



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

**Návrh zdvihací plošiny kompletační linky
čerpadel**

**Design of a lifting platform for a hydraulic
pump completion line**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Adam PELC

Studijní program: B2341 STROJÍRENSTVÍ
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Pelc** Jméno: **Adam** Osobní číslo: **460012**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
 Studijní program: **Strojírenství**
 Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh konstrukce zdvihací plošiny

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Lifting Platform

Pokyny pro vypracování:

V rámci bakalářské práce navrhnete zdvihací plošinu pro kompletační linku hydraulických čerpadel. V řešební části práce se zaměřte na konstrukci běžně používaných zdvihacích plošin a na způsob jejich pohonu. Navrhnete vlastní zdvihací plošinu tak, aby splňovala požadavky co do výkonových parametrů tak i do zástavbových rozměrů. V navržené konstrukci vypište kritické uzly a proveďte jejich pevnostní kontrolu. V závěru práce proveďte celkové zhodnocení navržené konstrukce. Výstupem práce bude 3D parametrický model a 2D výkres sestavy plošiny.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
 ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Mechanické převody. Praha: ČVUT, 2003.
 KUGL, O. Projekt - III. ročník. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

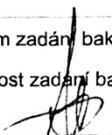
Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

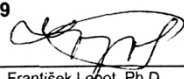
Ing. Roman Uhlíř, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

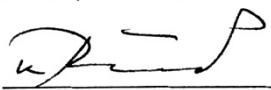
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.03.2019** Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**


 Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce

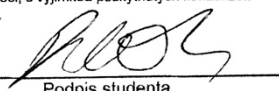

 Ing. František Lopot, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


 prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
 podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.6.2019
 Datum převzetí zadání


 Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Návrh zdvihací plošiny kompletační linky čerpadel“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Uhlíře, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne: _____

Podpis: _____

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Romanovi Uhlířovi, Ph.D. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování bakalářské práce.

ANOTACE

Jméno autora:	Pelc Adam
Název bakalářské práce:	Návrh zdvihací plošiny kompletační linky čerpadel
Název anglicky:	Design of a lifting platform for a hydraulic pump completion line
Rok zpracování:	2019
Ústav:	Ú12113 Ústav konstruování a části strojů
Vedoucí bakalářské práce:	Ing. Roman Uhlíř, Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 64 Počet obrázků: 57 Počet tabulek: 0 Počet příloh: 8
Klíčová slova:	Nůžkový mechanismus, zdvihací plošina
Keywords:	Scissors mechanism, lifting platform

Anotace:

Cílem bakalářské práce je navrhnout zdvihací plošinu k ustavení výšky kompletační linky čerpadel. Návrh pohonu a mechanismu zdvihu, včetně návrhových a kontrolních výpočtů dílčích uzlů.

Abstrakt:

The purpose of bachelor thesis is to design a lifting platform for setting the height of a completion line for a hydraulic pumps. Design of a propulsion and a lifting mechanism along with pre-calculations and calculating of partial nodes.

1. Úvod.....	1
2. Zdvihací zařízení.....	3
2.1. Obecná charakteristika zdvihacích zařízení.....	3
2.1.1. Jeřáby	3
2.1.1.1. Jeřáb mostový	3
2.1.1.2. Jeřáb portálový	4
2.1.1.3. Jeřáb poloportálový.....	4
2.1.1.4. Sloupový jeřáb	4
2.1.1.5. Lanový jeřáb	5
2.1.2. Výtahy.....	5
2.1.3. Zvedáky.....	6
2.1.3.1. Šroubový zvedák	6
2.1.3.2. Pneumatický zvedák	7
2.1.3.3. Hřebenový zvedák.....	7
2.1.3.4. Hydraulický zvedák	8
2.1.3.5. Nůžkový zvedák.....	8
2.1.3.6. Využití nůžkového zvedáku	9
3. Realizace translačního pohybu	11
3.1. Translační pohybová jednotka s rotačním motorem	11
3.1.1. Pohybový šroub	12
3.1.2. Pastorek a ozubený řemen	12
3.1.3. Klikový mechanismus	13
3.1.4. Ozubený řemen.....	13
3.2. Translační pohybová jednotka s lineárním motorem.....	14
4. Pohony.....	16
4.1. Elektrický pohon.....	17
4.2. Hydraulický pohon	18
4.3. Pneumatický pohon	21
5. Mechanické převody.....	22
5.1. Třecí převody.....	23
5.2. Řemenové převody	24
5.2.1. Druhy řemenů	25
5.3. Převody ozubeným řemenem.....	26
5.4. Řetězové převody.....	27
5.4.1. Druhy řetězů.....	27
5.5. Převod ozubenými koly.....	27

