F_{ay} - F_{cy} + F_{dy} + F_{Fy} - Q_2 = 0 \quad (5-4)$$

$$M_a: F_{dx} \cdot \frac{\sin(\alpha + \delta) \cdot l_6}{\cos(\delta)} + F_{dy} \cdot \frac{\cos(\alpha + \delta) \cdot l_6}{\cos(\delta)} - F_{cx} \cdot \sin\alpha \cdot l_4 - F_{cy} \cdot \cos\alpha \cdot l_4 + F_{Fy} \cdot \cos\alpha \cdot l_2 - Q_2 \cdot l_{q2} \cdot \cos\alpha = 0 \quad (5-5)$$

5.3. Těleso 3

Uvolnění tělesa 3 a nahrazení vazeb silami viz. Obr. 5.4. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 2. viz. rovnice (5-6), (5-7), (5-8).



OBR. 5.4 UVOLNĚNÍ TĚLESA 3

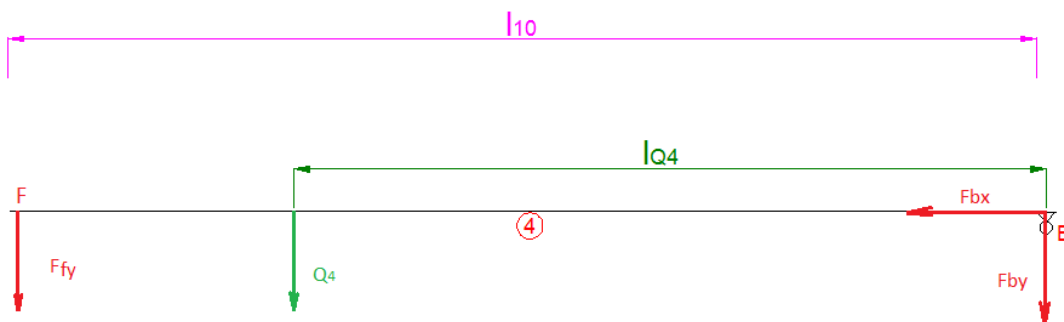
$$x: F_{bx} + F_{cx} + F_{kx} = 0 \quad (5-6)$$

$$y: F_{by} + F_{cy} + F_{ky} + F_{ey} - Q_3 = 0 \quad (5-7)$$

$$M_e: F_{kx} \cdot \frac{\sin(\alpha - \gamma) \cdot l_9}{\cos(\gamma)} - F_{ky} \cdot \frac{\cos(\alpha - \gamma) \cdot l_9}{\cos(\gamma)} + F_{cx} \cdot \sin\alpha \cdot l_5 - F_{cy} \cdot \cos\alpha \cdot l_5 + F_{bx} \cdot \sin\alpha \cdot l_3 - F_{by} \cdot \cos\alpha \cdot l_3 + Q_3 \cdot l_{q3} \cdot \cos\alpha = 0 \quad (5-8)$$

5.4. Těleso 4

Uvolnění tělesa 4 a nahrazení vazeb silami viz.Obr. 5.5. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 4. viz. rovnice (5-9), (5-10), (5-11).



OBR. 5.5 UVOLNĚNÍ TĚLESA 4

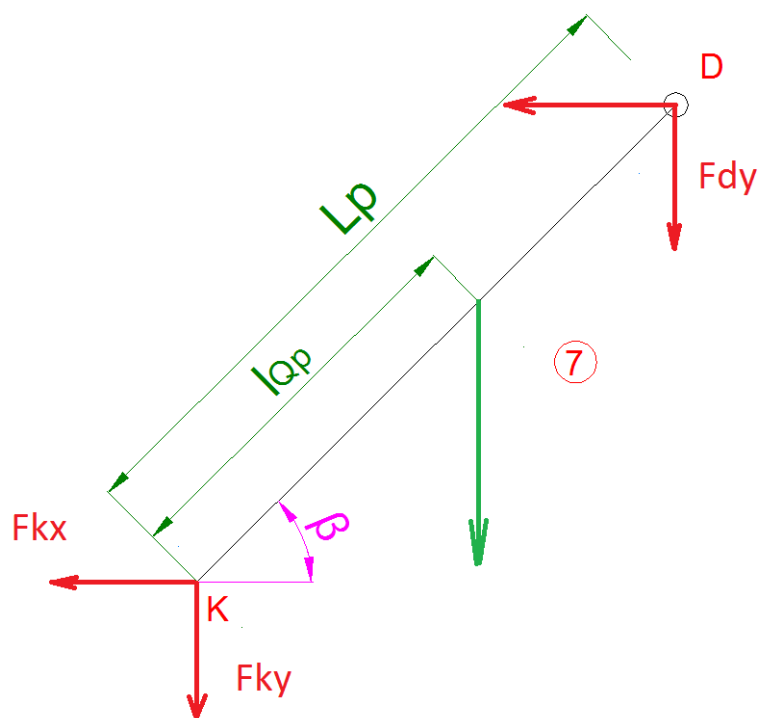
$$x: -F_{by} = 0 \quad (5-9)$$

$$x: -F_{fy} - F_{by} - Q_4 = 0 \quad (5-10)$$

$$M_b: -F_{fy} \cdot l_{10} - Q_4 \cdot l_{q4} = 0 \quad (5-11)$$

5.5. Těleso 7

Uvolnění tělesa 7 a nahrazení vazeb silami viz. Obr. 5.6. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 7. viz. rovnice (5-12),(5-13), (5-14).



OBR. 5.6 UVOLNĚNÍ TĚLESA 7

$$x: -F_{dx} - F_{kx} = 0 \quad (5-12)$$

$$y: -F_{dy} - F_{ky} - Q_p = 0 \quad (5-13)$$

$$M_k: Q_p \cdot \cos\beta \cdot l_{qp} + F_{dy} \cdot \cos\beta \cdot l_{qp} - F_{dx} \cdot \sin\beta \cdot l_{qp} = 0 \quad (5-14)$$

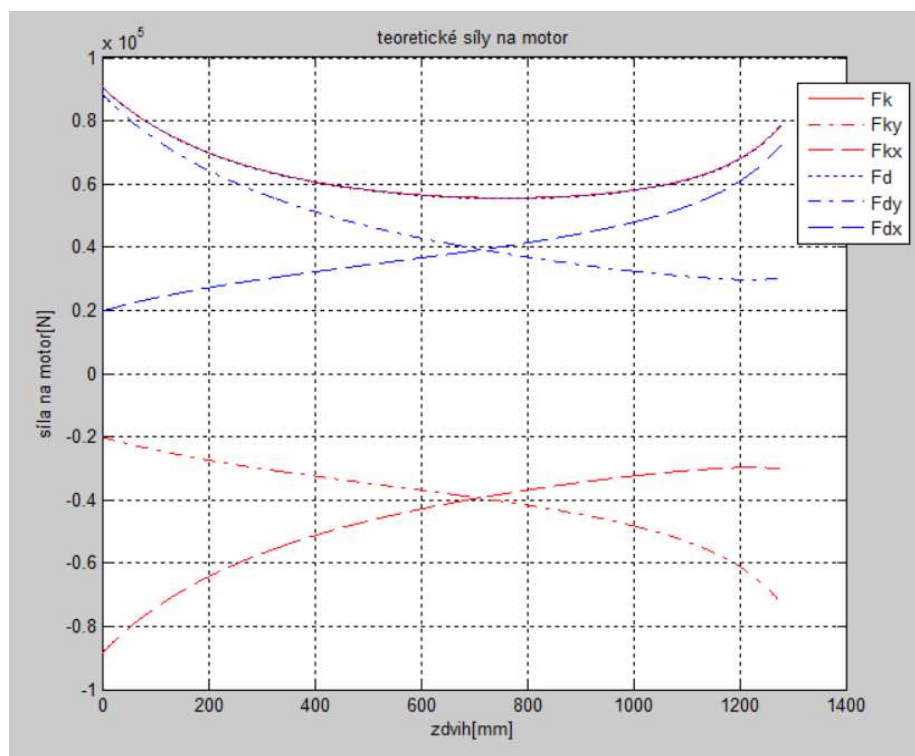
5.6. Výpočet a výsledky

Z rovnic byl sestaven vektor vnějších sil a vektor reakcí. Zbylé členy obsahuje matice A viz. rovnice (5-15).

$$A \cdot F = Q \quad (5-15)$$

Z této rovnice byl vypočten vektor F pomocí programu Matlab. Program pro tento výpočet je v příloze 5. Tento vektor F byl získán pro délky l11 v rozmezí od 100 do 1200 mm, aby byla získána síla působící na motor v celém průběhu zdvihu. Protože z výpočtu byly získány pouze složky této síly, tak pomocí rovnice (5-16) byla vypočtena absolutní velikost síly Fk. (viz. Obr. 5.7).

$$F_k = \sqrt{F_{kx}^2 + F_{ky}^2} \quad (5-16)$$



OBR. 5.7 GRAF ZÁVISLOSTI SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HYDROMOTORY NA ZDVIHU. ČERVENÁ ČÁRA JE ABSOLUTNÍ VELIKOST SÍLY FK

5.7. Určení konstant, závislé proměnné a nezávislých proměnných

Hodnoty délkových a úhlových konstant jsou odvozeny od 3D modelu dodaného firmou Engel. Z 3D modelu byla odvozena i hmotnost jednotlivých dílů a vypočtena poloha těžišť. Pro výpočet hmotností byla zvolen model oceli s hustotou 7550 kg/m^3 . U koleček nůžkového mechanismu byl zanedbán valivý odpor. Dále byla zanedbána čepová tření.

5.7.1. Hodnoty konstant

Hodnoty délkových a úhlových konstant viz. Tab. 1.

TAB. 1 HODNOTY DÉLKOVÝCH KONSTANT

konstanta	velikost	jednotka
12	1500	mm
13	1500	mm
14	750	mm
15	750	mm
16	860	mm
17	32.5	mm
18	63.25	mm
19	215	mm
δ	8,6	[°]
ε	4,2	[°]

Poloha těžišť byla zjištěna z 3D modelu. Udává vzdálenost od bodu, ke kterému jsou počítány momentové rovnice viz. Tab. 2.

TAB. 2 HODNOTY POLOHY TĚŽIŠŤ

konstanta	velikost	jednotka
lq2	580	mm
lq3	730	mm
lq4	750	mm
lq5	750	mm
lqp	250	mm

Hodnoty konstant pro vektorový výpočet pro určení úhlu β viz. Tab. 3.

TAB. 3 VEKTOROVÝ VÝPOČET

konstanty	hodnota/rovnost	jednotka
v1l5	15	[mm]
v2	109,35	[mm]
v3l8	18	[mm]
v5l7	17	[mm]
v6l9	19	[mm]

Hodnoty konstant zátěžových sil viz. Tab. 4.

TAB. 4 ZATĚŽOVACÍ SÍLY

Zatěžovací síla od hmotnosti	velikost	jednotka
Q2	1120	[N]
Q3	1080	[N]
Q4	289	[N]
Q5	8000	[N]
Qp	280	[N]

5.7.2. Závislé proměnné

Jako nezávislá proměnná byla určena hodnota l_{11} , která je zdvih plošiny. Určení závislých viz rovnice (5-17) až (5-23).

$$\alpha_1 = \alpha \quad (5-17)$$

$$\alpha_2 = (\pi - \alpha) \quad (5-18)$$

$$\alpha_3 = \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \quad (5-19)$$

$$\alpha_5 = \left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) \quad (5-20)$$

$$\alpha_4 = \beta \quad (5-21)$$

$$\alpha_6 = (\alpha + \pi) \quad (5-22)$$

$$v_4 = l_p \quad (5-23)$$

5.8. Zhodnocení výpočtu současné varianty

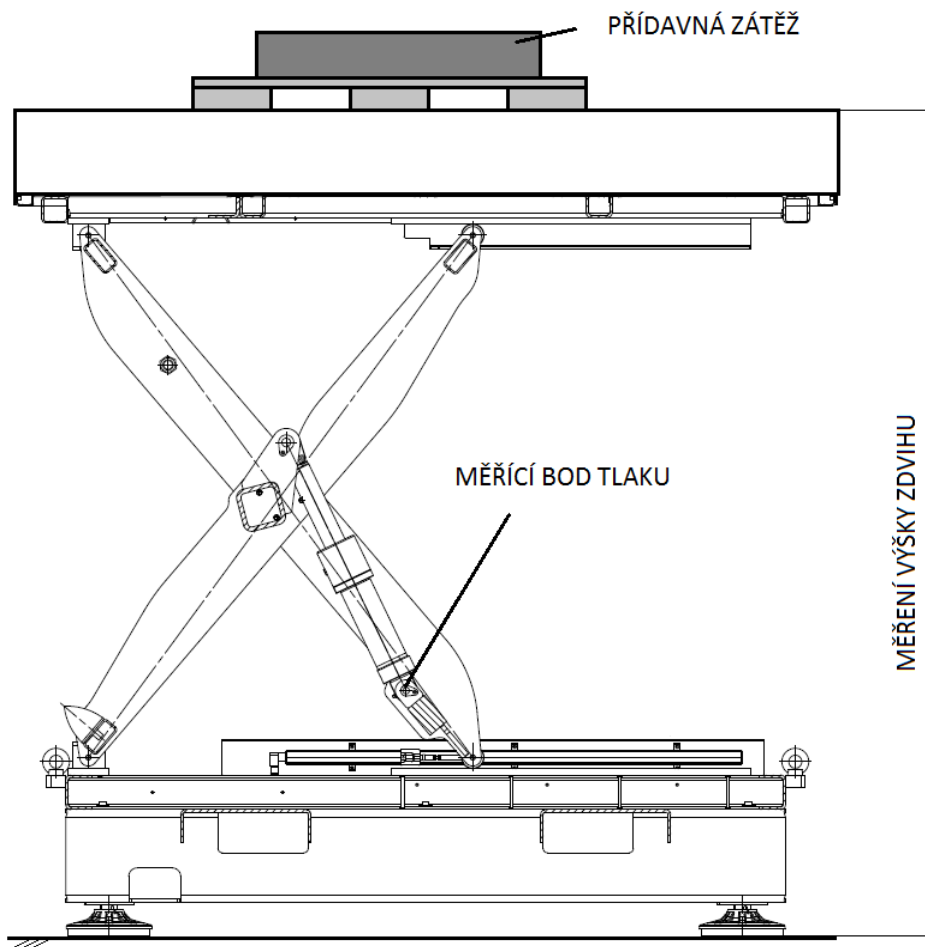
Při výpočtu bylo přistoupeno k zjednodušení, kdy poloha těžišť tělesa 2 a 3 byla posunuta na osu ramen. Byla zanedbána čepová tření v kloubech a valivý odpor koleček z důvodu toho, že kolečka jsou uložena v ložiscích a pohybují se po obrobené ploše, takže tyto síly by vycházely zanedbatelné vůči ostatním. Také bylo počítáno, že pohon bude mít konstantní hmotnost a neměnnou polohu těžiště.

Z vypočtených hodnot je patrné, že největší teoretická síla působí na hydromotory v dolní poloze a to síla o velikosti 82870 N. Toto je způsobeno tím, že ve spodní poloze působí hydromotor do směru pohybu malou složkou síly.

6. Měření nůžkového stolu se dvěma hydromotory

6.1. Cíl měření

Cílem měření bylo získání skutečné hodnoty síly působící na hydromotory při zatíženém a nezatíženém stavu. Měření bylo provedeno na sériově vyráběné plošině dle schématu na Obr. 6.1. Získané výsledky byly použity pro verifikaci výpočtového modelu.



OBR. 6.1 SCHÉMA MĚŘENÍ

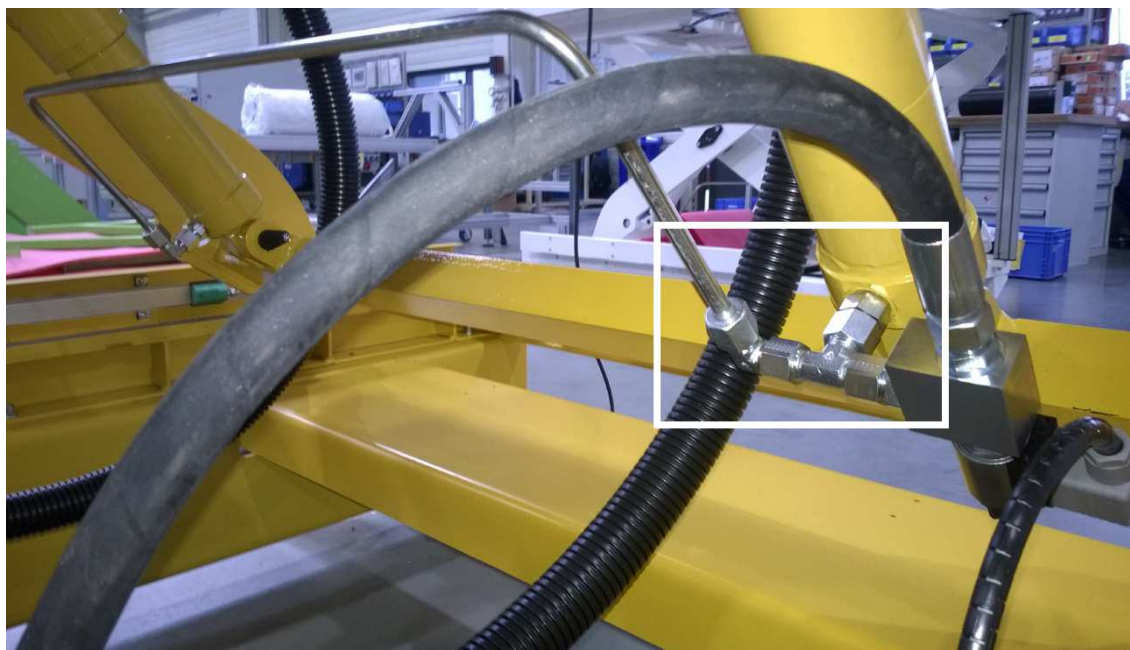
6.2. Způsob měření

Velikost síly působící na hydromotory byla odvozena od znalosti konstrukce hydromotoru (znalost plochy pístnice) a naměřeného tlaku dle rovnice (6-1).

$$F_i = p_i \cdot S \quad (6-1)$$

Tlak musí být měřen co nejbližší hydromotorům a to tak, aby nebyl mezi hydromotory a čidlem tlaku žádný z ventilů. Proto bylo provedeno připojení přímo

na větve propojující hydromotory (viz. Obr. 6.2). Vzhledem k propojení obou hydromotorů předpokládáme stejný tlak v obou hydromotorech při statickém zatížení, kdy dojde k vyrovnání tlaků. Z toho vyplývá i stejná síla působící na pístnice hydromotorů.