5.5.1.	Čelní ozubená kola se zuby přímými	28
5.5.2.	Ozubená kola čelní se šikmými zuby	29
6.	Úvod do praktické části	31
6.1.	Vstupní parametry	31
7.	Kinematika mechanismu	31
7.1.	Kinematický rozbor	31
7.1.1.	Absolutně tuhý pohon	32
7.1.2.	Pohyblivý pohon	33
7.2.	Základní kinematické vztahy	34
7.3.	Metoda virtuálních prací	35
7.4.	Kinematika mechanismu s pohonem rovnoběžně s rámem	35
7.5.	Silové řešení mechanismu	38
7.5.1.	Uvolnění mechanismu	39
8.	Návrh trapézového šroubu	43
8.1.	Minimální průměr šroubu	43
8.2.	Výpočet úhlu stoupání, úhlu boku zubu a třecího úhlu	44
8.3.	Návrh výšky matice	45
8.4.	Kontrolní výpočty šroubu	45
8.4.1.	Kontrola závitů na otláčení	45
8.4.2.	Kontrola šroubu na tah + krut	46
8.4.2.1.	Tahové napětí	46
8.4.2.2.	Napětí v krutu	46
8.4.2.3.	Redukované napětí (tah + krut)	47
9.	Návrh elektromotoru	48
9.1.	Volba mezipřevodu	48
10.	Kinematické a energetické poměry šroubu a matice	50
10.1.	Rychlost posuvu matice	50
10.2.	Účinnost závitové dvojice	50
11.	Ověření výkonu elektromotoru	50
12.	Kontrola kritických uzlů	52
12.1.	Kontrola čepu v bodě A	52
12.1.1.	Kontrola šroubu čepu „A“ na stříh	52
12.1.2.	Kontrola čepu A	53
12.1.3.	Kontrola kluzného ložiska	56
12.2.	Kontrola čepů a maticového pouzdra v bodě B	56
12.2.1.	Vnitřní účinky čepů a maticového pouzdra v bodě B ve směru „X“	57

12.2.2.	<i>Vnitřní účinky čepů a maticového pouzdra v bodě B ve směru „Y“</i>	58
12.2.3.	<i>Kontrola čepu v bodě B na střih</i>	58
12.2.4.	<i>Kontrola čepů a maticového pouzdra v bodě B na ohyb</i>	59
12.2.5.	<i>Kontrola čepu v bodě B na otlačení</i>	61
12.2.6.	<i>Kontrola kluzného ložiska</i>	62
13.	<i>Grafické zobrazení celé zdvihací plošiny</i>	63
14.	<i>Závěr</i>	64
15.	<i>Seznam zkratk a symbolů</i>	65
16.	<i>Seznam obrázků</i>	68
17.	<i>Seznam grafů</i>	70
18.	<i>Seznam příloh</i>	71
19.	<i>Seznam použité literatury</i>	72
20.	<i>Příloha A: Výpočet reakcí</i>	75
21.	<i>Příloha B: Tabulka rozměrů lichoběžníkového rovnoramenného jednochodého závitu</i>	76
22.	<i>Příloha C: Materiálový list oceli C15</i>	77
23.	<i>Příloha D: Produktový list elektromotoru</i>	78
24.	<i>Příloha E: Produktový list ozubeného řemene</i>	79
25.	<i>Příloha F: Produktový list ozubených řemenic</i>	80
26.	<i>Příloha G: Schematické uložení čepů a maticového pouzdra v bodě B</i>	81

1. Úvod

Od počátku věků měli lidé potřebu si jakýmkoliv dostupným způsobem zjednodušit práci. To vedlo k postupnému vývoji různých druhů zdvihacích zařízení. Od obyčejné páky přes jeřáby k dalším zdvihacím mechanismům a jejich modifikacím. Od pohonu ručního přes pohon zvířecí silou až k pohonům využívající práci například spalovacího motoru nebo elektromotorů ať už k samotnému pracovnímu pohybu nebo k pohonu hydraulických agregátů, ale i pneumatických kompresorů.

V dnešní době jsou kladeny na zdvihací mechanismy nejrůznější nároky, jako je rychlost zdvihu, polohová přesnost, opakovatelnost zdvihacího procesu, bezporuchovost, polohová tuhost, bezpečnost, zástavbové rozměry a snadná obsluha. Nejdůležitějším aspektem ovšem bývá pořizovací cena takového mechanismu.

Cílem této bakalářské práce je konstrukce zdvihacího mechanismu pro kompletační linku hydraulických čerpadel. Zdvihací mechanismus zde bude umístěn pod linkou a bude sloužit k ustavení její výšky dle individuálních potřeb každého pracovníka. Při konstrukci bude tedy nutno brát v potaz zástavbové a připojovací rozměry výrobní linky. Při návrhu je nutno zohlednit polohovou tuhost a ekonomickou stránku celého zařízení. Zdvihací plošina bude navržena dle parametrů a požadavků zadaných objednavatelem.



Část teoretická

2. Zdvihací zařízení

2.1. Obecná charakteristika zdvihacích zařízení

Zdvihací zařízení slouží k přemístění nebo polohování břemen. Ať už zdvihání do výšky, přesouvání po zemi nebo nastavení požadované výšky předmětu. Lze je dělit dle délky pracovního zdvihu nebo konstrukce.

Zdvihací zařízení můžeme dělit následovně:

- Jeřáby
- Výtahy
- Zvedáky

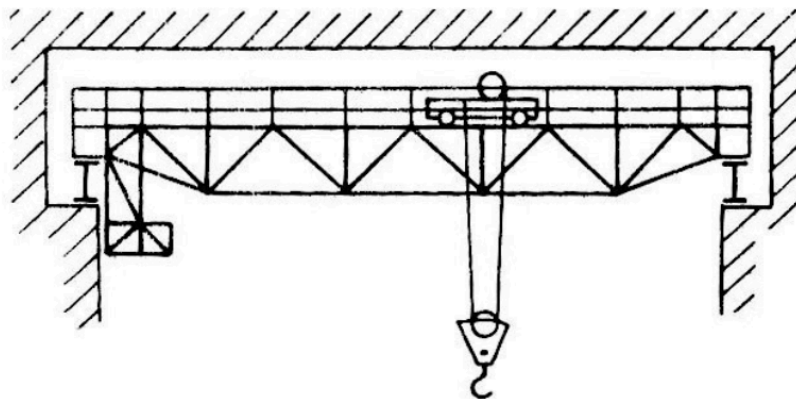
2.1.1. Jeřáby

Jeřáby slouží zpravidla k zvedání břemen do výšky a jejich následné manipulaci. Ve většině případů je břemeno připevněno pomocí háku. Znaky, dle kterých lze jeřáby dělit se navzájem prolínají. Se stále rostoucím počtem požadavků, které se kladou na nové jeřáby dochází k jejich neustálému vývoji a konstrukčním změnám. Proto volím následovné rozdělení.

Dělení dle konstrukce

2.1.1.1. Jeřáb mostový

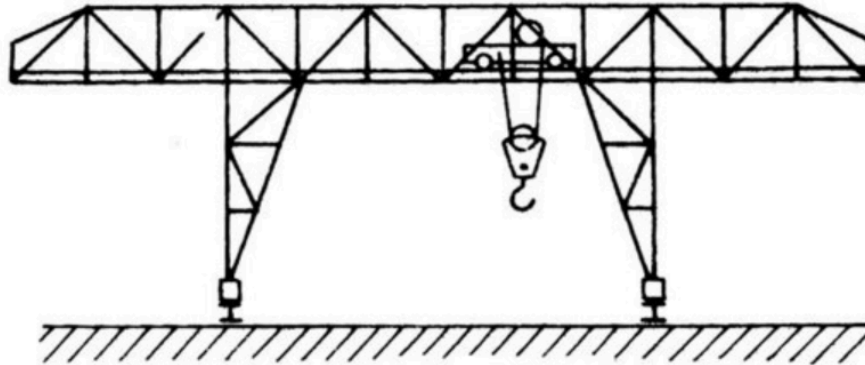
Mostový jeřáb se skládá z nosné konstrukce na dvou podpěrách, takzvaného jeřábového mostu a kočky. Kočka se pohybuje po jeřábovém mostě a ten se pohybuje ve stejné rovině po valivých elementech ve směru kolmém na pohyb kočky. Pro malé nosnosti může být konstrukce realizována pomocí jednoho profilu například tvaru „I“, který umožňuje připevnění pohyblivé kočky na svoji spodní stranu. Pro větší nosnosti se používá příhradová konstrukce. Mostové jeřáby se hojně vyskytují ve velkých výrobních halách.