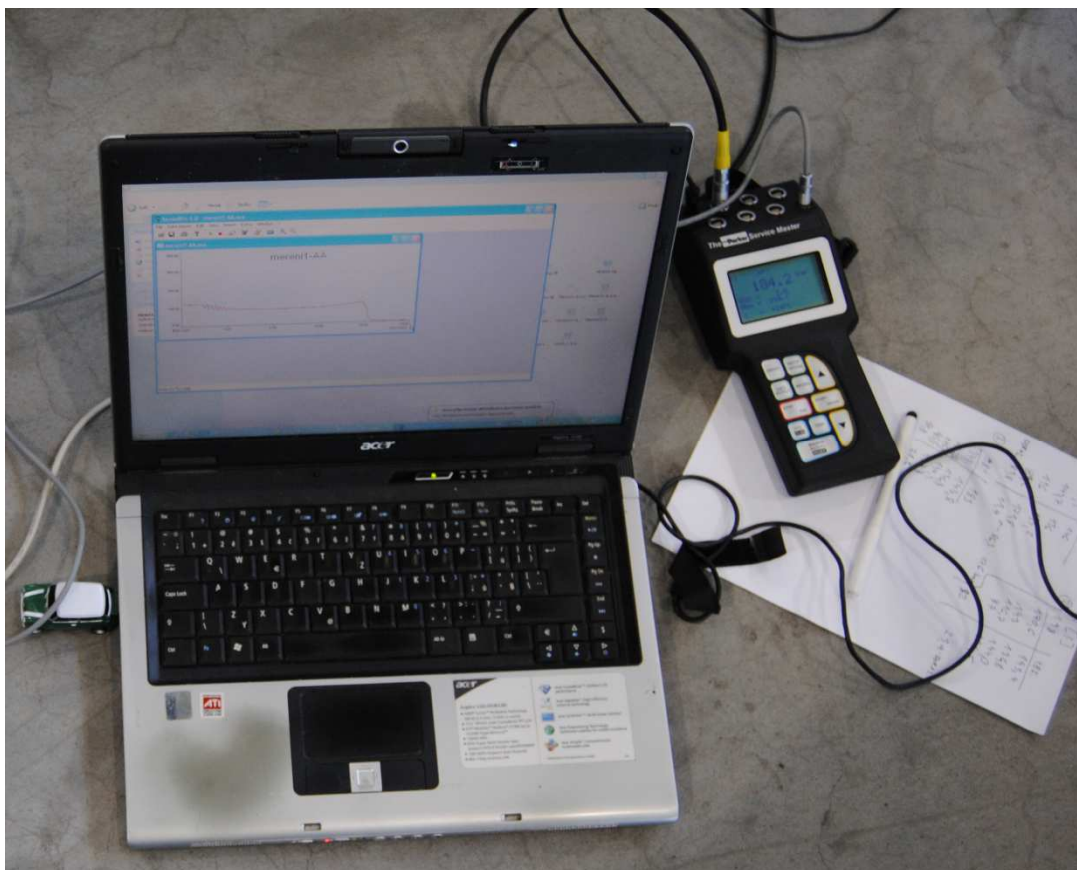


OBR. 6.2 MÍSTO, KDE DOŠLO K VLOŽENÍ PŘIPOJOVACÍHO PRVKU S MĚŘÍCÍM BODEM



OBR. 6.3 PŘIPOJENÝ MĚŘÍCÍ BOD S TLAKOMĚREM

K měření bylo použito čidlo pro maximální tlak 250 Barů napojené na měřící bod viz. Obr. 6.3. měřící ústřednu Service Master SCM-450-1-01. Tato ústředna umožňuje i pořízení záznamu hodnot taktovací frekvencí 0,02 s. Díky tomu mohl být získán dostatečná představa o průběhu tlaku během měření za pohybu. Tato data byla pomocí programu SensoWin 4.0 zpracována do grafů na notebooku (viz. Obr. 6.4).



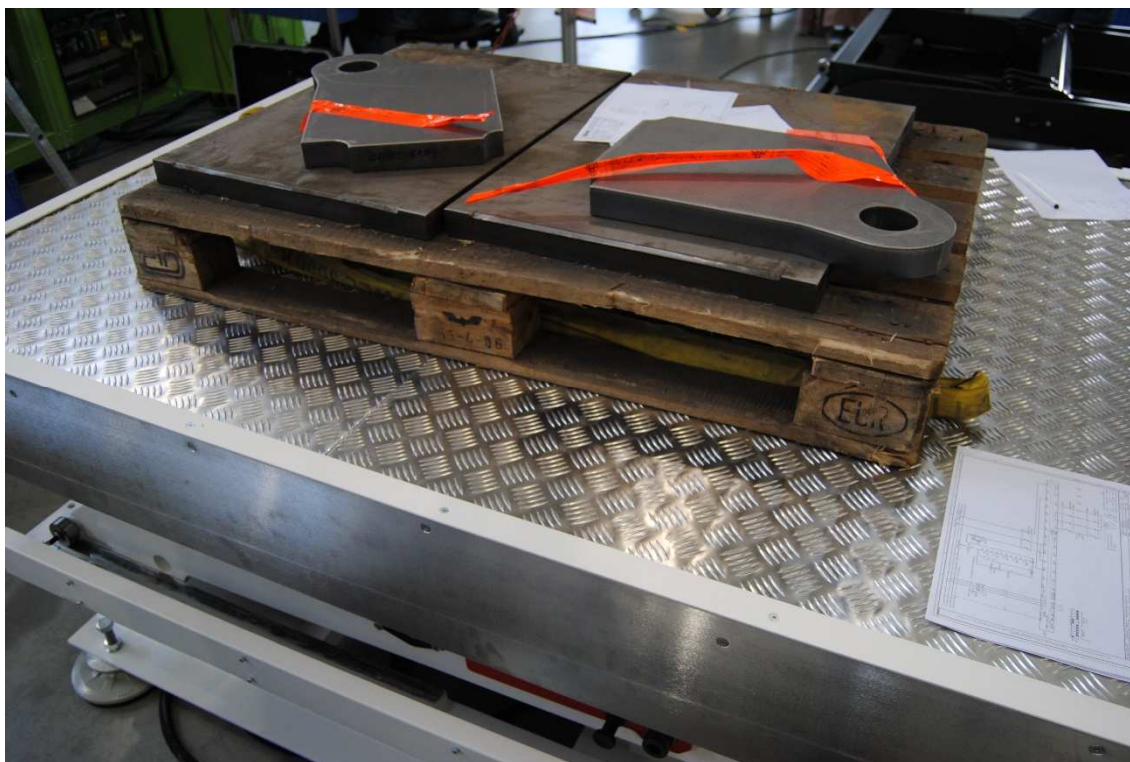
OBR. 6.4 MĚŘÍCÍ ÚSTŘEDNA S NOTEBOOKEM

6.2.1. Statické měření

Statické měření tlaku bylo provedeno jak při plném zatížení plošiny, tak při nezatíženém stavu. Každé měření bylo provedeno třikrát.

Statické měření při zatíženém stavu muselo být prováděno pouze při spouštění plošiny, protože hydro-agregát nebyl schopen vyvinout dostatečný tlak pro zdvih plošiny. Pojistný ventil hydro-agregátu, který určuje maximální hodnotu tlaku, jenž je hydro - agregát schopen vyvinout, byl nastaven na 17 MPa.

Měření probíhalo tak, že prázdná plošina byla zvednuta do horní polohy, kde pomocí jeřábu byla naložena zátěží 320 kg, která byla tvořena plechy umístěnými do středu plošiny (viz. Obr. 6.5).



OBR. 6.5 ZATÍŽENÍ PLOŠINY

Pro určení výšky byl použit svinovací metr, kterým byla měřena výška od podlahy k hornímu bodu plošiny. Hodnoty byly zapisovány do tabulky, která je součástí přílohy 3. Měření bez zatížení bylo prováděno 3x, kdy byla plošina dvakrát spouštěna a jednou zvedána. Měřicí metodika byla stejná jako u měření se zátěží.

6.2.2. Měření při pohybu plošiny

Měření při pohybu plošiny slouží ke zjištění, zda nedochází k výrazným tlakovým špičkám proti uvažovanému statickému řešení. Toto měření odpovídá nejvíce skutečným provozním podmínkám. Názorně ukazuje průběh tlaku v obvodu (a tím i průběh působící síly).

Měření bylo provedeno jak se zátěží, tak bez ní. Plošina umožňuje dva rychlostní režimy dolů a jeden rychlostní režim nahoru. Byly změřeny všechny režimy, vyjma zvedání plně naložené plošiny z důvodu toho, že hydro-agregát nebyl schopen vyvinout dostatečný pracovní tlak.

Čidla byla umístěna co nejblíže hydromotorů.

6.3. Vyhodnocení měření

6.3.1. Statické měření bez zátěže

Z průměrovaných výsledků ze třech měření v Tab. 5 (naměřené hodnoty viz. příloha 3) je patrné, že v dolní poloze většina síly je zachycena gumovými dorazy. Proto byla měřena hodnota těsně nad těmito dorazy. Ve výšce cca 86,6 cm.

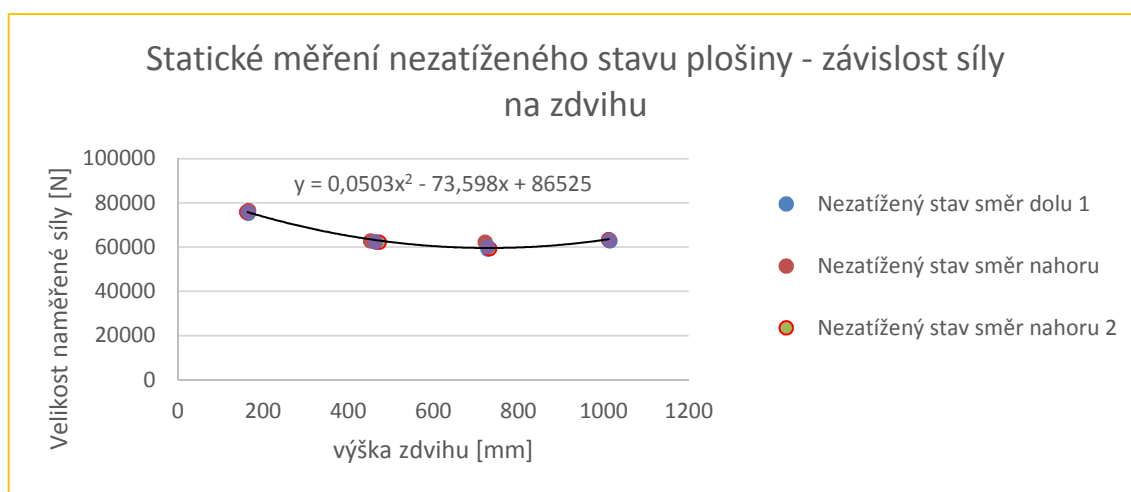
Hodnota naměřená v horní poloze nereprezentuje tlak vyvinutý od hmotnosti plošiny, ale byla vyvinuta hydro-agregátem, proto nebyla zahrnuta do grafu. Vyšší tlak byl způsoben tím, že plošina došla do horní polohy při režimu ručního ovládání, kde jí zastavila až krajní poloha hydromotorů. Po tomto dojetí byl elektricky uzavřen jednocestný ventil, který zabránil snížení tlaku ve větvi hydromotorů.

Z naměřených hodnot pomocí rovnice (6-2). Byla získána velikost působící síly na hydromotory.

$$F = \frac{p}{10} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \quad (6-2)$$

TAB. 5 PRŮMĚRNÉ HODNOTY STATICKÉ ZKOUŠKY BEZ ZÁTĚŽE

výška od země [cm]	naměřený tlak [bar]	výška mezi čepy [mm]	Vypočtená průměrná síla zátěžová síla na hydromotory [N]
199	156	1 288	48 449
171,4	102	1 012	63 352
142,9	97	727	60 340
116,5	100	4 63,3	62 521
86,6	122	164	76 022
82,3	13	121	4 050



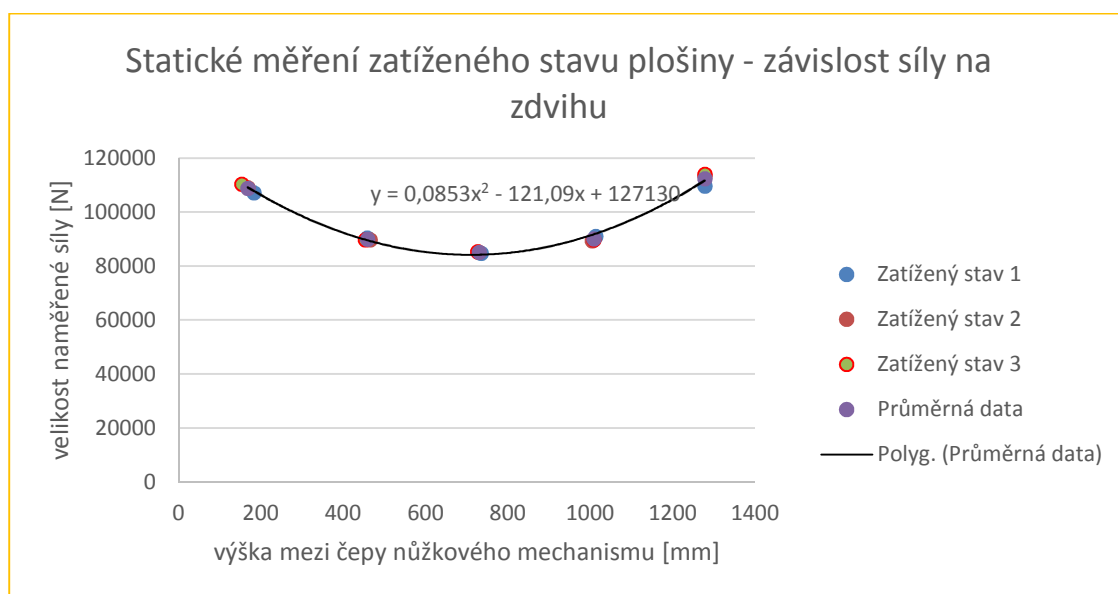
OBR. 6.6 STATICKÉ MĚŘENÍ NEZATÍŽENÉHO STAVU PLOŠINY - ZÁVISLOST SÍLY NA ZDVIHU

6.3.2. Měření se statickým zatížením

Měření se statickým zatížením ve všech bodech reprezentuje sílu vyvinutou hmotností konstrukce a přídatným zatížením tvořenou paletou s ocelovými plechy. Na hodnotách je patrné proč nebyl hydro-agregát schopen zvednout plně naloženou plošinu. Průměrné naměřené hodnoty viz. Tab. 6. Na základě těchto hodnot byl sestaven graf závislosti síly na zdvihu viz. Obr. 6.7.

TAB. 6 PRŮMĚRNÉ HODNOTY STATICKÉ ZKOUŠKY SE ZÁTĚŽÍ

výška od země [cm]	naměřený tlak [bar]	výška mezi čepy [mm]	Vypočtená průměrná síla zátěžová síla na hydromotory [N]
198	180	1 278	112 372
171	144	1 008	90 022
143	137	730	85 120
116	144	459	89 939
87	175	168	108 841
82	19	117	11 632

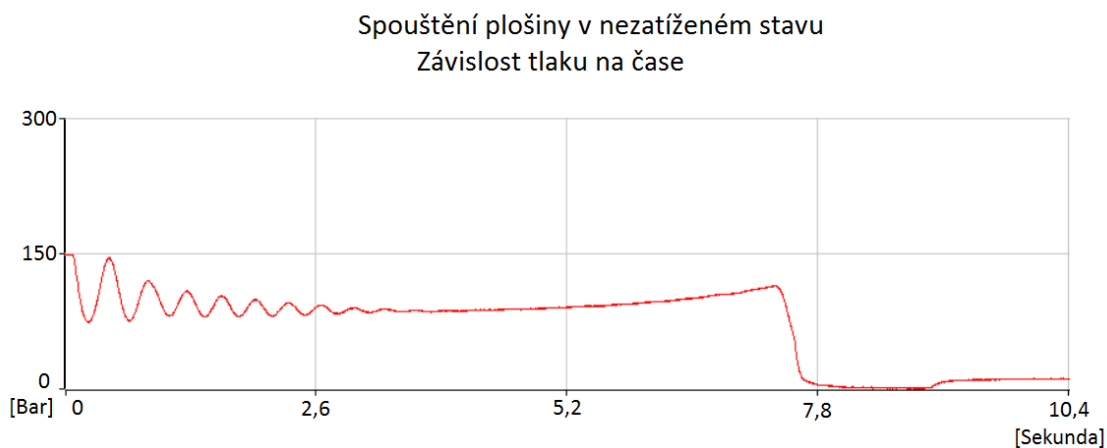


OBR. 6.7 STATICKÉ MĚŘENÍ ZATÍŽENÉHO STAVU PLOŠINY - ZÁVISLOST SÍLY NA ZDVIHU

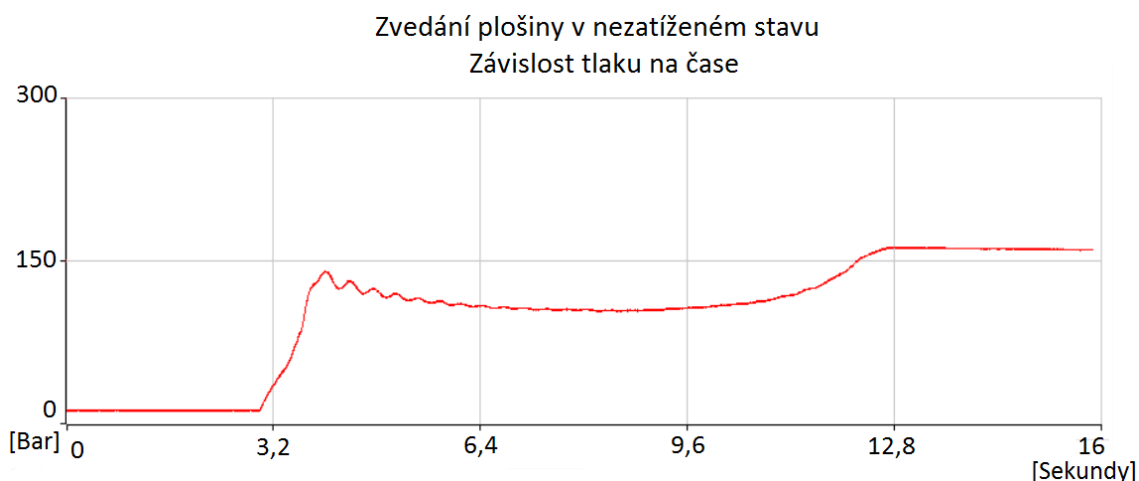
6.3.3. Vyhodnocení měření při pohybu plošiny

Pracovní plošina je zvedána do horní polohy a poté spouštěna do dolní polohy v nezatíženém stavu. Proto bylo vybráno měření, které odpovídalo těmto režimům viz. Obr. 6.8, Obr. 6.9.

Z těchto grafů je patrné, že doba spouštění a zvedání plošiny je větší, než doba, která je požadována u návrhu nového elektromechanického pohonu. Na grafech je patrný průběh síly, který odpovídá předpokladům.



OBR. 6.8 SPOUŠTĚNÍ PLOŠINY V NEZATÍŽENÉM STAVU



OBR. 6.9 ZVEDÁNÍ PLOŠINY V NEZATÍŽENÉM STAVU

6.4. Shrnutí měření

Měřením byla zjištěna nejvyšší síla působící na hydromotory při statickém zatížení 112 kN. Tato hodnota byla změřena při výšce mezi čepy 1278 mm. Dále bylo zjištěno, že zdvih plošiny v nezatíženém stavu trvá 10 sekund. To je dvojnásobný čas, než který byl v zadání požadován od elektromechanického pohonu. Na základě těchto výsledků bylo provedeno verifikování vypočtených hodnot.

7. Výběr variant

Na základě získaných poznatků z průzkumu trhu byly vybrány tři varianty pohonů. Největší potenciál pro realizaci měly pohony pomocí pohybového šroubu, spirálního a tlačného řetězu.

Proto bylo přikročeno k provedení výpočtu a volby kinematik s ohledem na konstrukční náročnost a na stávající konstrukční řešení nůžkového mechanismu.

Výpočet statiky tlačného řetězu a spirálního je v příloze 6. Jejich kinematika je shodná.

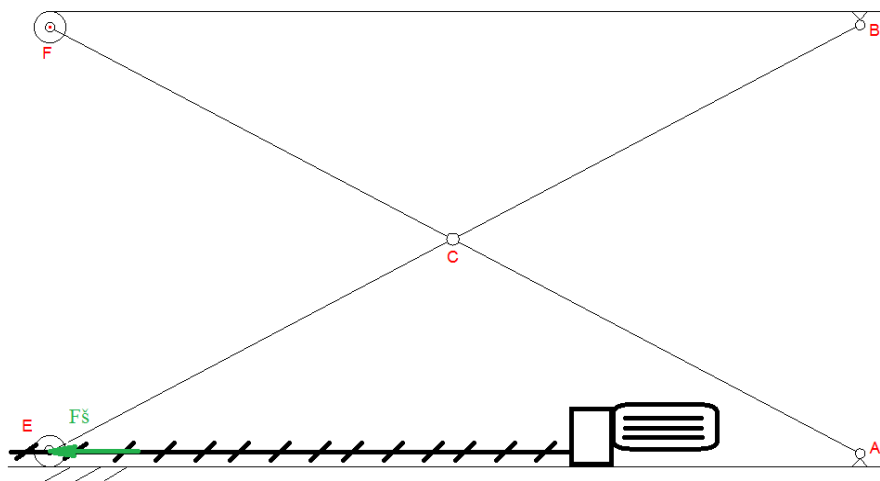
7.1. Pohybový šroub

Pohybové šrouby jsou velmi rozšířené řešení lineárního pohybu. V dnešní době se používají nejčastěji dva základní typy pohybových šroubů. A to kuličkový šroub, který vyniká vysokou účinností při transformaci z rotačního pohybu na posuvný při vysoké přesnosti a trapézový šroub, který je levnější variantou.

Významnou výhodou pohybových šroubů je jejich dlouholetá tradice použití, kdy se jedná o osvědčenou konstrukci nabízenou velkým množstvím výrobců.

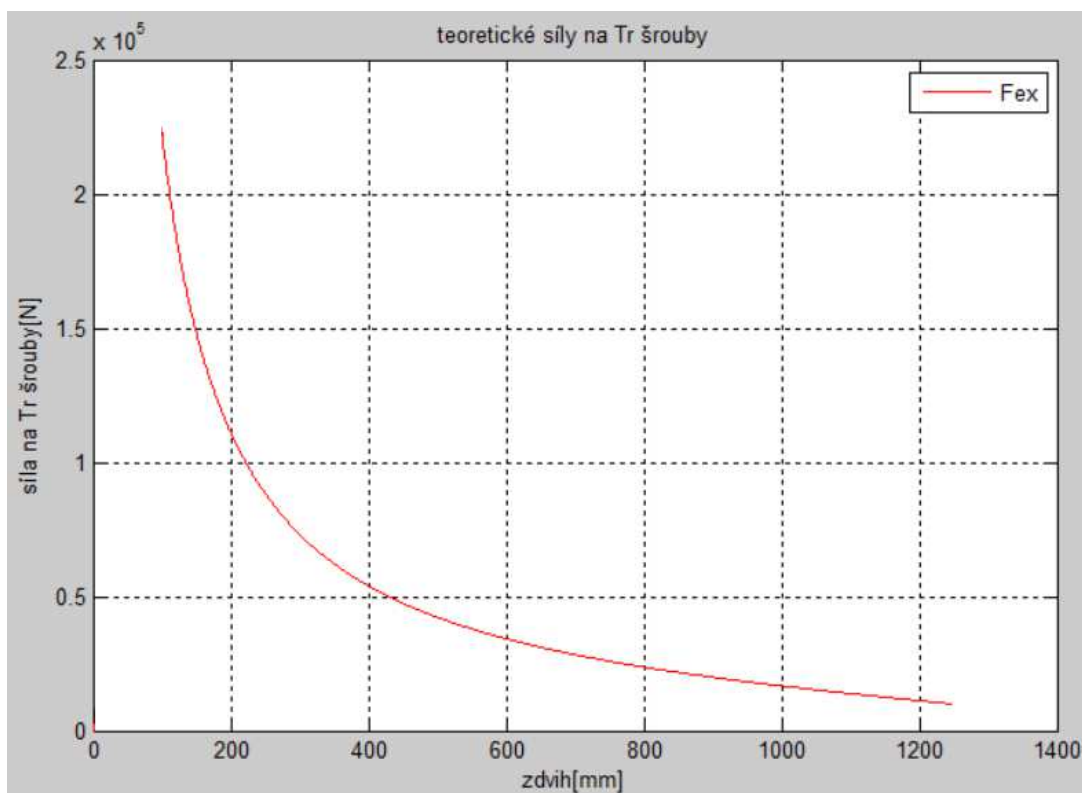
7.1.1. Použití pohybového šroubu v pracovní plošině

Pro uvažovanou implementaci do pracovní plošiny bylo vybráno kinematické uspořádání, které odpovídá požadavku na co největší jednoduchost samotného mechanismu (viz. Obr. 7.1). Pohybový šroub je nutné umístit v ose spodního kolečka, aby bod připojení konal pouze posuvný a ne rotační pohyb. Pro toto řešení byl provedeno sestavení rovnic a výpočet pomocí programu Matlab (viz. příloha 7,8). Podrobné zpracování je v příloze 1, která obsahuje i výběr hlavních komponent.



OBR. 7.1 SCHÉMA UMÍSTĚNÍ POHYBOVÉHO ŠROUBU DO PLOŠINY

Na Obr. 7.2 je patrné, že průběh síly působící na motor při této konfiguraci je v dolní poloze mechanismu prudce rostoucí a zvyšuje nárok na pohon. Graf je vykreslen pro teoretickou sílu 15000 Newtonů na střed plošiny bez uvažovaných hmotností mechanismu.



OBR. 7.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŠROUBY BEZ VYVÁŽENÍ

Pro zhodnocení varianty byla sestavena Tab. 7. obsahující nejdůležitější parametry pohonu trapézovým šroubem. V této tabulce jsou uvedeny hodnoty pro modifikovanou

variantu, kdy bylo provedeno vyvážení pomocí pružin ve spodní poloze. Podrobný výpočet je obsažen v příloze 1.

TAB. 7 ZÁKLADNÍ HODNOTY VARIANTY S TRAPÉZOVÝM ŠROUBEM

zdvih trapézovým šroubem		
Název	Hodnota	Jednotka
maximální síla působící na pohon	224500/101000*	N
účinnost zdvihacího členu mechanismu	40	%
požadovaný výkon motoru	17,8*	kW
rychlost zdvihu	120	mm/s
*hodnoty vypočtené pro variantu vyváženou pružinami viz. příloha 1		

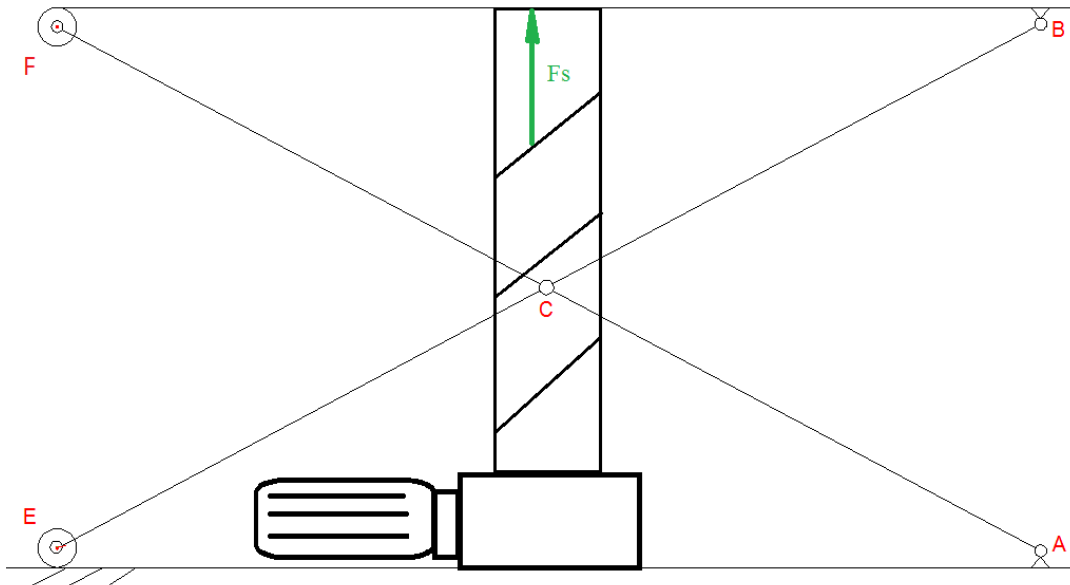
7.2. Spirallift

Spirallift, který byl představen v kapitole 3. Stav řešené problematiky, je progresivní řešení pohonu zdvihových zařízení. Vyniká jednoduchostí implementace do stávajícího řešení a relativně malými zástavbovými rozměry.

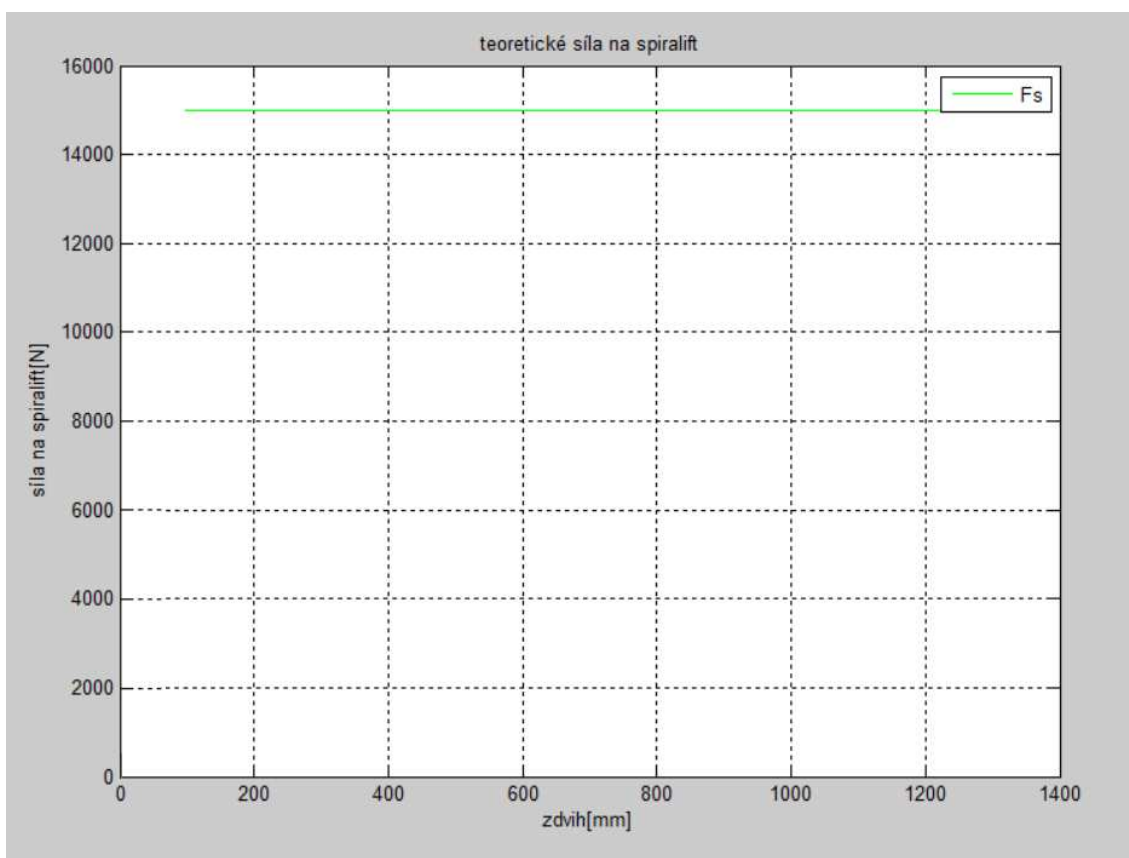
7.2.1. Použití Spiralliftu v pracovní plošině

Zdvihací jednotka Spirallift by nebyla uchycena k nůžkovému mechanismu, ale byla by připevněna k hornímu a spodnímu rámu (viz. Obr. 7.3). Princip uchycení je shodný s tlačným řetězem. Díky tomu sestavené statické rovnice jsou shodné s tlačným řetězem a tím i průběh sil (viz. Obr. 7.4).

Pro použití v pracovní plošině byl výrobcem Spiralliftu vytipován typ ND6 splňující požadavky zařízení jak na rychlost, tak na velikost zátěže.



OBR. 7.3 SCHÉMA UMÍSTĚNÍ SPIRALIFTU



OBR. 7.4 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA SPIRALIFT

Pro zhodnocení varianty byla sestavena Tab. 8. obsahující nejdůležitější parametry pohonu realizovaném pomocí jednotky ND6 od firmy Paco Spiralfit. Dalšími vlastnostmi ovlivňující výběr varianty bylo to, že jednotka Spiralfit musí být buď použita ve dvou

kusech a nebo musí být zajištěno brždění nůžkového mechanismu. Dále výrobce nedoporučil použití v takovém prostředí, kterým je pracovní prostor lisu.

TAB. 8 ZÁKLADNÍ HODNOTY VARIANTY SE SPIRALIFTEM

Spiralift		
Název	Hodnota	jednotka
maximální síla působící na pohon	15000	N
účinnost zdvihacího členu mechanismu	68	%
rychlost zdvihu	246	mm/s
cena spiraliftu	3500	Euro/kus

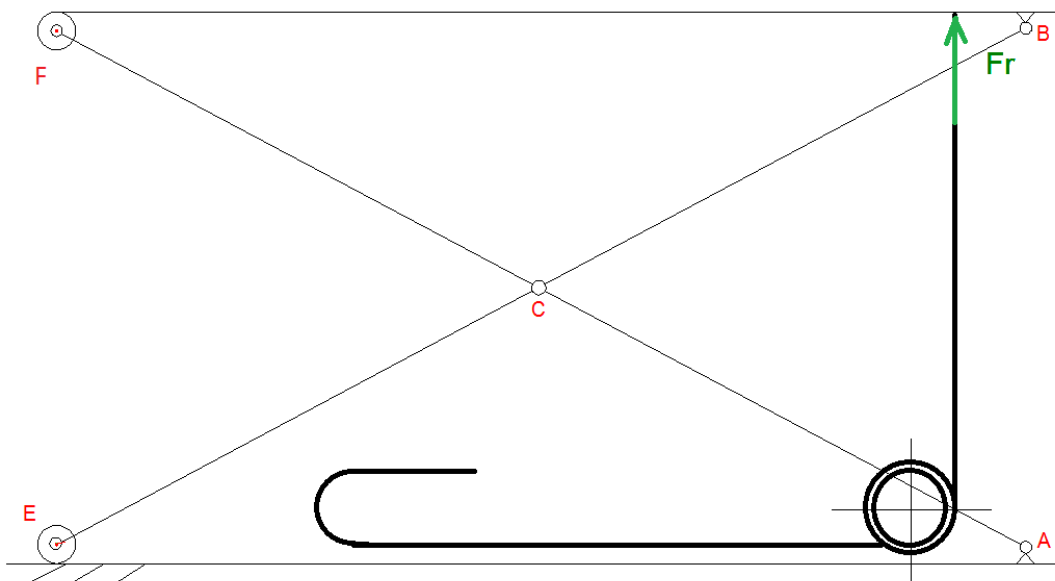
7.3. Tlačný řetěz

Kombinace nůžkového mechanismu s tlačným řetězem je velmi často se vyskytující konstrukční řešení výrobců zdvihacích zařízení.

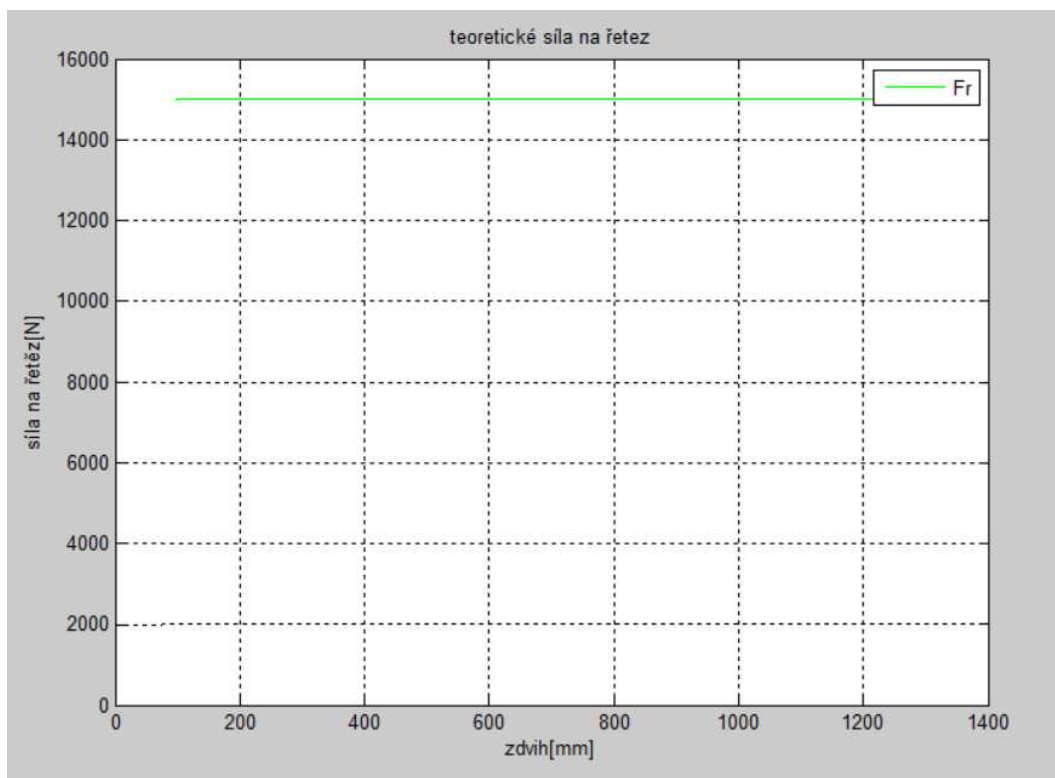
Tlačné řetězy jsou vyráběny jak z ocele, tak z pružných umělých hmot. Vedle klasických tlačných řetězů, které vyžadují vedení vlastního řetězu, se používají pro zdvihací zařízení řetězy, které se sami zpevní do pevného sloupu.

7.3.1. Použití tlačného řetězu v plošině

Až na speciální plastové řetězy, které jsou umísťovány ve středu zdvihacích zařízení, je většina tlačných řetězů umísťována na jeden z okrajů zdvihacích zařízení.



OBR. 7.5 SCHÉMA POUŽITÍ TLAČNÉHO ŘETĚZU



OBR. 7.6 TEORETICKÁ SÍLA NA ŘETĚZ

Pro zhodnocení varianty byla sestavena Tab. 9. obsahující nejdůležitější parametry pohonu pomocí tlačného řetězu Link lift 50 od firmy Serapid.