Obr. 1. Podstropní mostový jeřáb [1]

2.1.1.2. Jeřáb portálový

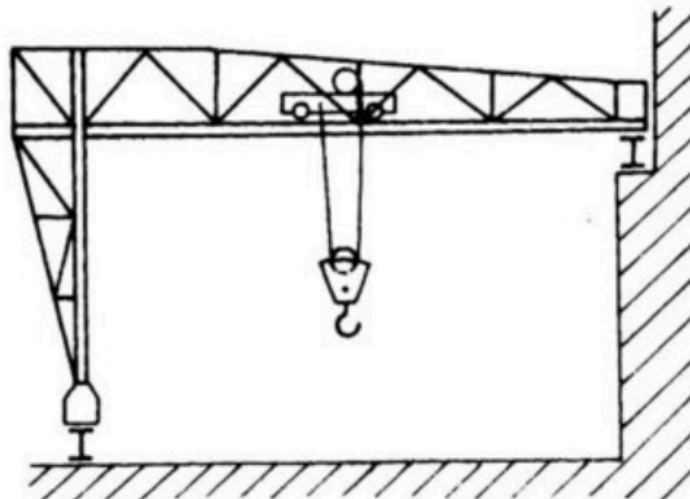
Portálový jeřáb je tvořen portálem, který je umístěn na podporách na každém konci. Na portále je umístěna kočka. Celá konstrukce může být pojízdná na kolech nebo kolejkách. Může být také pevně ukotvena v zemi.



Obr. 2. Konzolový jeřáb [2]

2.1.1.3. Jeřáb poloportálový

Konstrukce je odvozena od konstrukce jeřábu portálového, ale jedna z podpor je zde umístěna například na zdi.

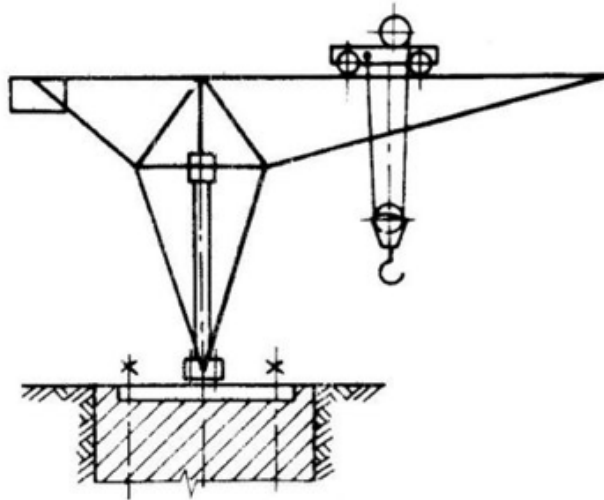


Obr. 3. Poloportálový jeřáb [3]

2.1.1.4. Sloupový jeřáb

Je tvořen zpravidla příhradovou konstrukcí, u které značně převažuje výškový rozměr nad ostatními. Může být zakotven v zemi, nebo pojízdný. Na sloupu je připevněn výložník, který může rotovat kolem osy spodní konstrukce. Výložník může být horizontálně pevný s kočkou nebo s kyvným uložením, avšak bez kočky.

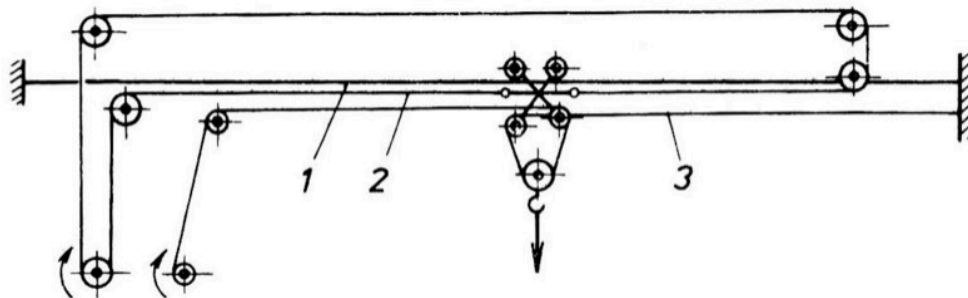
Navíjení je zde realizováno buď v základně jeřábu nebo na pevné části výložníku. V tomto případě zdvih jeřábu klesá s rostoucí vzdáleností břemene od základny. Sloupové jeřáby jsou nejčastěji užívány ve stavebním průmyslu.