TAB. 9 ZÁKLADNÍ HODNOTY VARIANTY S TLAČNÝM ŘETĚZEM LL50

tlačný řetěz		
Název	Hodnota	jednotka
maximální síla působící na pohon	15000	N
účinnost zdvihacího členu mechanismu	80	%
požadovaný výkon motoru	4	kW
rychlost zdvihu	246	mm/s
cena tlačného řetězu	2590	Euro/kus

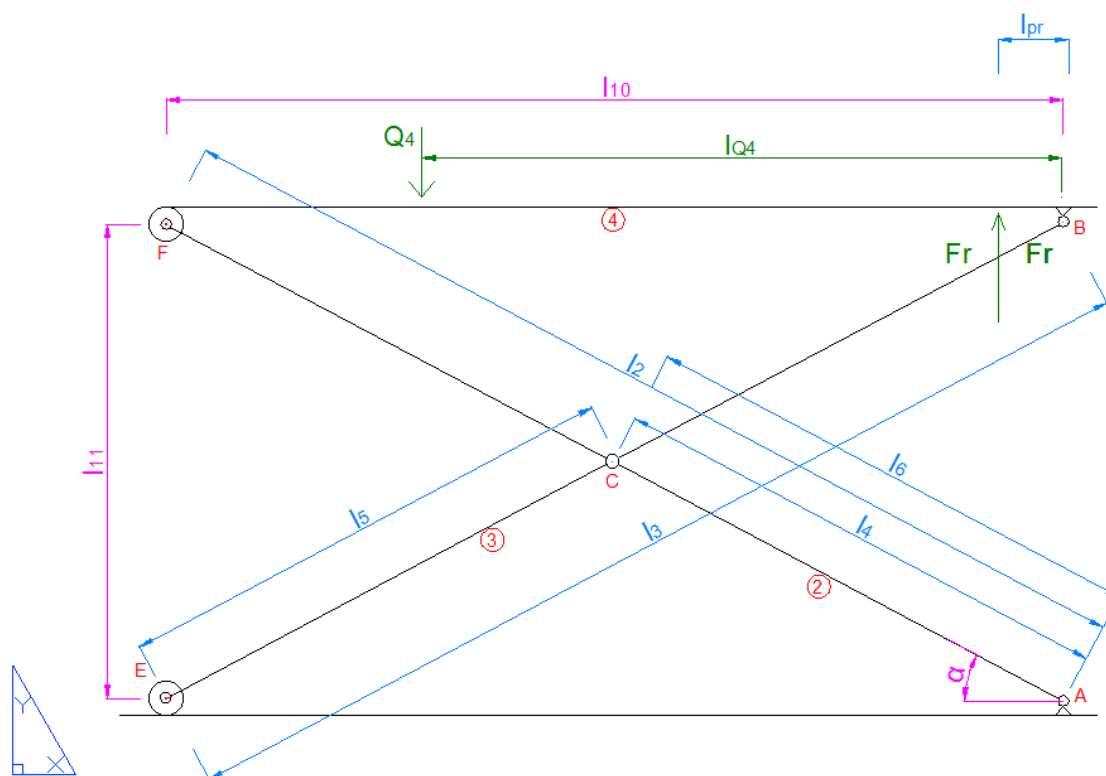
7.4. Zhodnocení výběru varianty

Z výše uvedených variant byla vybrána varianta s tlačným řetězem. Tlačný řetěz vyniká relativně snadnou zástavbou do zdvihacího zařízení, dobrou převodovou funkcí, vysokou účinností a splňuje požadavky na provozování v prostoru stroje bez nutnosti dalšího krytování. Ve velikosti LL 50 splňuje i požadavky na rychlost a životnost.

8. Výpočet varianty s tlačnými řetězy

Z důvodu odlišnosti umístění pohonu a rozdílné kinematiky bylo pro variantu tlačného řetězu sestaveno nové schéma, které se liší menším počtem prvků a zejména umístěním pohonu.

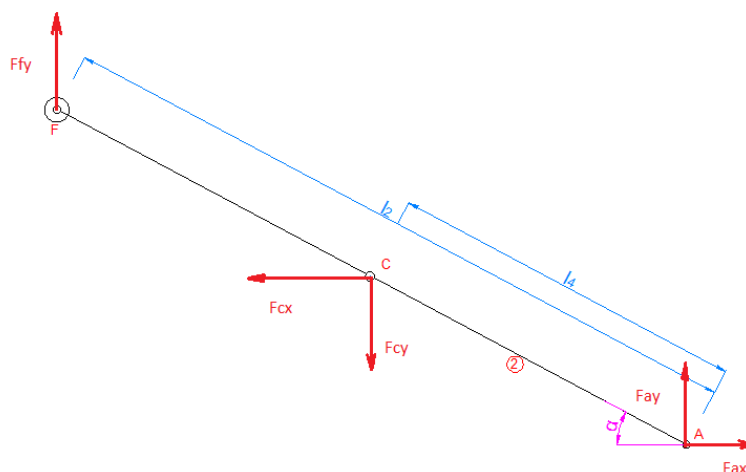
Tlačný řetěz působí kolmo na horní rám mechanismu (viz. Obr. 8.1). Stejně kinematické uspořádání je i pro variantu využívající Spirallift. Ve výpočtu byl tlačný řetěz umístěn blízko pevných kloubů. Jedním z důvodů je samotná konstrukce tlačného řetězu, který nutí místo připojení řetězu umístit'ovat na kraj plošiny. Také díky umístění tlačného řetězu na stranu pevných kloubů není nutné kolečka nůžkového mechanismu (v bodě F) vést po obou stranách, protože výsledný moment působí směrem k podlaze (díky značné hmotnosti plošiny) a nedojde k odlehnutí plošiny od nůžkového mechanismu. Přesto jsou kolečka jištěna pojistným plechem, kdyby k takové situaci došlo.



OBR. 8.1 SCHÉMA MECHANISMU S TLAČNÝMI ŘETĚZY

8.1. Těleso 2

Uvolnění tělesa 2 a nahrazení vazeb silami viz. Obr. 8.2. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 2. viz. rovnice (5-6)(8-1), (8-2), (8-3).



OBR. 8.2 UVOLNĚNÍ TĚLESA 2

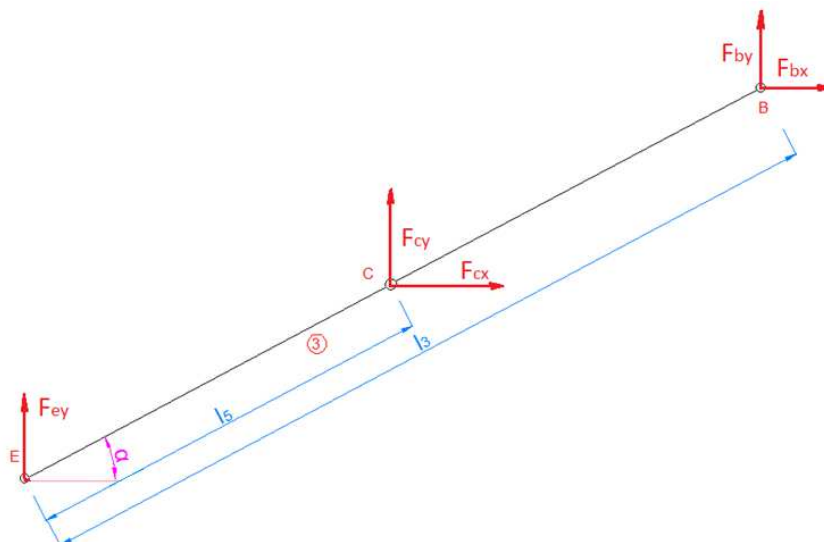
$$F_{ax} - F_{cx} = 0 \quad (8-1)$$

$$F_{ay} - F_{cy} + F_{fy} = 0 \quad (8-2)$$

$$M_a: -F_{cx} \cdot l_4 \cdot \sin\alpha - F_{cy} \cdot l_4 \cdot \cos\alpha + F_{fy} \cdot l_2 \cdot \cos\alpha = 0 \quad (8-3)$$

8.2. Těleso 3

Uvolnění tělesa 3 a nahrazení vazeb silami viz. Obr. 8.3. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 3. viz. rovnice (8-4), (8-5), (8-6).



OBR. 8.3 UVOLNĚNÍ TĚLESA 3

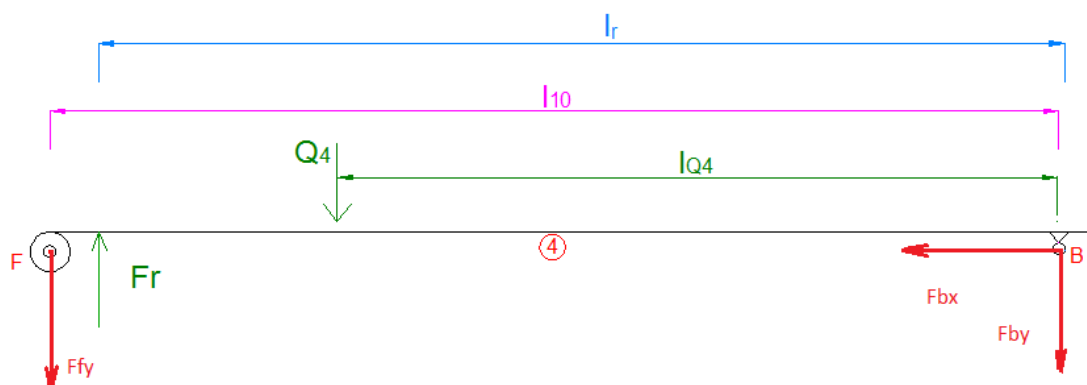
$$F_{bx} + F_{cx} = 0 \quad (8-4)$$

$$F_{by} + F_{cy} + F_{ey} = 0 \quad (8-5)$$

$$M_e: F_{bx} \cdot l_3 \cdot \sin\alpha - F_{by} \cdot l_3 \cdot \cos\alpha + F_{cx} \cdot l_5 \cdot \sin\alpha - F_{cy} \cdot l_5 \cdot \cos\alpha = 0 \quad (8-6)$$

8.3. Těleso 4

Uvolnění tělesa 4 a nahrazení vazeb silami viz. Obr. 8.4. Na základě tohoto schématu byly sestaveny rovnice rovnováhy pro těleso 4. viz. rovnice (8-7), (8-8), (8-9).



OBR. 8.4 UVOLNĚNÍ TĚLESA 4

$$x: -F_{bx} = 0 \quad (8-7)$$

$$y: -F_{fy} - F_{by} - Q_4 + F_r = 0 \quad (8-8)$$

$$M_b: -F_{fy} \cdot l_{10} - Q_4 \cdot l_{q4} + 2 \cdot Fr \cdot l_r = 0 \quad (8-9)$$

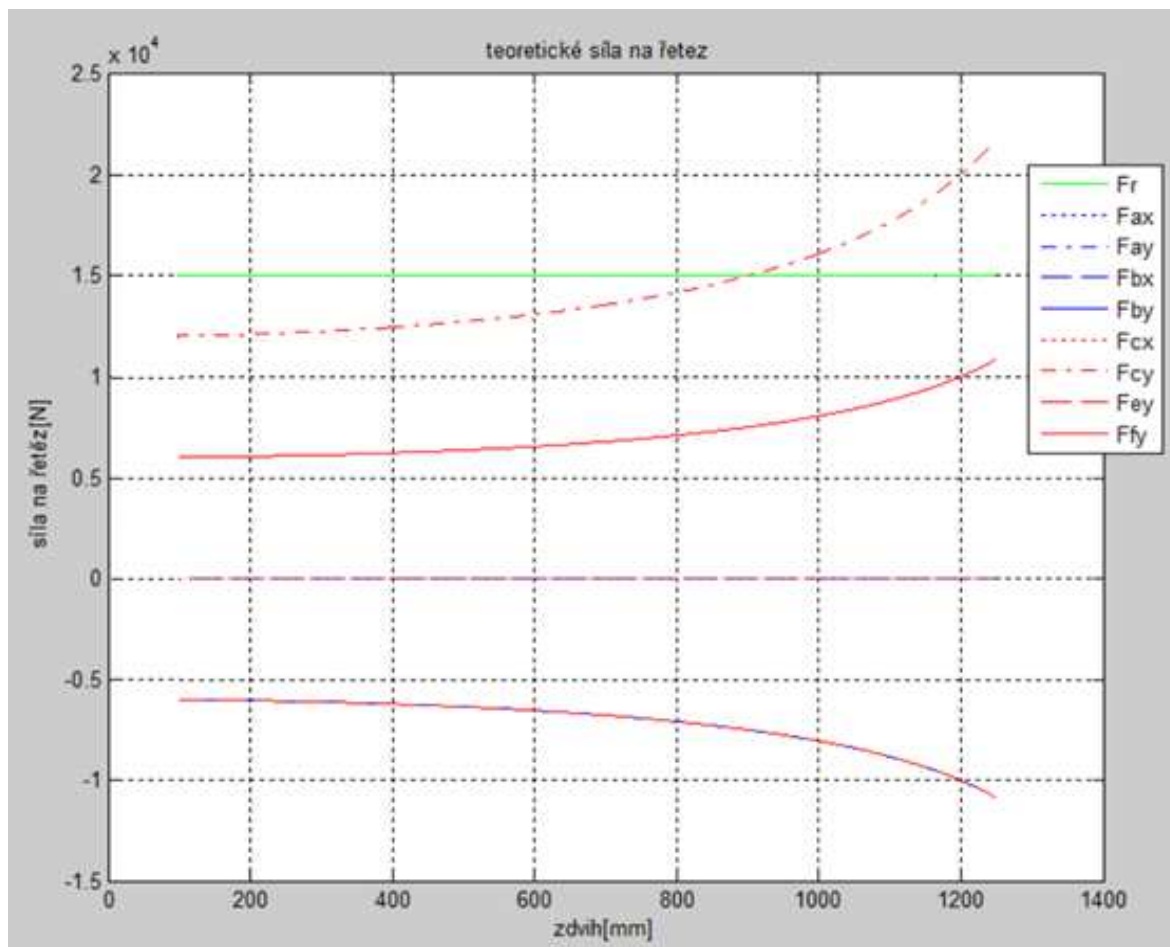
8.4. Výpočet a výsledky

Z rovnic byl sestaven vektor vnějších sil a vektor reakcí. Zbylé členy obsahuje matice A viz. rovnice (8-10).

$$A \cdot F = Q \quad (8-10)$$

Z této rovnice byl vypočten vektor F pomocí programu Matlab. Program pro tento výpočet je v příloze 6. Tento vektor F byl získán pro délky l11 v rozmezí od 100 do 1200 mm, aby byla získána síla působící na motor v celém průběhu zdvihu. Z vektoru F byl získán průběh síly působící na řetěz Fr viz. Obr. 8.5.

Základní rozměry proměnných byly zvoleny stejné jako u základní varianty (viz. kapitola 5). Velikost vzdálenosti $l_r=1500$ mm. Velikost $Q_4=1500$ N.



OBR. 8.5 VELIKOST SÍLY PŮSOBÍCÍ NA TLAČNÝ ŘETĚZ

8.4.1. Vyhodnocení výpočtu

Q4 je odhad hmotnosti plošiny soustředěné do jednoho místa. Plošina není určena k tomu, aby byla zvedaná a spouštěna plně zatížená. Z toho důvodu navrhovaný pohon motoru je navržen na zvedání 1100 kg, ale musí být schopen v jakékoliv poloze snést plné zatížení plošiny.

U velikosti síly působící na řetěz nezáleží na jeho poloze vůči plošině a v každém bodě napojení vychází stejně veliká. Ovšem změnou polohy řetězu dochází ke změně velikostí reakcí v uložení nůžkového mechanismu.

8.5. Volba tlačného řetězu

Byl zvolen tlačný řetěz, který vyrábí firma Serapid. Výhodou zvoleného řetězu je to, že nepotřebuje axiální vedení, protože je tvořen dvojitým řetězem, kde se jednotlivé články vzájemně zpevňují. Axiální zatížení zadržuje nůžkový mechanismus a dle výrobce je tento způsob dostatečný.

Pro stůl byly uvažovány dvě varianty řetězů. Buď použití dvou řetězů LL30, které mají menší maximální rychlost, ale umožňují menší zástavbové rozměry. Díky tomu bude moct být plošina lépe modifikovatelná pro speciální použití vyžadující co nejnižší výškový profil nebo varianta LL50 z důvodu ceny, snazší montáže, vyšší rychlosti a životnosti. Výpočet a návrh LL30 je součástí přílohy (příloha 2).

8.5.1. Výpočet pohonu pro řetěz LL50

Hodnoty řetězu viz. Tab. 10. Výpočet byl proveden dle katalogu výrobce [12].

TAB. 10 TABULKA PARAMETRŮ ŘETĚZU LL50

parametr řetězu LL50		velikost	jednotka
jmenovitá rychlost zdvihu	$V \cdot 1000/60$	300	mm/s
účinnost mechanismu	η	80	%
vzdálenost čepů	p	50	mm
poloměr řetězky		50	mm
minimální výška		290,5	mm
hmotnost řetězu		21	kg/m
hmotnost krytu řetězu		29	kg

Zdvihová rychlost V byla zvolena dle zadání 246 mm/s (14,76 m/min) a zatížení na jeden řetěz bylo zvoleno 1100 kg. To znamená, že F_s byla zvolena 11000 N. Na základě rovnice (8-11) byly vypočteny otáčky na vstupním hřídeli jednotky LL50.

$$n_v = \frac{V}{2\pi \cdot p \cdot 10^{-3}} [\text{ot}/\text{min}] \quad (8-11)$$

Dle rovnice (8-12) byl vypočten potřebný krouticí moment na jeden řetěz. Následně pomocí rovnice (8-13) byl vypočten potřebný výkon na jeden řetěz. Vypočtené hodnoty pomocí programu excel viz. Tab. 11.

$$M_k = \frac{(\max(F_s) + P_c) \cdot p \cdot 10^{-3}}{\eta} [Nm] \quad (8-12)$$

$$P = \frac{M \cdot N \cdot \pi \cdot 10^{-3}}{30} [kW] \quad (8-13)$$

TAB. 11 VYPOČTE POŽADOVANÉ VSTUPNÍ HODNOTY NA ŘETĚZ LL50

název	označení	hodnota	jednotka
vstupní otáčky	n_v	47	ot/min
vstupní moment	M_k	750	Nm
vstupní výkon	P_v	3,7	kW

K výběru motoru a převodovky byl použit on-line generátor firmy SEW, která patří k tradičním výrobcům. Pomocí něho byl vybrán čtyřpólový asynchronní motor opatřený brzdou a doplněný o kuželo - čelní převodovku. Motor byl vybrán o výkonu 4 kW, kdy výstupní kroutící moment je 1110 Nm při 47 otáčkách za minutu. Kompletní parametry s uvedeným tipem viz. příloha – 4 . K67DRE132S4BE5.

8.5.2. Výběr spojky pro řetěz LL50

Na základě požadavků byla vybrána pro propojení výstupní hřídele kuželočelní převodovky s hřídelem tlačného řetězu LL 50 spojka ROTEX od firmy KTR Kupplungstechnik GmbH, která umožňuje relativně velké chyby v nesouososti hřídelů, které jsou vyrovnávány pomocí gumového členu. To je výhodné pro snazší montáž pohonu. Konkrétně byl pro aplikaci dle katalogu firmy KTF vybrán model Rotex 55 - 64 Sh-D.