Obr. 4. Otočný jeřáb s pevným sloupem [4]

2.1.1.5. Lanový jeřáb

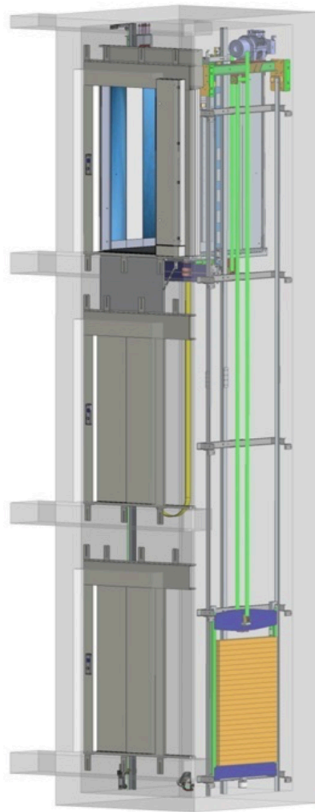
Lanový jeřáb je tvořen nosným lanem s kočkou, která se po nich pohybuje. Kočka se pohybuje pomocí tažného lana. Břemeno je zvedáno zvedacím lanem, které je navíjeno kočkou. Lanové jeřáby najdou své využití při stavbě mostů nebo přehrad, kde je zapotřebí břemeno zdvihati mezi velkými vzdálenostmi podpor. [6] [7]



Obr. 5. Lanový jeřáb [5]

2.1.2. Výtahy

Výtahy jsou konstruovány k přemísťování osob nebo jiných břemen ve svislém směru. Převážný prostor nebo klec se pohybuje v pevném vedení v šachtě nebo na konstrukci. Zdvih je realizován ve většině případů elektromotorem napojeným na buben s lanem nebo pastorkem s řetězem. Výtahy jsou zpravidla vybaveny protizávažím o hmotnosti poloviny maximální nosnosti. [9]



Obr. 6. Bezstrojovný výtah [8]

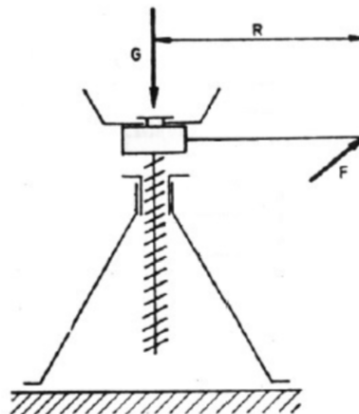
2.1.3. Zvedáky

Zvedáky se vyznačují malým zdvihem, velkou zdvihací silou a malými rozměry. Poháněné mohou být ručně, elektromotorem, hydraulicky nebo pneumaticky.

2.1.3.1. Šroubový zvedák

Pohon je v tomto případě rotačního charakteru, který se pomocí matice a šroubu transformuje na pohyb lineární. Šroub musí být samosvorný, aby nedocházelo k povolování. Matice je obvykle z bronzu, aby se tření snížilo na minimum.

V provozu se používá spíše jako podpěra z důvodu pomalého vysouvání. Pokud se nejedná o zvedák s vlastním pohonem [9]



Obr. 7. šroubový zvedák [10]

2.1.3.2. Pneumatický zvedák

Pneumatické zvedáky jsou používány pro menší hmotnosti. Vyznačují se jednoduchou konstrukcí a dlouhou životností. Pohon může mít buď ruční nebo může být připojen na kompresor. Pneumatické zvedáky jsou lehké a cenově velmi výhodné.