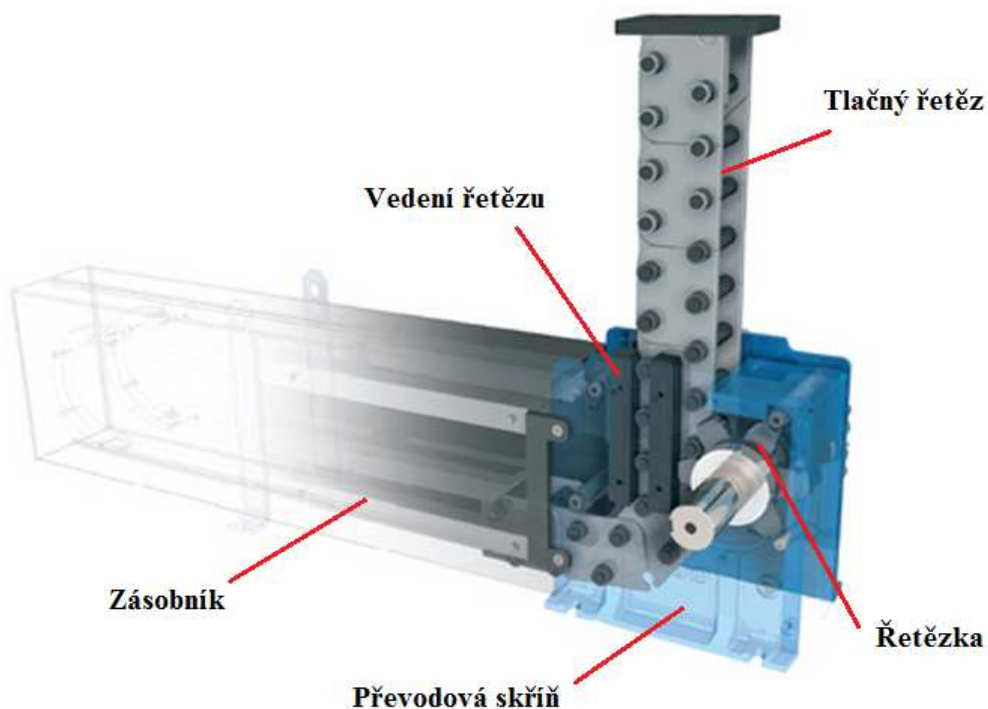
9. Konstrukční řešení varianty s tlačným řetězem LL 50

Vlastní konstrukční řešení vybrané varianty spočívalo ve snaze o co nejmenší úpravu stávajícího řešení, aby výsledné zařízení mohlo být modulárně zaměnitelné za řešení s hydromotory. Dále bylo dosaženo co nejmenšího počtu speciálních dílů, zejména dílů, které nejsou vyráběny přímo firmou Engel nebo jsou technologicky náročné. Zároveň byl kladen důraz na využívání technologické základny závodu firmy Engel v Kaplicích (navrhování svařenců z výpalků a ohýbaných dílů s co nejmenším použitím obrobenejších dílů).

Postup konstrukce po volbě vhodného pohonu (viz. předchozí kapitola) spočíval v tom, že nejdříve byl dle katalogu firmy Serapid usazen tlačný řetěz LL50 do stávající konstrukce. Následně bylo provedeno vybrání vhodného uspořádání spojky a motoru, tak aby se vešly do zástavbového prostoru stávajícího řešení. Po zjištění zástavbových rozměrů pohonu bylo přistoupeno k návrhu úpravy nůžkového mechanismu, tak aby nedocházelo ke kolizi s nově navrženým pohonem. Tento upravený nůžkový mechanismus byl následně pomocí analytického výpočtu a výpočtu pomocí metody konečných prvků optimalizován. Z důvodu výrazných změn koncepce pohonu bylo nutné navrhnout nový podstavec plošiny.

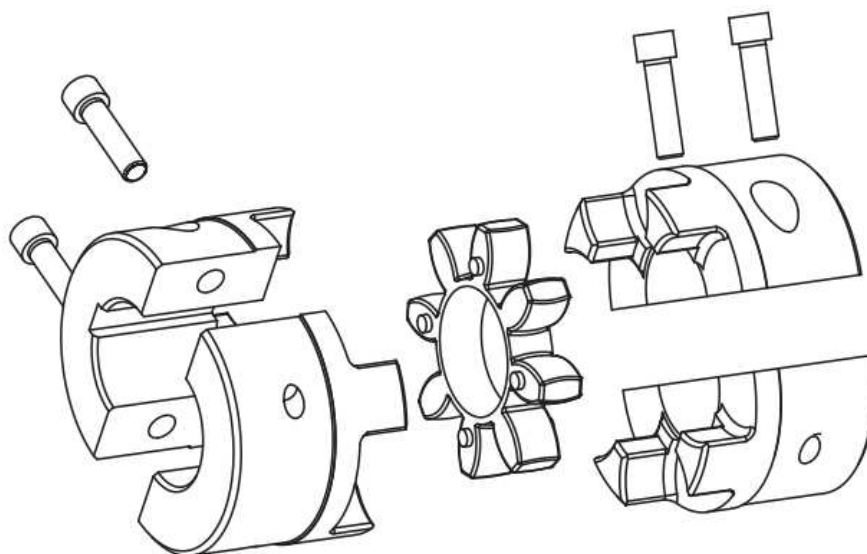
9.1. Uložení pohonu

Základní stavební částí nového pohonu je tlačný řetěz LL 50. Tlačný řetěz se skládá z převodové skříně obsahující řetězku s hřídelí a vedením řetězu, kterým prochází dvojitý tlačný řetěz. Vedení řetězu je tvořeno dvojicí vodících lišt, kterými prochází spojovací čepy řetězu. Tyto lišty jsou umístěny na obou stranách řetězu. Na tuto převodovou skříň je napojen zásobník, ve kterém dochází ke složení řetězu na poloviční délku. Technické uspořádání jednotky tlačného řetězu je na Obr. 9.1.



OBR. 9.1 TLAČNÝ ŘETĚZ LINK LIFT OD FIRMY SERAPID [12]

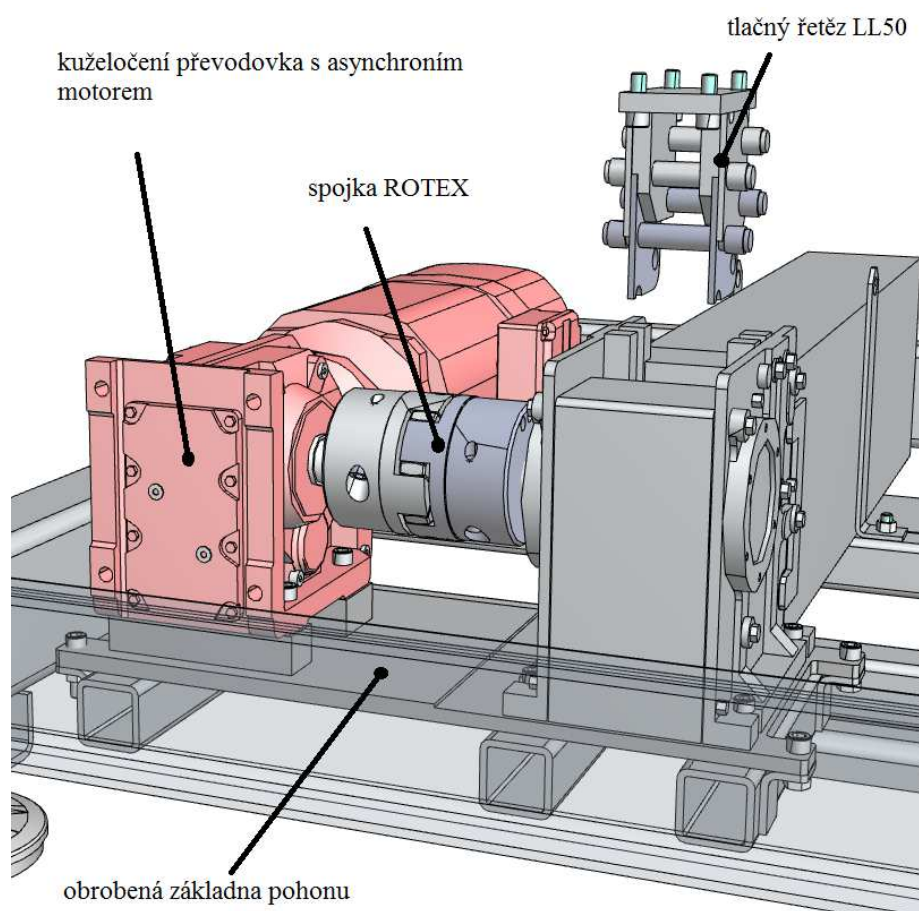
Pro novou konstrukci pohonu byla vybrána standardizovaná varianta zásobníku, která umožňuje uložení řetězu pro zdvih 1500 mm. To je dostatečné pro naši aplikaci. Tlačný řetěz je spojený pomocí spojky Rotex s kuželo - čelní převodovkou, na kterou je napojen 4 kW čtyřpólový asynchronní motor s brzdou. Spojka Rotex 55 - 64 Sh-D byla vybrána z důvodu toho, že umožňuje relativně velké úhlové chyby a tím usnadňuje montáž. Tato spojka byla upravena na díru s těsným perem, pro přenos kroutícího momentu. Spojka se instaluje pomocí čtveřice šroubů M12x40 utažené momentem 115 Nm. Rozpad spojky na Obr. 9.2.



OBR. 9.2 SCHÉMATICKÝ ROZPAD SPOJKY TYPU S - H [16]

Pro co nejvyšší spolehlivost a životnost pohonu bylo zvoleno konstrukční řešení, kdy tato pohonná jednotka byla umístěna na obrobenou samonosnou desku, na které je zajištěna požadovaná přesnost souososti hřídelů kuželo - čelní převodovky a tlačného řetězu (popisované konstrukční řešení viz. Obr. 9.3). Díky tomuto řešení nebude docházet k nadměrnému namáhání ložisek v převodových skříních, které by snižovalo celkovou životnost a spolehlivost zařízení. Tato platforma je pomocí šroubů umístěna na svařovaný rám. Hlavní výhodou tohoto řešení je, že nedojde k dodatečnému kroucení desky vlivem svarů a umožní to snadnější přesné usazení do podstavce, který je tvořen neobrobeným svařencem. Pro vyrovnání polohy desky nesoucí pohon při velkých nepřesnostech vodorovné polohy vůči kolejnicím spodního rámu, bude použito vypodložení planžetami umístěnými mezi podstavcem a deskou pohonu.

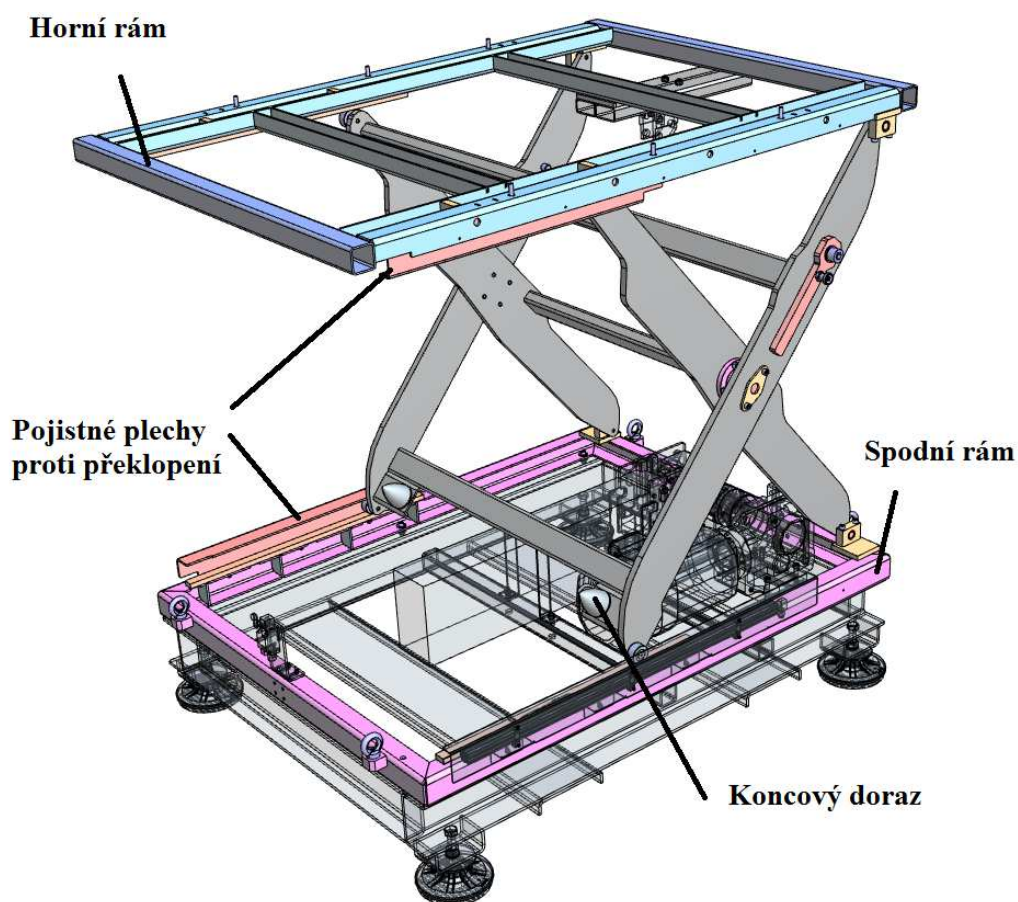
Orientace motoru byla zvolena tak, aby elektromotor co nejméně vystupoval nad obrys tlačného řetězu. Proto byla jeho rozvodná skříň pro připojení kabelů umístěna mezi tlačný řetěz a elektromotor. Díky tomu bylo dosaženo nejmenších zástavbových rozměrů. A také toto řešení umožňuje bezpečné vedení kabelů spodním rámem stroje bez hrozící kolize s pohyblivými částmi zařízení.



OBR. 9.3 POHON NŮŽKOVÉHO STOLU

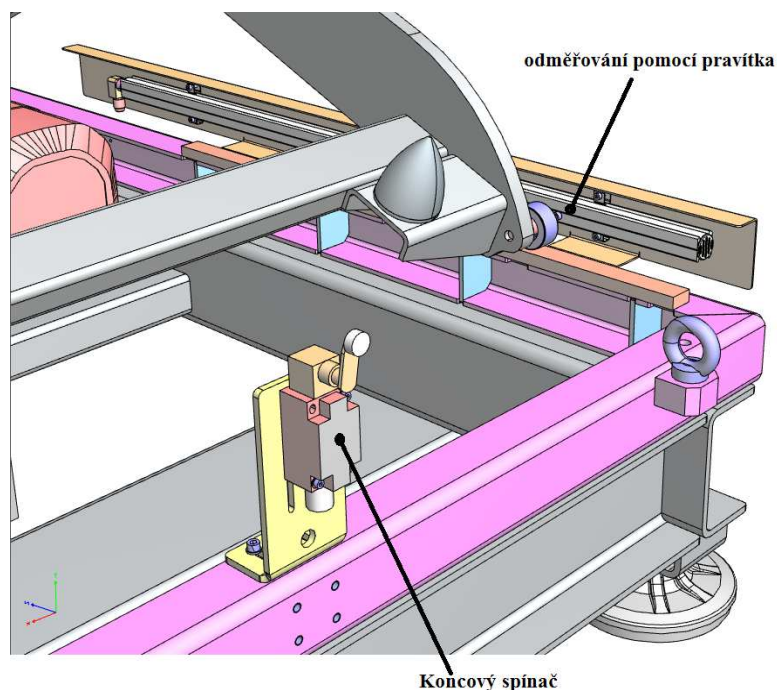
9.2. Úprava nůžkového mechanismu

Vzhledem k tomu, že k nůžkovému mechanismu už není připevněn pohon, byly odstraněny příčky nesoucí hydromotory a otvory umožňující jejich montáž. Umístění elektromotoru s převodovkou a tlačného řetězu si vynutilo posunutí příček na straně kloubového uložení mezi rameny a rámy (viz. Obr. 9.4) blíže ke středu ramen a umístění do co nejvyšší polohy, tak aby nedocházelo ke kolizi se zásobníkem řetězu nebo elektromotorem. U ramen nůžkového mechanismu byla zachována stejná osová vzdálenost 1500 mm a i systém servisních pák, který umožňuje bezpečný zásah do pohonu plošiny a usnadní montáž pohonu. Byly zachovány i bezpečnostní plechy proti odlehnutí rámu od nůžkového mechanismu v místě pohyblivých koleček. Koncové gumové dorazy byly umístěny na samostatné konzole, kdy dosedají proti příčce druhého ramene. Ramena nůžkového mechanismu jsou tvořena svařencem z plechů o síle 20 mm a profilů 40 x 80 o tloušťce 4 mm (tyto profily byly převzaty z původní varianty s hydromotory). Aby bylo dosaženo dostatečné geometrické přesnosti uložení čepů v kloubech mechanismu, tak jsou montážní otvory v ramenech obrobena až po svaření ramen.



OBR. 9.4 UPRAVENÝ NŮŽKOVÝ MECHANISMUS

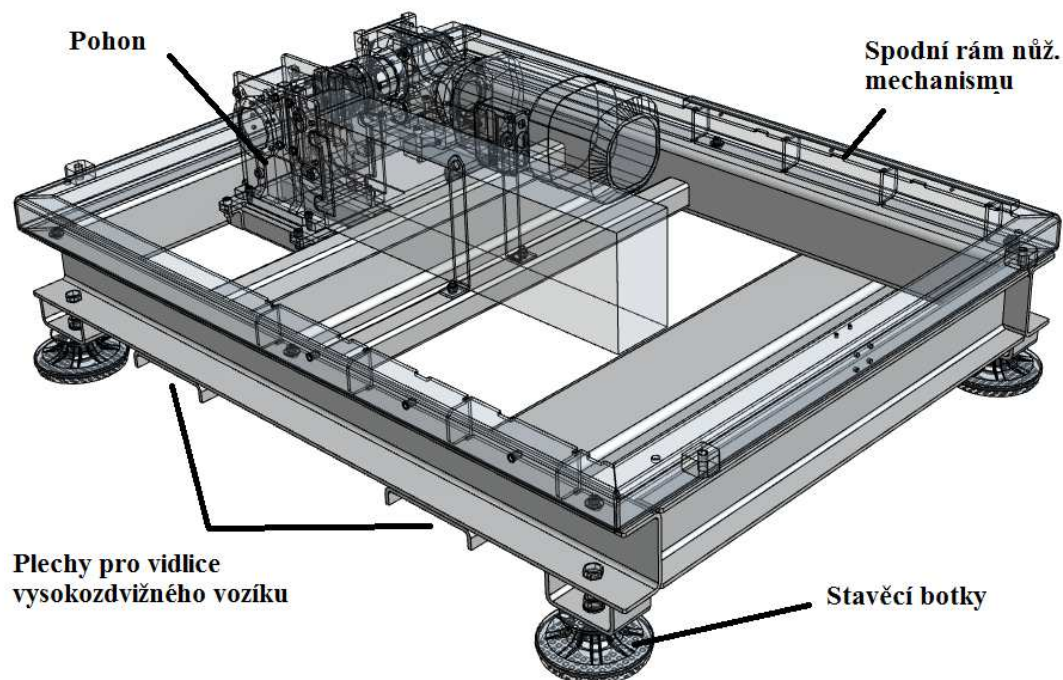
Odměrování zdvihu nůžkového mechanismu bylo plně převzato z původní varianty, kdy je řešeno pravítkem na spodním rámu. Jezdec pravítka je připevněn na jedno ze spodních koleček. Koncový spínač je výškově nastavitelný pomocí oválných dir v jeho držáku, kterým je připevněn ke spodnímu rámu. Detail odměrování viz. Obr. 9.5.



OBR. 9.5 DETAIL UMÍSTĚNÍ ODMĚŘOVÁNÍ NA STROJI

9.3. Úprava podstavce

Kvůli výraznému posunutí otvorů sloužící pro přepravu pomocí vysokozdvizného vozíku, bylo přistoupeno ke konstrukci zcela nového rámu (viz. Obr. 9.6 neprůhledné šedivé díly). Původní umístění otvorů kolidovalo s nově navrženým pohonem. Nové řešení nemá průchozí otvory, ale místo zdvihu je umístěno pod rámem a je tvořeno dvěma plechy ve tvaru *U* přivařenými ke spodní části podstavce. Toto řešení bylo zvoleno z nemožnosti posunutí otvorů dostatečně nízko. Nový rám je tvořen čtyřmi plechy tvaru *U* o tloušťce 6 mm tvořící základnu pro umístění zbylých prvků konstrukce. Příčky nosoucí pohon jsou tvořeny uzavřenými čtvercovými profily o tloušťce 6 mm. Hmotnost rámu je 175 kg a rozměry jsou 1660 x 1270 x 215 mm. Na spodní straně podstavce jsou vytvořeny čtyři konzole pro umístění botek. Pro připojení podstavce ke spodnímu rámu stroje slouží šestice průchozích otvorů pro šrouby.



OBR. 9.6 NOVÝ PODSTAVEC PRO TLACNÝ ŘETĚZ LL50

9.4. Montáž

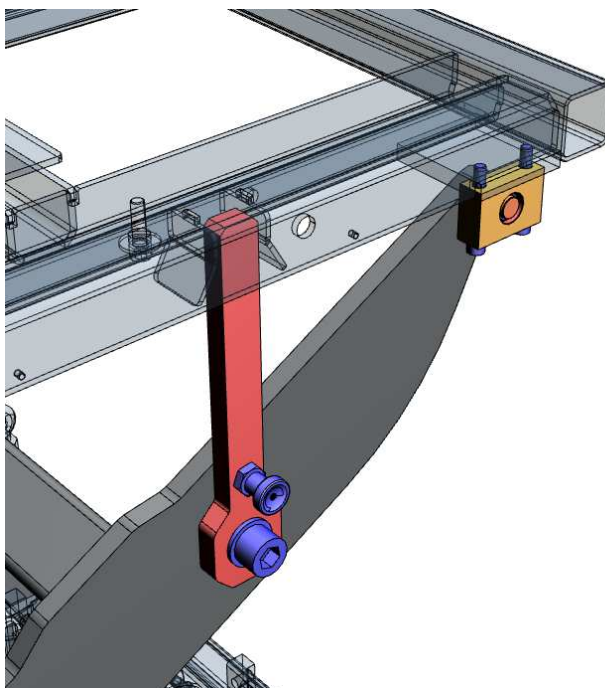
Montáž většiny podskupin plošiny je shodná s původním řešením. Proto v této kapitole bude popsán pouze způsob uložení a montáže pohonu.

Nejdříve je provedena montáž podstavce a čtyř botek. Na podstavec je umístěna deska pro pohon a připevněna pomocí čtveřice šroubů M12x30. K desce je následně připevněna pomocí čtyř šroubů M10x30 kompletní skupina tlačného řetězu. Zásobník řetězu je přišroubován k podstavci pomocí dvojice šroubů M12x30. Následně je provedena montáž kuželo - čelní převodovky a asynchronního motoru, kdy jsou vzájemné nepřesnosti hřídelů tlačného řetězu a kuželo - čelní převodovky splňovaly hodnoty doporučené výrobcem spojky Rotex [16], kdy pro velikost 55 a otáček 1500 min^{-1} je maximální povolená nesouosost hřídelů 0,38 mm a úhlová chyba $1,1^\circ$. Výškové vyrovnání osy hřídele kuželo – čelní převodovky vůči osy hřídele tlačného řetězu pomocí sady broušených planžet.

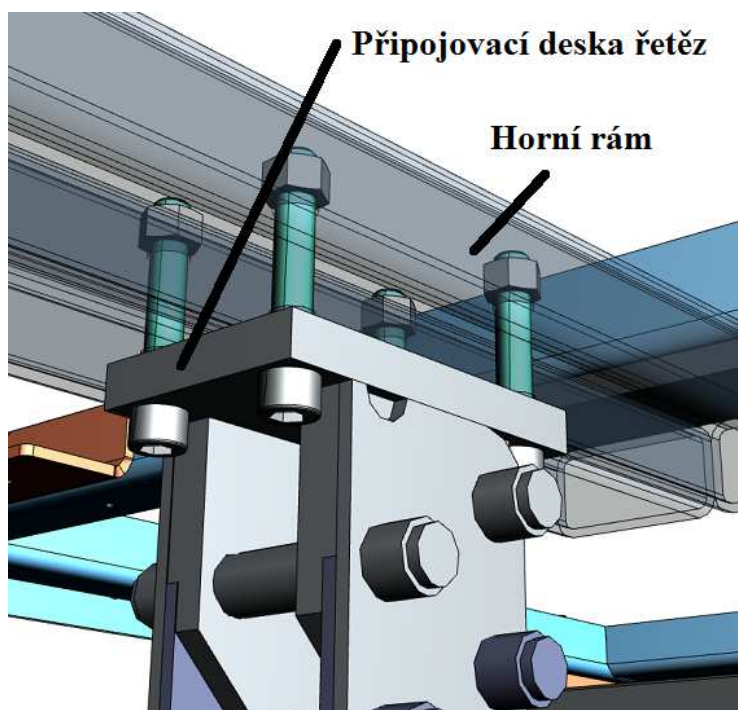
V dalším kroku je k podstavci připevněn rám s nůžkovým mechanismem. Nůžkový mechanismus je zvednut do servisní polohy a zajištěn servisními pákami (viz. Obr. 9.7). K hornímu rámu nůžkového mechanismu je pomocí čtyř šroubů připevněn tlačný řetěz tak, aby v této poloze nebyl tlačný řetěz odchýlen od své osy o více jak 2 mm ve směru

prolamování řetězu (směr kolmý na osu vodících čepů). V ose čepu je dovolené posunutí až 30 mm. Toho je dosaženo tak, že spodní kolejnice jsou pomocí vodováh ustaveny tak, aby odchylka rovinnosti vůči vodorovné poloze činila 0,2 mm/m. Stejně tak deska nesoucí tlačný řetěz.

Následně jsou spojeny hřídele převodovky a tlačného řetězu spojkou Rotex 55 64 Sh – D.



OBR. 9.7 ZAJIŠTĚNÍ V SERVISNÍ POLOZE



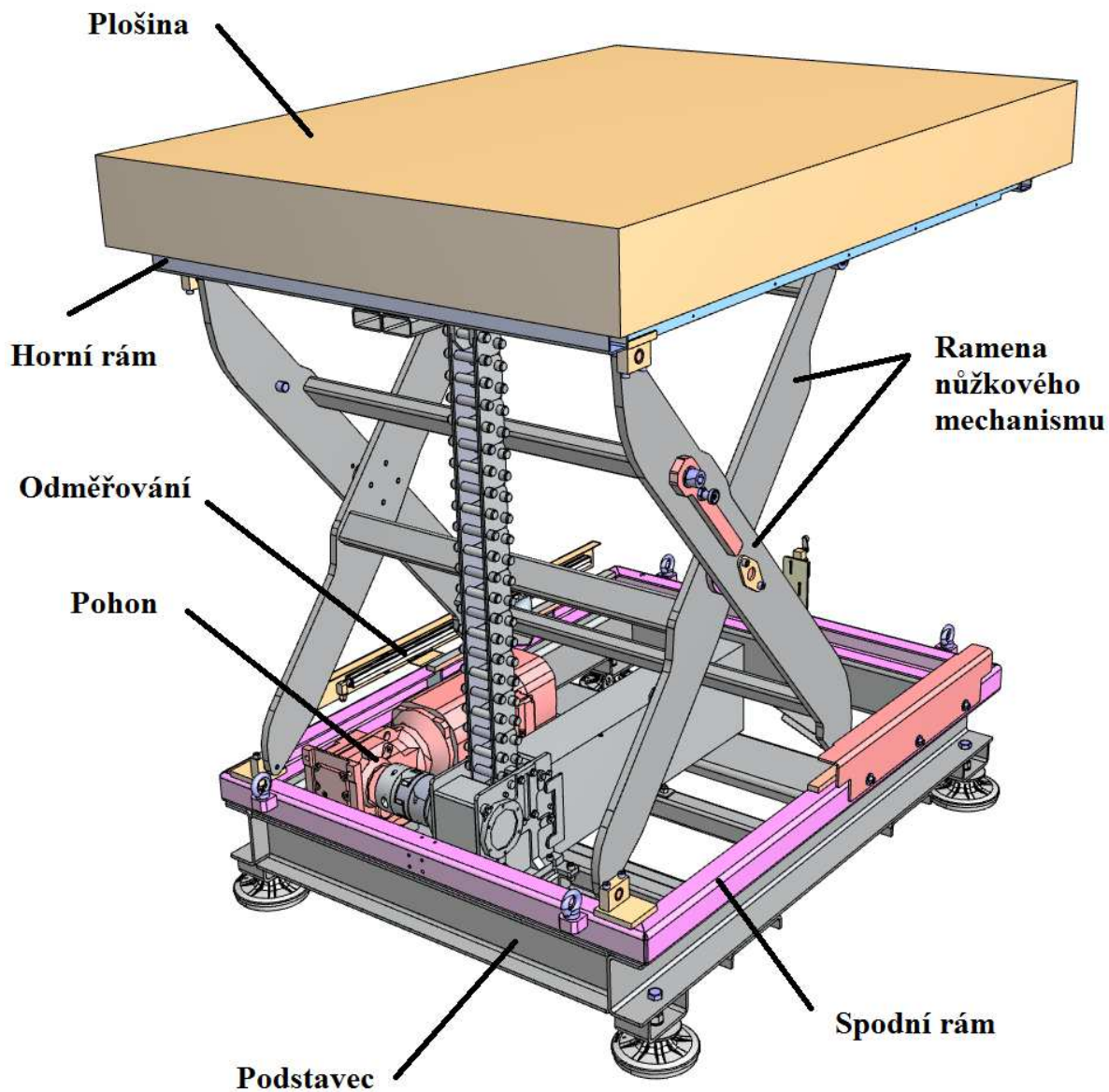
OBR. 9.7 DETAIL PŘIHOJENÍ ŘETĚZU K HORNÍMU RÁMU

Po provedení mechanického zapojení je následně realizována elektroinstalace odměřovacích zařízení a elektromotoru. Při prvním spuštění nejdříve dojde plošina do horní polohy, aby mohlo dojít ke sklopení servisních pák. Montáž horní nášlapné plošiny smí probíhat pouze ve spodní poloze a při vypnutém zařízení.

Kompletace zdvihací plošiny je navržena tak, aby byla provedena v závodě v Kaplicích a byla jako celek dodána k zákazníkovi k umístění do stroje. Plošina je přepravována pomocí čtyř ok pro umístění lana a pomocí vidlic vysokozdvizného vozíku. Plošina není navržena k přepravě ve své horní poloze. Plošina je pomocí vodováh při konečném ustavení do stroje vyrovnána tak, aby odchylka rovinnosti horní plošiny činila maximálně 0,2 mm/m a aby všechny botky plošiny byly rovnoměrně zatíženy přibližně stejnou silou.

9.5. Zhodnocení výsledná konstrukce

Výsledná konstrukce splňuje zadané parametry ve všech bodech. Rychlost zdvihu 246 mm/s, nosnost 300 kg na plošině, zdvih 1100 mm. Možnost zastavení a zatížení v libovolné poloze. Hmotnost bez horní plošiny je 510 kg. Celková hmotnost cca 950 kg (dle použité horní plošiny). Zástavbové rozměry plošiny zůstaly stejné jako u varianty s hydraulickým pohonem. Výsledná varianta zdvihacího zařízení (na Obr. 9.8) je patrné, že s původní variantou je shodný kompletně spodní rám (růžová barva) a horní rám (modrá barva), kde bylo přidána pouze konstrukce k napojení řetězu.

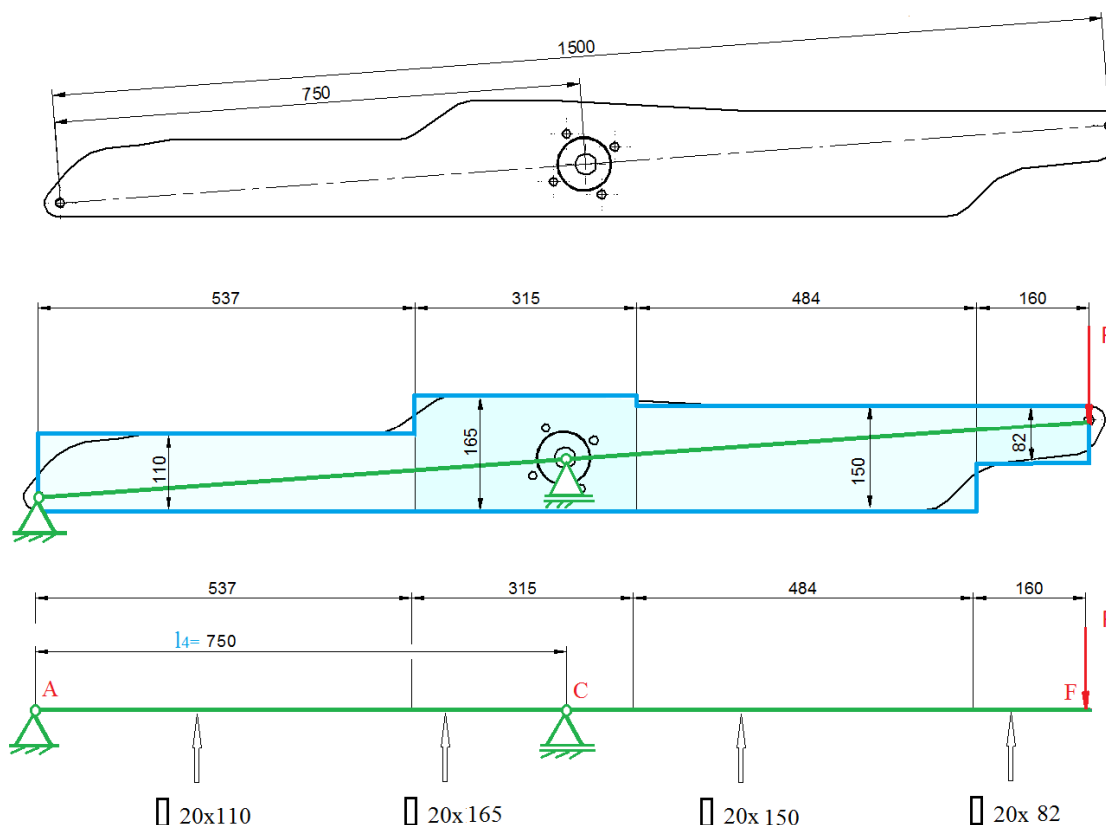


OBR. 9.8 NOVĚ NAVRŽENÁ VARIANTA

10. Kontrola a optimalizace ramene

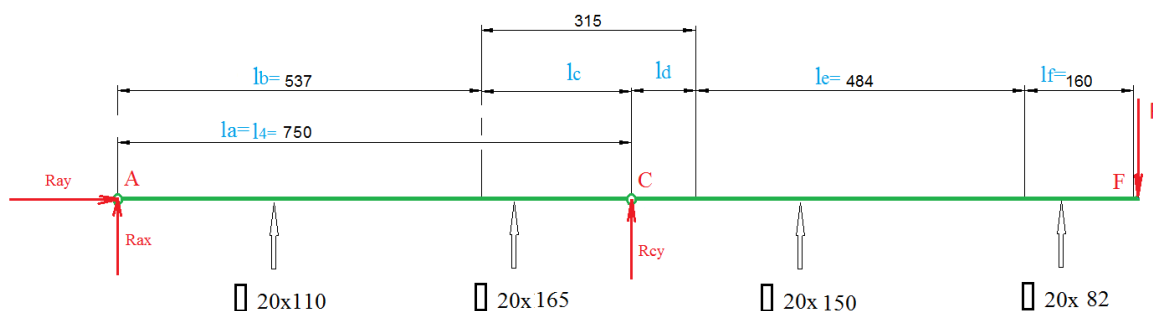
10.1. Analytický výpočet 1. varianty

Před kontrolou ramen v metodou konečných prvků (dále jen MKP) byl proveden analytický výpočet pro kontrolu výsledků. Z důvodu složité geometrie byl nosník zjednodušen a nahrazen výpočtovým schématem (viz. Obr. 10.1). Největší namáhání ramene je ve spodní poloze, kdy dominuje ohybové namáhání nosníku.



OBR. 10.1 VÝPOČTOVÉ SCHÉMA NOSNÍKU

Velikost síly F , která je reakcí F_{fy} byla stanovena z výpočtového modelu statiky provedeného v programu Matlab. Následně bylo provedeno uvolnění soustavy (Obr. 10.2) a dopočteny pomocí rovnic rovnováhy ((10-1), (10-2), (10-3)) zbývající reakce a dle vztahů pro obdélníkový průřez bylo vypočteno napětí v jednotlivých místech nosníku (rovnice (10-4),(10-5)). Vzhledem k tomu, že velikost reakce F_{fy} závisí na umístění tlačného řetězu, tak byla zvolena nejhorší varianta, kdy řetěz je umístěn přímo v ose kloubu.



OBR. 10.2 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY

$$R_{Ax} = 0 \quad (10-1)$$

$$R_{Ay} + R_{By} = F \quad (10-2)$$

$$M_A: 2 \cdot F \cdot l_a - R_{By} \cdot l_a = 0 \quad (10-3)$$

$$\sigma_{o(0-l_a)} = \frac{F \cdot x}{W_0} \quad (10-4)$$

$$\sigma_{o(l_a-2 \cdot l_a)} = \frac{F \cdot x - 2 \cdot F \cdot (x - l_a)}{W_0} \quad (10-5)$$

Na základě zkušeností byly vybrány místa, kde bylo předpokládáno maximálním napětí. A to tak, že byla kontrolována místa s maximálním ohybovým momentem pro místa s různým průřezem. Výsledky se zadanými a vypočtenými hodnotami viz. Tab. 12.