Konstrukce může být čistě pneumatická, kde je vzduch vháněn přímo do měchu nebo může být pneumaticko-hydraulická, kde stlačený vzduch pohání hydraulickou soustavu. [11]

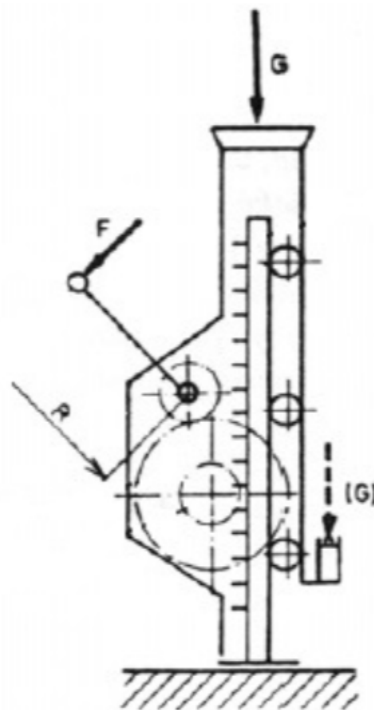


Obr. 8. Pneumatický zvedák [12]

2.1.3.3. Hřebenový zvedák

Zvedání břemen jde u hřebenových zvedáku realizováno ručním pohonem. Zvedání i spouštění je ovládáno pohybem páky nebo otáčením klikou.

U většiny nových zvedáků já použita páko-klika, kde klika slouží k rychlému nastavení počáteční polohy a páka k samotnému zdvihu břemene. [13]

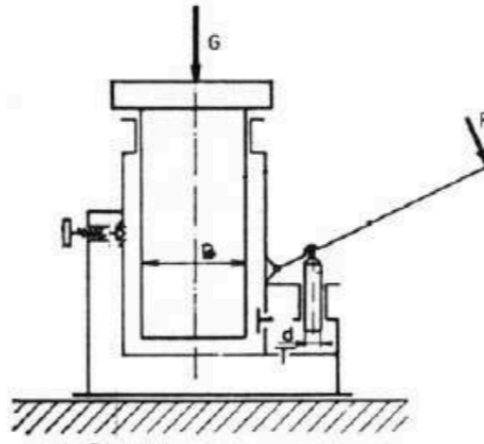


Obr. 9 Hřebenový zvedák [10]

2.1.3.4. Hydraulický zvedák

Hydraulické zvedáky využívají Pascalova zákona. Mají velmi malý zdvih, ale velkou zdvihací sílu. Tlak v kapalině je vyvozen manuálně ovládanou pákou. Ke spuštění břemena dojde po otevření přepouštěcího ventilu.

Typickým zástupcem je hever na auto. [9]



Obr. 10. Hydraulický zvedák [10]

2.1.3.5. Nůžkový zvedák

Hlavní části nůžkového zdvihacího mechanismu jsou:

- Základní rám
- Samotný nůžkový mechanismus
- Horní rám
- Pohonná jednotka

Hlavním úkolem nůžkové zdvihací plošiny je přesun materiálu mezi různými výškovými úrovněmi. Tyto mechanismy se vyznačují značnou nosností a polohovou tuhostí.

Pohyb plošiny je realizován čepovým spojením ramen, která se kříží v polovině délky, to znamená, že obě ramena svírají v každé poloze stejný úhel vůči základně. Jedno z ramen je k základně připojeno s možností rotace kolem uložení, kterou způsobuje pohonná jednotka. Druhé z ramen je opatřeno valivými elementy a uloženo v drážkách pro rovinné vedení.

Pokud je plošina poháněna hydraulickým nebo pneumatickým válcem, je energie pohonné jednotky spotřebována pouze při zdvihu. Opačný pohyb zajistí gravitace. Pokud je mechanismus poháněn kuličkovým šroubem, je nutné mít přísun energie i k pohybu dolů.

Nůžkové mechanismy lze dělit podle počtu sekcí.

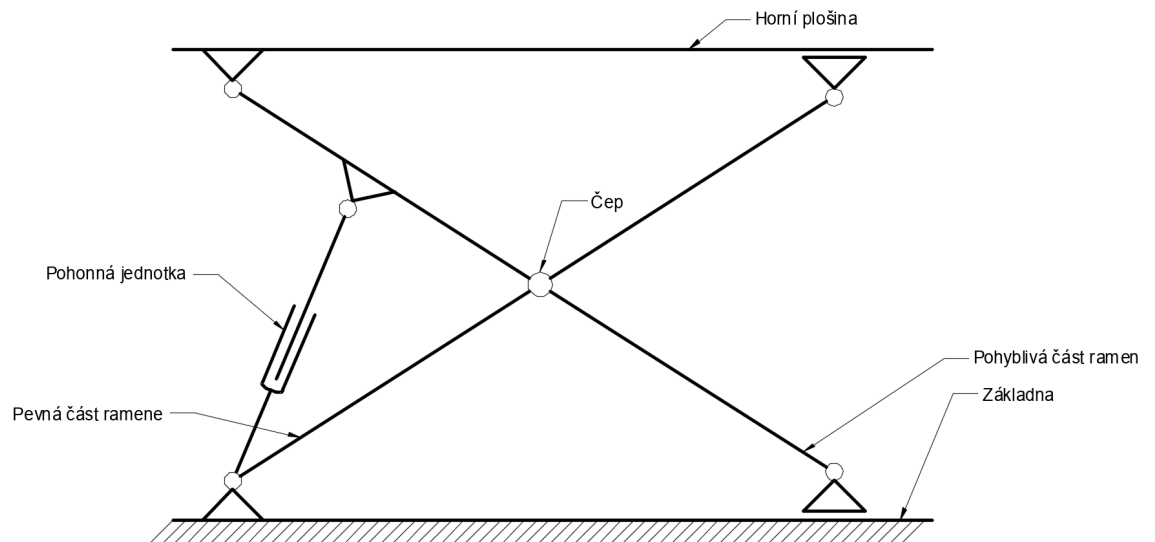
- Jedno-nůžkové
- Více-nůžkové
- Tandemové

Z bezpečnostních důvodů se však nedoporučuje použití více než pěti-nůžkových mechanismů. [14]

2.1.3.6. Využití nůžkového zvedáku

Nůžkové zdvihací mechanismy nalézají uplatnění v širokém spektru aplikací.

- Ruční zvedáky. Jsou používány jako automobilový hever. Jsou lehké a přenosné. Zdvih je realizován šroubovicí a jsou ovládány manuálně.
- Pojízdné plošiny. Manuálně ovládaná obdoba paletového vozíku. Využívána při požadavku na vyšší zdvih.
- Vyrovnávací plošiny. Jedno-nůžkové mechanismy s vyšší nosností. využívány jako podavače v průmyslových aplikacích nebo pro vyrovnání rozdílné výšky mezi nákladními auty a rampou při vykládce a nakládce.
- Technologické plošiny. Zdvih je zajištěn více sekcemi nůžkových mechanismů poskládaných vedle sebe kvůli délkovým rozměrům platformy. Svoje uplatnění naleznou při montáži střech dopravních prostředků, například vlaků.
- Náhrada výtahu. Jsou využívány pro přepravu nákladu i lidí. Svoje uplatnění nalézají tam, kde je konstrukce omezena zástavbovými rozměry a není možno použít výtah se strojovnou. Zpravidla více-nůžkové mechanismy.
- Mobilní plošiny. Jsou vybaveny pojízdným podvozkem a více-nůžkovým mechanismem. Horní část plošiny tvoří platforma se zábradlím, která umožňuje přepravu osob. Svoje uplatnění naleznou například při montáži halového osvětlení. [18]



Obr. 11. Základní schéma jedno-nůžkové plošiny [Vlastní zpracování]



Obr. 12 Jednonůžkové elektro-hydraulické zvedací stoly [15]



Obr. 13. Čtyřnásobná zvedací plošina Z4X12-5300 [16]



Obr. 14. Dvojité/tandemové nůžkové elektro-hydraulické zvedací stoly [17]

3. Realizace translačního pohybu

Valná většina pohybů strojních součástí je možná právě díky pohybové jednotce. Pohybovou jednotku lze obecně definovat jako konstrukční celek, který ve většině případů sestává ze samotného motoru, který se stará o samotný pohyb a z uložení či ukotvení, které zachycuje reakční síly. Bez zachycení reakčních sil by se například elektromotor začal otáčet kolem vlastní osy místo rozpořhování systému. Do pohybové jednotky bývá obvykle přidán redukční nebo multiplikační mechanismus, který má na starost optimalizaci požadovaných výstupních parametrů motoru. Například otáček nebo kroutícího momentu.