TAB. 12 TABULKA HODNOT A VÝSLEDKŮ ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ I. VARIANTY

l	meze x	b	h	x pro Mo max	Ffy [N]	Jx mm ⁴	Wo(x) mm ³	σ0max [MPa]
b	<0;160>	20	70	200	3758,5	571666,7	16333,33	46
c	<160;644>	20	150	644	3758,5	5625000	75000	32
d	<644;750>	20	165	750	3758,5	7486875	90750	31
e	<750;963>	20	165	750	3758,5	7486875	90750	31
f	<963;1500>	20	140	963	3758,5	4573333	65333,33	31

Dále byl pomocí Mohrova integrálu spočítán průhyb na konci ramene v místě F dle rovnic (10-6), (10-7). Výsledný průhyb vychází 4,4 mm.

$$v_F = \frac{1}{E \cdot J_f} \int_0^{160} (F \cdot x)(x) dx + \frac{1}{E \cdot J_e} \int_0^{(644-160)} (F \cdot x)(x) dx \quad (10-6)$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_d} \int_0^{(750-644)} (F \cdot x)(x) dx + \frac{1}{E \cdot J_c} \int_0^{(963-750)} (F \cdot x - 2F(x - l_a))(x - 2(x - l_a)) dx$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_b} \int_0^{(1500-963)} (F \cdot x - 2F(x - l_a))(x - 2(x - l_a)) dx$$

$$v_F = \frac{1}{E \cdot J_f} \left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{160} + \frac{1}{E \cdot J_e} \left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(644-160)} + \frac{1}{E \cdot J_d} \left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(750-644)}$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_c} \left(\left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(963-750)} - \left[4 \cdot l_a \cdot \frac{F \cdot x^2}{2} \right]_0^{(963-750)} + [4 \cdot F \cdot l_a^2 \cdot x]_0^{(963-750)} \right)$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_b} \left(\left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(1500-963)} - \left[4 \cdot l_a \cdot \frac{F \cdot x^2}{2} \right]_0^{(1500-963)} + [4 \cdot F \cdot l_a^2 \cdot x]_0^{(1500-963)} \right) \quad (10-7)$$

10.2. Výpočet 1. varianty pomocí MKP

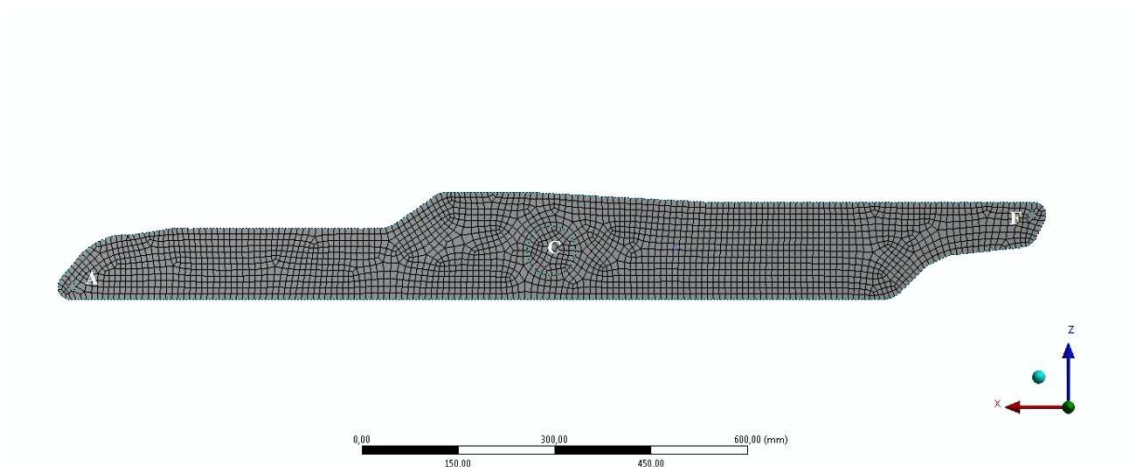
K výpočtu pomocí metody konečných prvků byl použit program Ansys 15. Jako materiál byla použita defaultně nastavená konstrukční ocel s Youngovým modulem o velikosti 200 GPa a Poissonovým číslem 0,3 o hustotě 78500 Kg/m³.

10.2.1. Popis modelu a sítě

V programu Solid Edge 6 byl upraven původní model ramene, který obsahoval detaily komplikující vytvoření pravidelné sítě a přitom nemající zásadní vliv na přesnost výsledků. Jedná se o otvory pro umístění čepů kolečka a kloubu. Díry pro šrouby v místě středu ramene a odstranění vyfrézovaného prohloubení. Vzhledem k tomu, že v místě prohloubení (bod C) je nutné zavést reakci, tak bylo provedeno vytvoření dvou kruhových ploch v bočnici odpovídající svou velikostí plochy styku těles na sebe napojených. Stejným způsobem byly plochy rozděleny i v místě působení síly a v místě kloubové vazby v bodě A. Model byl následně pomocí propojení přenesen do programu Ansys Workbench.

Těleso bylo vysíťováno kvadratickými šestistěny. Cílem výpočtu je zjistit napětí v dílu. Z tohoto důvodu je síť relativně jemnější, než v případě kdy by bylo cílem pouze zjištění posunutí. Vzhledem k tomu, že tloušťka tělesa je 20 mm byl příčná velikost prvků

zvolena 5 mm, tak vyšlo na rozdělení průřezu čtyři řady prvků a délka stěn v rovině XZ je 9 mm. Zjednodušené rameno 1. varianty se síť na Obr. 10.3.



OBR. 10.3 VYSÍŤOVÁNÍ 1. VARIANTY RAMENE

10.2.2. Popis zatížení

V místě kloubů byly použity kloubové vazby, které dovolovaly pouze rotaci kolem osy y (globálního souřadnicového systému v programu Ansys).

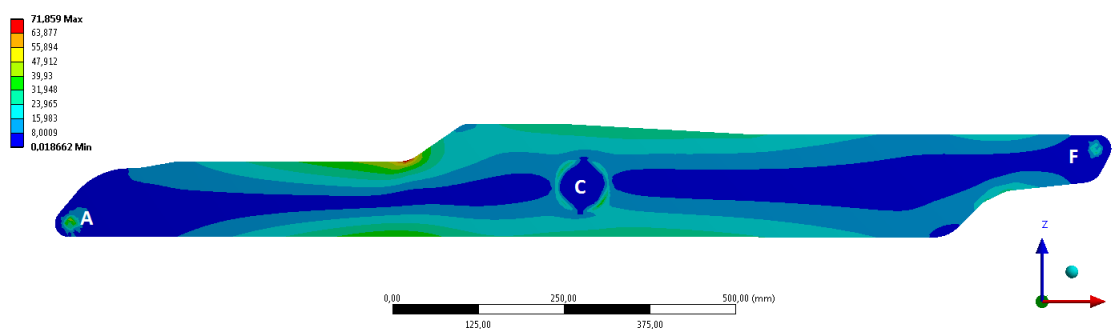
Náhrada kloubů je zde použita jako dokonale tuhé uložení. To ovšem neodpovídá skutečnosti, kdy i zbytek konstrukce má srovnatelnou poddajnost a navíc při této náhradě dochází k vyztužení ploch. Toto zjednodušení zvyšuje vypočtené napětí proti skutečnému stavu. Výsledky jsou na straně bezpečnosti.

Symetricky mezi dvojicí ploch v bodě F (dle 10.1) byla umístěna síla. Protože nůžkový mechanismus je rozložena do dvojice ramen, tak výsledná síla na jedno rameno je poloviční proti výpočtovému schématu a to o velikosti 3758,5 N.

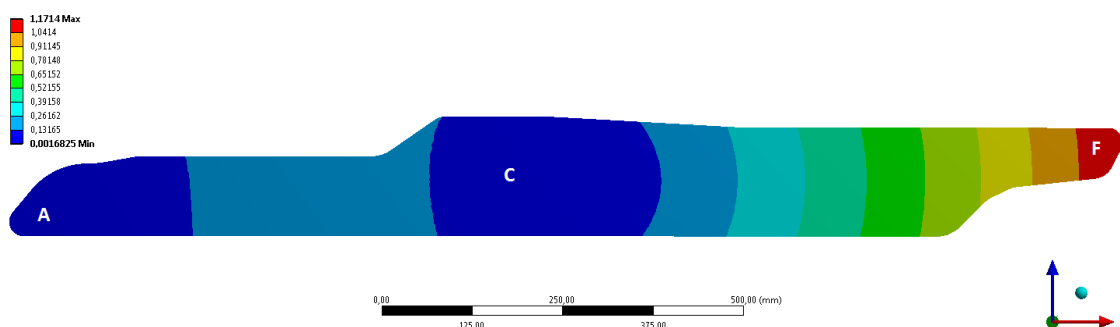
10.2.3. Výsledky a vyhodnocení

U 1. varianty ramene (Obr. 10.4) vyšlo největší napětí v místě, kde dochází k ostré změně průřezu. Aby v tomto místě bylo sníženo výsledné napětí, tak byla snaha vytvořit co nejplynulejší přechod mezi velikostmi průřezů. Ovšem tvar je limitován příčkami spojující ramena nůžkového mechanismu, které omezují možnosti optimalizace. Průběh napětí odpovídá teorii ohybového namáhání, kdy největší napětí je v krajních vláknech. Maximální napětí v konstrukci je vypočteno na 72 MPa. Vzhledem k tomu, že čepové uložení bylo převzato z původní konstrukce, kde dochází k vyššímu zatížení, tak nebyl čep kontrolován na otláčení.

Celkový vypočtený průhyb v bodě působení síly je 1,17 mm (Obr. 10.5).



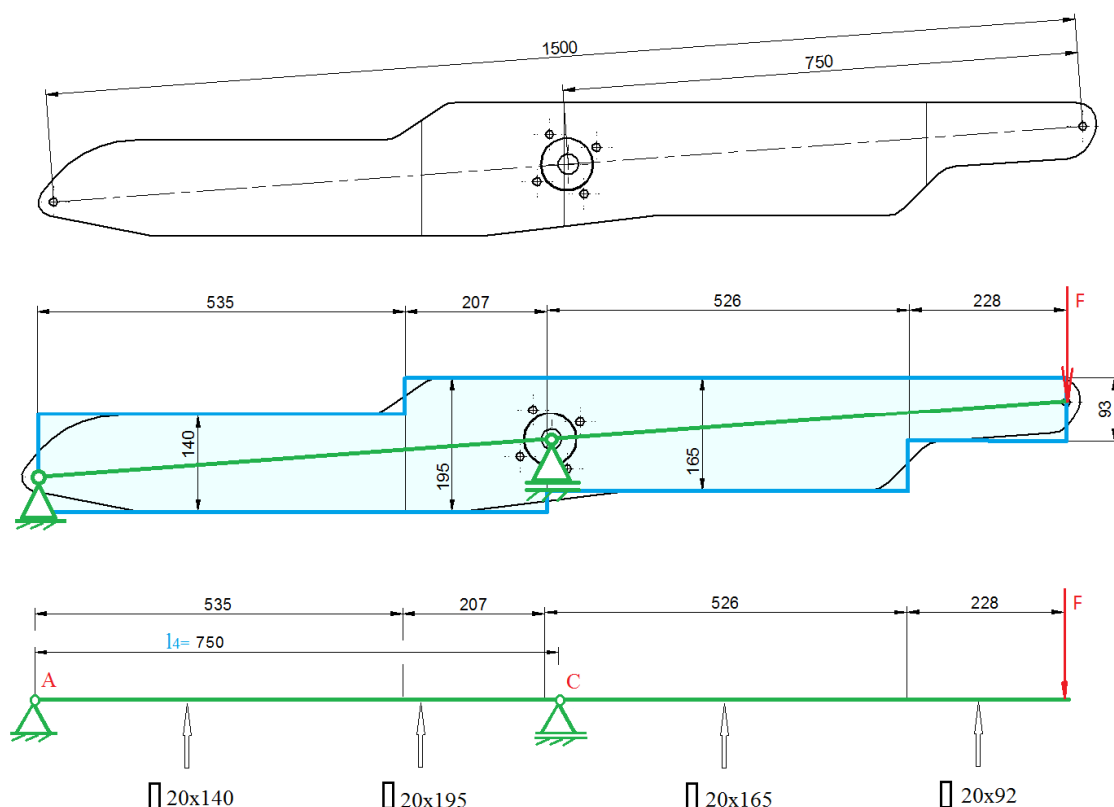
OBR. 10.4 PRŮBĚH NAPĚTÍ U 1. VARIANTY RAMENE



OBR. 10.5 MAXIMÁLNÍ PRŮHYB 1. VARIANTY RAMENE

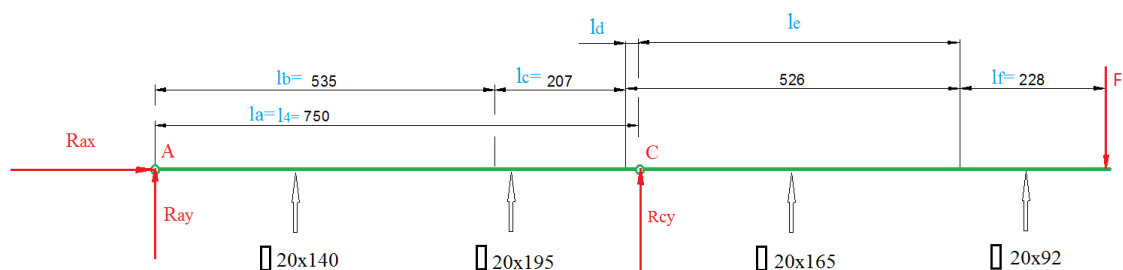
10.3. Analytický výpočet a optimalizace 2. varianty ramene

Na základě získaných výsledků 1. varianty ramene bylo přistoupeno ke konstrukčním změnám vedoucím k lepšímu uspořádání mechanismu a zesílení slabých míst průřezu. Hlavní změnou bylo prodloužení výřezu na straně uchycení pohyblivého kolečka. Díky tomu mohla být příčka druhého rámu zjednodušena a mohl být do těchto míst přesunut koncový doraz. Poloha koncového dorazu mezi ramena nůžkového mechanismu byla požadavkem firmy Engel. Na tomto nosníku byl opět proveden analytický výpočet. Z důvodu složité geometrie byl nosník zjednodušen a nahrazen výpočtovým schématem (viz. Obr. 10.6). Největší namáhání ramene je ve spodní poloze, kdy dominuje ohybové namáhání nosníku.



OBR. 10.6 VÝPOČTOVÉ SCHÉMA UPRAVENÉHO NOSNÍKU

Velikost síly F , která je reakcí F_{fy} byla stanovena z výpočtového modelu statiky provedeného v programu Matlab. Následně bylo provedeno uvolnění soustavy (Obr. 10.7) a dopočteny pomocí rovnic rovnováhy ((10-1), (10-2), (10-3)) zbývající reakce a dle vztahů pro obdélníkový průřez bylo vypočteno napětí v jednotlivých místech nosníku (rovnice (10-4)(10-5)). Vzhledem k tomu, že velikost reakce F_{fy} závisí na umístění tlačného řetězu, tak byla zvolena nejhorší varianta, kdy řetěz je umístěn přímo v ose kloubu.



OBR. 10.7 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY

$$R_{Ax} = 0 \quad (10-8)$$

$$R_{Ay} + R_{By} = F \quad (10-9)$$

$$M_a: 2 \cdot F \cdot l_a - R_{by} \cdot l_a = 0 \quad (10-10)$$

$$\sigma_{o(0-l_a)} = \frac{F \cdot x}{W_0} \quad (10-11)$$

$$\sigma_{o(l_a-2 \cdot l_a)} = \frac{F \cdot x - 2 \cdot F \cdot (x - l_a)}{W_0} \quad (10-12)$$

Na základě zkušeností byly vybrány místa, kde bylo předpokládáno maximálním napětí. A to tak, že byla kontrolována místa s maximálním ohybovým momentem pro místa s různým průřezem. Výsledky se zadanými a vypočtenými hodnotami viz. Tab. 13.

TAB. 13 TABULKA HODNOT A VÝSLEDKŮ ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ 2. VARIANTY

l	meze x	b	h	x pro Mo max	Ffy [N]	Jx mm4	Wo(x) mm3	σ0max [MPa]
b	<0;228>	20	92	228	3758,5	1297813	28213,33	30
c	<228;750>	20	165	750	3758,5	7486875	90750	31
d	<750;758>	20	195	758	3758,5	12358125	126750	22
e	<758;1285>	20	195	758	3758,5	12358125	126750	22
f	<1258;1500>	20	140	1258	3758,5	4573333	65333,33	14

Dále byl pomocí Mohrova integrálu spočítán průhyb na konci ramene v místě F. U optimalizované varianty vyšel 3 mm.

$$v_F = \frac{1}{E \cdot J_f} \int_0^{228} (F \cdot x)(x) dx + \frac{1}{E \cdot J_e} \int_0^{(750-228)} (F \cdot x)(x) dx \quad (10-13)$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_d} \int_0^{(758-750)} (F \cdot x - 2F(x - l_a))(x - 2(x - l_a)) dx$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_c} \int_0^{(1285-758)} (F \cdot x - 2F(x - l_a))(x - 2(x - l_a)) dx$$

$$+ \frac{1}{E \cdot J_b} \int_0^{(1500-1285)} (F \cdot x - 2F(x - l_a))(x - 2(x - l_a)) dx$$

$$\begin{aligned}
v_F = & \frac{1}{E \cdot J_f} \left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{228} + \frac{1}{E \cdot J_e} \cdot \left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(750-228)} & (10-13) \\
& + \frac{1}{E \cdot J_d} \left(\left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(758-750)} - \left[4 \cdot l_a \cdot \frac{F \cdot x^2}{2} \right]^{(758-750)} \right. \\
& \left. + [4 \cdot F \cdot l_a^2 \cdot x]^{(758-750)} \right) \\
& + \frac{1}{E \cdot J_c} \left(\left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(1285-758)} - \left[4 \cdot l_a \cdot \frac{F \cdot x^2}{2} \right]^{(1285-758)} \right. \\
& \left. + [4 \cdot F \cdot l_a^2 \cdot x]^{(1285-758)} \right) \\
& + \frac{1}{E \cdot J_b} \left(\left[\frac{F \cdot x^3}{3} \right]_0^{(1500-1285)} - \left[4 \cdot l_a \cdot \frac{F \cdot x^2}{2} \right]^{(1500-1285)} \right. \\
& \left. + [4 \cdot F \cdot l_a^2 \cdot x]^{(1500-1285)} \right)
\end{aligned}$$

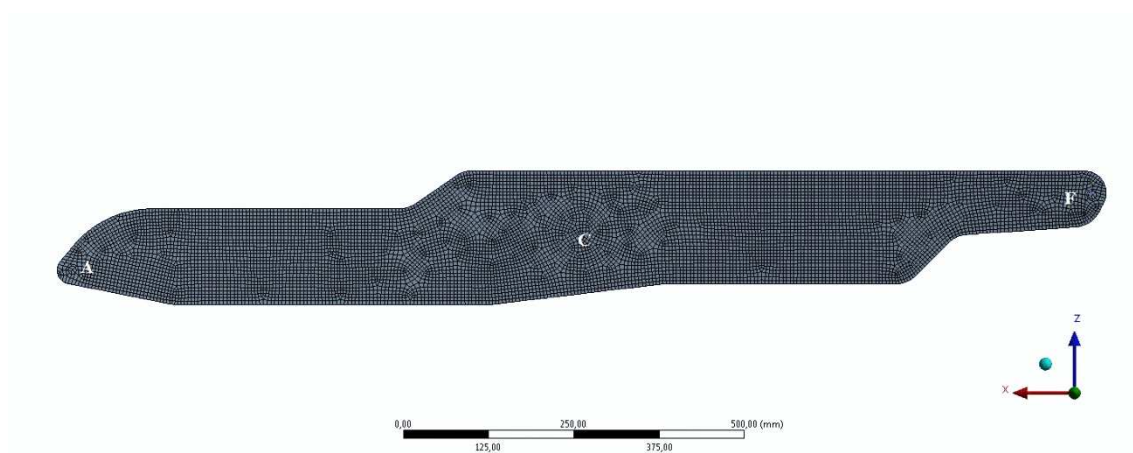
10.4. Výpočet 2. varianty pomocí MKP

Zjednodušení tělesa, zatížení, vytvoření vazeb a sítě tělesa bylo provedeno stejnou metodikou jako u předchozí varianty v kapitole 10.2.

10.4.1 Popis modelu a sítě

V programu Solid Edge 6 byl upraven původní model ramene, který obsahoval detaily, příliš zesložitující výpočet. Jedná se o otvory pro umístění čepů kolečka a kloubu. Díry pro šrouby v místě středu ramene a odstranění vyfrézovaného prohloubení. Vzhledem k tomu, že v místě prohloubení (bod C) je nutné zavést reakci, tak bylo provedeno vytvoření dvou kruhových ploch v bočnici. Stejným způsobem byla byly plochy rozděleny i v místě působení síly a v místě kloubové vazby v bodě A. Model byl následně pomocí propojení přenesen do programu Ansys Workbench.

Těleso bylo vysítováno mapovanou sítí typu Hexa (šestistěn)s kubickou mřížkou. Vzhledem k tomu, že tloušťka tělesa je 20 mm byl příčná velikost prvků zvolena 5 mm, tak vyšlo na rozdělení průřezu čtyři řady prvků a zbylá velikost prvků byla zvolena 9 mm. Zjednodušené rameno 2. varianty se sítí na Obr. 10.8

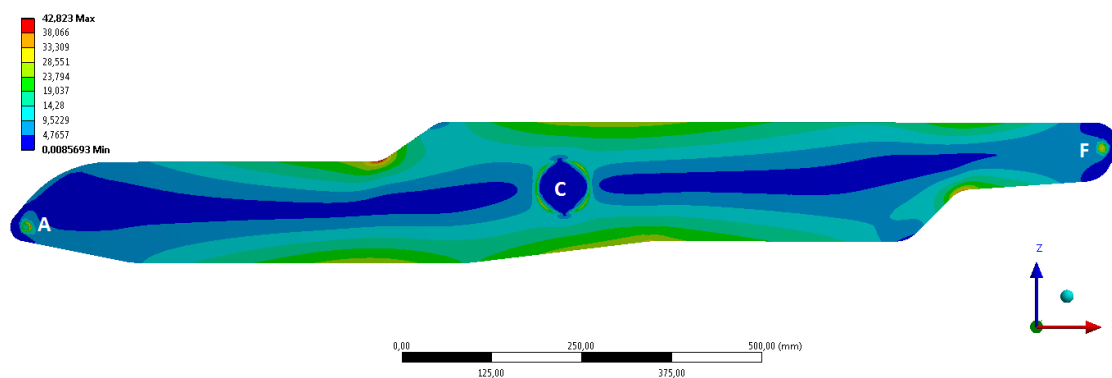


OBR. 10.8 VYSÍŤOVANÍ 2. VARIANTY RAMENE

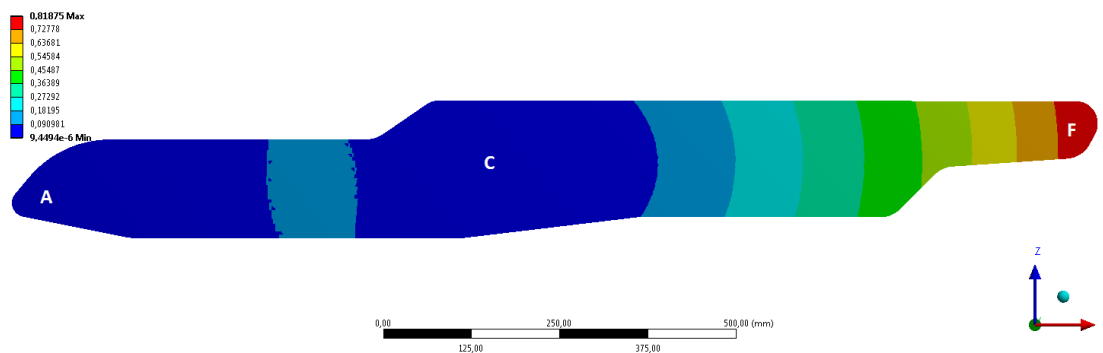
10.4.2. Výsledky a vyhodnocení

U 2. varianty ramene (Obr. 10.9) se podařilo snížit velikost maximálního napětí v místě, kde dochází k ostré změně průřezu. U výřezu u bodu F, kde jsou umístěny koncové dorazy nedošlo k výraznému zvýšení napětí. Vysoké napětí v kloubovém uložení je způsobeno tím, že dochází k singularitě. Vzhledem k tomu, že čepové uložení bylo převzato z původní konstrukce, kde dochází k vyššímu zatížení, tak nebyl čep kontrolován na otlacení.

Celkový vypočtený průhyb v bodě působení síly je 0,81 mm (Obr. 10.10).



OBR. 10.9 PRŮBĚH NAPĚTÍ U 2. VARIANTY RAMENE



OBR. 10.10 MAXIMÁLNÍ PRŮHYB 2. VARIANTY RAMENE

10.5. Zhodnocení optimalizace

Optimalizací ramene bylo dosaženo snížení napětí v kritickém bodě konstrukce a to o 30 MPa na 43 MPa. Vzhledem k tomu, že tento díl je z oceli 1.0976, která má mez kluzu 355 MPa, tak je zaručena dostatečná bezpečnost konstrukce. Díky optimalizaci tvaru se podařilo vytvořit prostor pro přesunutí příčky a vytvoření prostoru pro gumové dorazy a to při celkovém snížení průhybu. Původní varianta váží 30 kg a nově navržené rameno váží 34 kg. Na základě vypočtených výsledků došlo k úpravě umístění příček a přesunutí koncového dorazu (příčka je lehčí o 1 kg). Díky těmto úpravám je celková konstrukce technologicky značně zjednodušena při snížení namáhání konstrukce.

11. Závěr

Bylo provedeno zhodnocení stávající varianty s výpočtem působících sil na jednotlivé vazby mechanismu. Jak výpočet na základě teoretických rovnic vycházející ze znalosti geometrie a zatížení, tak na základě změřených hodnot. Měření bylo provedeno na sériově vyráběné plošině, kdy byla získána závislost velikosti tlaku ve větvi hydromotorů v závislosti na zdvihu. Při tomto měření bylo zjištěno, že stávající plošina se zvedá zhruba 10 sekund. To je 2x déle, než je požadovaná rychlost u nové varianty pohonu.

Byl proveden průzkum trhu s popisem možností náhrady elektro - hydraulického pohonu za elektro – mechanický. Na základě tohoto průzkumu a vypočtených hodnot byl proveden předběžný výpočet a ideový návrh tří variant elektro – mechanického pohonu. A to varianta s pohybovými šrouby, s jednotkou Spirallift a s tlačným řetězem.

Pro modifikaci stávající plošiny firmy Engel byl vybrán tlačný řetěz link lift 50 od firmy Serapid poháněný přes kuželo - čelní převodovku čtyřpólovým motorem o výkonu 4 kW opatřený brzdou pro případ havarijního stavu zařízení. Navržené zařízení má rychlost zdvihu 246 mm/s a nosnost 300 kg na centrální část plošiny.

Pracovní plošina je určena k pohybu osob pouze ve své horní poloze a je zakázáno na ní spouštět nebo zvedat jakákoliv břemena, včetně lidí. Při statickém zatížení je plošina schopna nést váhu v jakékoliv poloze.

Plošina byla navržena tak, aby byly využity z velké části původní díly konstrukce s elektro-hydraulickým pohonem. Nové díly byly navrženy s ohledem na maximální využití technologické základny firmy Engel. Byly zachovány stejné zástavbové rozměry a přípojné rozměry. Díky tomu výsledná varianta pohonu vedle naplnění technických specifikací dané zadáním splňuje i požadavky na sériovost výroby s ohledem na logistické zajištění výroby a snížení ceny na vývoj a výrobu nových komponent.

Seznam obrázků

OBR. 3.1 NESYMETRICKÁ KINEMATIKA.....	15
OBR. 3.2 SYMETRICKÁ KINEMATIKA	16
OBR. 3.3 KINEMATIKA POUŽÍVANÁ PRO POHYBOVÝ ŠROUB.....	16
OBR. 3.4 NŮŽKOVÁ PRACOVNÍ PLOŠINA 13M SCD PASOVÁ [8]	17
OBR. 3.5 NŮŽKOVÝ ZVEDÁK FIRMY ENKON [7].....	18
OBR. 3.6 ZDVIHACÍ PLOŠINA SE DVĚMA HYDROMOTORY A HYDROGENERÁTOREM UMÍSTĚNÉM PŘÍMO V RÁMU.	18
OBR. 3.7 ELEKTROMECHANICKÉ LINEÁRNÍ POHONY ELA	19
OBR. 3.8 STŮL FIRMY ENZFELDER [11].....	20
OBR. 3.9 STŮL FIRMY ENKON.[7]	20
OBR. 3.10 TLAČNÝ ŘETĚZ OD FIRMY SERAPID [12]	21
OBR. 3.11 ZDVIHACÍ JEDNOTKA SPIRALIFT [13].....	22
OBR. 3.12 ZVEDACÍ PLOŠINA FIRMY ENKON.....	22
OBR. 4.1 UKÁZKA ZABUDOVÁNÍ PLOŠINY V LISU [15]	24
OBR. 4.2 DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ PLOŠINY [15]	24
OBR. 4.3 ŘEZ PLOŠINOU.....	25
OBR. 4.4 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU [17].....	26
OBR. 5.1 KINEMATICKÉ SCHÉMA PŮVODNÍHO MECHANISMU A ROZLOŽENÍ HMOTY.....	29
OBR. 5.2 VEKTOROVÁ SMYČKA PRO URČENÍ V_4 A α_4	30
OBR. 5.3 UVOLNĚNÍ TĚLESA 2.....	31
OBR. 5.4 UVOLNĚNÍ TĚLESA 3.....	32
OBR. 5.5 UVOLNĚNÍ TĚLESA 4.....	33
OBR. 5.6 UVOLNĚNÍ TĚLESA 7.....	33
OBR. 5.7 GRAF ZÁVISLOSTI SÍLY PŮSOBÍCÍ NA HYDROMOTORY NA ZDVIHU. ČERVENÁ ČÁRA JE ABSOLUTNÍ VELIKOST SÍLY F_K	34
OBR. 6.1 SCHÉMA MĚŘENÍ	38
OBR. 6.2 MÍSTO, KDE DOŠLO K VLOŽENÍ PŘIPOJOVACÍHO PRVKU S MĚŘÍCÍM BODEM	39
OBR. 6.3 PŘIPOJENÝ MĚŘÍCÍ BOD S TLAKOMĚREM	39
OBR. 6.4 MĚŘÍCÍ ÚSTŘEDNA S NOTEBOOKEM.....	40
OBR. 6.5 ZATÍŽENÍ PLOŠINY	41
OBR. 6.6 STATICKÉ MĚŘENÍ NEZATÍŽENÉHO STAVU PLOŠINY - ZÁVISLOST SÍLY NA ZDVIHU	42
OBR. 6.7 STATICKÉ MĚŘENÍ ZATÍŽENÉHO STAVU PLOŠINY - ZÁVISLOST SÍLY NA ZDVIHU	43
OBR. 6.8 SPOUŠTĚNÍ PLOŠINY V NEZATÍŽENÉM STAVU	44
OBR. 6.9 ZVEDÁNÍ PLOŠINY V NEZATÍŽENÉM STAVU	44
OBR. 7.1 SCHÉMA UMÍSTĚNÍ POHYBOVÉHO ŠROUBU DO PLOŠINY	46
OBR. 7.2 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŠROUBY BEZ VYVÁŽENÍ.....	46

OBR. 7.3 SCHÉMA UMÍSTĚNÍ SPIRALIFTU	48
OBR. 7.4 SÍLA PŮSOBÍCÍ NA SPIRALIFT	48
OBR. 7.5 SCHÉMA POUŽITÍ TLAČNÉHO ŘETĚZU	49
OBR. 7.6 TEORETICKÁ SÍLA NA ŘETĚZ	50
OBR. 8.1 SCHÉMA MECHANISMU S TLAČNÝMI ŘETĚZY	51
OBR. 8.2 UVOLNĚNÍ TĚLESA 2	52
OBR. 8.3 UVOLNĚNÍ TĚLESA 3	53
OBR. 8.4 UVOLNĚNÍ TĚLESA 4	53
OBR. 8.5 VELIKOST SÍLY PŮSOBÍCÍ NA TLAČNÝ ŘETĚZ	54
OBR. 9.1 TLAČNÝ ŘETĚZ LINK LIFT OD FIRMY SERAPID [12]	59
OBR. 9.2 SCHÉMATICKÝ ROZPAD SPOJKY TYPU S – H [16]	59
OBR. 9.3 POHON NŮŽKOVÉHO STOLU	60
OBR. 9.4 UPRAVENÝ NŮŽKOVÝ MECHANISMUS	61
OBR. 9.5 DETAIL UMÍSTĚNÍ ODMĚŘOVÁNÍ NA STROJI	62
OBR. 9.6 NOVÝ PODSTAVEC PRO TLAČNÝ ŘETĚZ LL50	63
OBR. 9.7 ZAJIŠTĚNÍ V SERVISNÍ POLOZE	64
OBR. 9.8 NOVĚ NAVRŽENÁ VARIANTA	66
OBR. 10.1 VÝPOČTOVÉ SCHÉMA NOSNÍKU	67
OBR. 10.2 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY	68
OBR. 10.3 VYSÍŤOVÁNÍ 1. VARIANTY RAMENE	70
OBR. 10.4 PRŮBĚH NAPĚTÍ U 1. VARIANTY RAMENE	71
OBR. 10.5 MAXIMÁLNÍ PRŮHYB 1. VARIANTY RAMENE	71
OBR. 10.6 VÝPOČTOVÉ SCHÉMA UPRAVENÉHO NOSNÍKU	72
OBR. 10.7 UVOLNĚNÍ SOUSTAVY	72
OBR. 10.8 VYSÍŤOVÁNÍ 2. VARIANTY RAMENE	75
OBR. 10.9 PRŮBĚH NAPĚTÍ U 2. VARIANTY RAMENE	75
OBR. 10.10 MAXIMÁLNÍ PRŮHYB 2. VARIANTY RAMENE	76

Seznam tabulek

TAB. 1 HODNOTY DÉLKOVÝCH KONSTANT	35
TAB. 2 HODNOTY POLOHY TĚŽIŠŤ	35
TAB. 3 VEKTOROVÝ VÝPOČET	36
TAB. 4 ZATĚŽOVACÍ SÍLY	36
TAB. 5 PRŮMĚRNÉ HODNOTY STATICKE ZKOUŠKY BEZ ZÁTĚŽE	42
TAB. 6 PRŮMĚRNÉ HODNOTY STATICKE ZKOUŠKY SE ZÁTĚŽÍ	43
TAB. 7 ZÁKLADNÍ HODNOTY VARIANTY S TRAPÉZOVÝM ŠROUBEM	47
TAB. 8 ZÁKLADNÍ HODNOTY VARIANTY SE SPIRALIFTEM	49
TAB. 9 ZÁKLADNÍ HODNOTY VARIANTY S TLAČNÝM ŘETĚZEM LL50	50
TAB. 10 TABULKA PARAMETRŮ ŘETĚZU LL50	56
TAB. 11 VYPOČTE POŽADOVANÉ VSTUPNÍ HODNOTY NA ŘETĚZ LL50	57
TAB. 12 TABULKA HODNOT A VÝSLEDKŮ ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ 1. VARIANTY	68
TAB. 13 TABULKA HODNOT A VÝSLEDKŮ ANALYTICKÉHO ŘEŠENÍ 2. VARIANTY	73

Seznam příloh

Textové přílohy

1. Příloha - Výpočet varianty s trapézovými šrouby
2. Příloha - Výpočet pohonu s řetězem LL 30
3. Příloha – Měření tlaku - hodnoty
4. Příloha – Katalogový list motoru a převodovky K67DRE132S4BE5
5. Příloha – Program výpočtu statiky a kinematiky pohonu dvojicí hydromotorů
6. Příloha - Program výpočtu reakčních sil u pohonu tlačným řetězem
7. Příloha – výpočet pohybového šroubu
8. Příloha – výpočet pohybového šroubu s vyvážením ;

Výkresová dokumentace

- DP 1716 – 00 – 00 Nůžkový stůl s tlačným řetězem
- DP 1716 – 00 – 00 K Nůžkový stůl s tlačným řetězem K
- DP 1716 – 01 – 00 Pohon
- DP 1716 – 01 – 00 K Pohon K
- DP 1716 – 02 – 00 Nůžkový mechanismus
- DP 1716 – 02 – 00 K Nůžkový mechanismus K
- DP 1716 – 03 – 00 Podstavec
- DP 1716 – 03 – 00 K Podstavec K

Seznam elektronických příloh

- Elektronická verze textové části diplomové práce – diplomovapracepurchart.pdf
- Elektronická verze příloh textové části diplomové práce – přílohydiplomovapracepurchart.pdf
- 3D model zdvihacího zařízení s tlačným řetězem LL 50 ve formátu STEP – nuzkovystulstlacnymretezem.step
- 3D model zdvihacího zařízení s tlačným řetězem LL50 ve formátu PDF – nuzkovystulstlacnymretezem.pdf
- Elektronická verze výkresů ve formátu PDF

Seznam použitého softwaru

Solid Edge ST6

Microsoft Excel 2013

Microsoft PowerPoint 2013

Microsoft Word 2013

Matlab Simulink

SensoWin 4.0

Ansys workbench

Literatura

- [1] RUDOLF, Bedřich. *Tvářecí stroje: základy výpočtů a konstrukce: vysokoškolská učebnice*. 2., opr. Vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982, 407 s.
- [2] EN 1570, *Bezpečnostní požadavky na zdvihací stoly*. 2011 Úřad pro technickou normalizaci, 59 s
- [3] EN ISO 13849-1, *Bezpečnost strojních zařízení - Bezpečnostní části ovládacích systémů*. 2006, Evropský výbor pro normalizaci, 82 s
- [4] EN ISO 12100, *Bezpečnost strojních zařízení – Všeobecné zásady pro konstrukci – Posouzení rizika a snižování rizika*. 2010, Evropský výbor pro normalizaci, 100 s
- [5] EN ISO 280, *Pojízdné zdvihací pracovní plošiny – Konstrukční výpočty – Kritéria stability – Konstrukce – Bezpečnost – Přezkoušení a zkoušky*. 2010, Evropský výbor pro normalizaci, 88 s
- [6] směrnice o strojních zařízeních 2006/42/ES
- [7] EnKon Systems Inc., (*katalog*) <http://www.enkon.pro/> [cit. 15.4. 2015]
- [8] Boels Rental, *Nůžková pracovní plošina 13 M SCD pásová*, (*katalog*) <http://www.boels.cz/pronajem/vysokozdvizne-pracovni-plosiny/nuzkove-pracovni-plosiny-naftove/nuzkova-pracovni-plosina-13-m-scd-pasova> [cit. 15.4.2015]
- [9] Edmolift UK Ltd, (*katalog*) <http://www.edmolift.co.uk/> [cit. 16.4. 2015]
- [10] ALTO SYSTEMS s.r.o., (*katalog*) <http://www.altosystems.cz> [cit. 16.4. 2015]
- [11] Enzfelder GmbH, (*katalog*) <http://www.enzfelder.at/de/index-de.php> [cit. 17.4. 2015]
- [12] SERAPID Deutschland GmbH, *LinkLift Technical Guide*, (*katalog*) <http://www.serapid.com/> [cit. 22.5. 2015]
- [13] Paco Spirallift, (*katalog*) <http://www.pacospirallift.com/> [cit. 21.5. 2015]
- [14] M/S ELEKTRO CZ s.r.o., (*katalog*) <http://www.pujcovna-olomouc.cz> [cit. 14.4. 2015]
- [15] ENGEL strojírenská spol. s r.o., (*katalog*) <http://www.engelglobal.com/cs/cz.html> [cit. 13.4. 2015]
- [16] KTR Kupplungstechnik GmbH, (*katalog*) www.ktr.com [cit. 22.5.2015]
- [17] ENGEL strojírenská spol. s r.o., *HYDRAULIAGGREGAT* (*firemní literatura*)