K realizaci samotného pohonu je nutné vybrat motor, který bude svým výstupním pohybem nejlépe vyhovovat požadované aplikaci. Z hlediska výstupního pohybu lze motory dělit do dvou kategorií.

- Motory s otáčivým pohybem
- Motory s lineárním pohybem

K realizaci translačního pohybu je nejlepší řešení využít lineární motor. Pak můžeme mluvit o identické transformaci. Identická transformace nastává tehdy, když motor koná pohyb stejný, jako je výsledný pohyb soustavy. Ne vždy je toto řešení technologicky možné, proto zavádíme pojem neidentické transformace. Neidentická transformace, vychází z případu, kdy je rotační pohyb motoru použit k lineárnímu pohybu soustavy.

3.1. Translační pohybová jednotka s rotačním motorem

V tomto konstrukčním řešení je použit rotační motor, jehož výstupní pohyb je rotačního charakteru. Tento pohyb je nutné transformovat na pohyb lineární. Toho je docíleno použitím mechanismu, který mění výstupní pohyb motoru na pohyb jiného charakteru, například na pohyb lineární.

3.1.1. Pohybový šroub

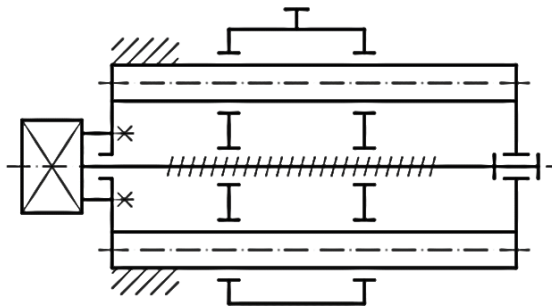
Pohybový šroub je jedna z variant, která umožňuje převod neidentickou transformací.

Pohybové šrouby dělíme do dvou skupin.

- Trapézový šroub, který využívá k transformaci pohybu tření mezi maticí a šroubem.
- Kuličkový šroub, který využívá k transformaci pohybu valivých elementů v matici ve tvaru kuliček.

Ve většině aplikací nalézá uplatnění šroub kuličkový, který vyniká vyšší přesností polohování a nižší součinitel tření. Z toho plyne, že kuličkový šroub bude mít vyšší účinnost než šroub trapézový.

Účinnost je nejvíce ovlivněna stoupáním závitu. Při zvyšování stoupání se zároveň zvyšuje účinnost, ale klesá axiální síla, kterou je mechanismus schopný přenášet. Z důvodu nízkého tření nejsou kuličkové šrouby samosvorné a je tedy nutná přítomnost brzdy nebo jiného opatření proti samovolnému pohybu. Kuličkové šrouby nalézají své uplatnění především při konstrukci obráběcích strojů, kde je požadována vysoká polohová přesnost.



Obr. 15. Transformace rotačního pohybu pohybovým šroubem [19]

Na výše uvedeném obrázku je zobrazeno řešení, kde je pohyblivá část mechanismu kratší než část nepohyblivá. Nepohyblivou část lze považovat za lože nebo rám a část pohyblivá zde představuje suport. Vodící kolejnice jsou pevně spojeny s ložem a po nich se pohybují vodící pouzdra, která jsou přidělaná k suportu.

Vodící kolejnice a vodící pouzdra spolu tvoří celek, který je nazýván lineární vedení, které je zde umístěno s osou symetrie v ose šroubu.

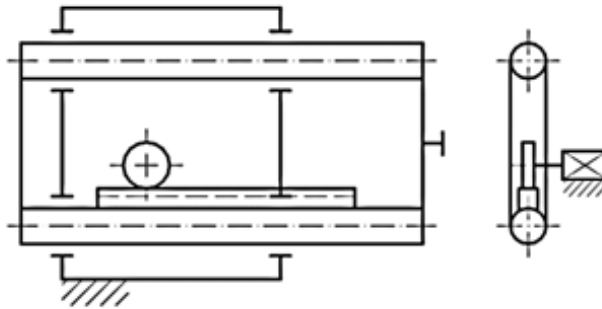
3.1.2. Pastorek a ozubený řemen

Základní princip fungování ozubeného hřebenu a pastorku je zobrazen na Obr. 16. V této variantě je na jedné vodící kolejnici umístěn ozubený hřeben, po kterém se odvaluje pastorek, který je poháněn rotačním pohybem s převodovkou.

Díky převodovce získáme nižší otáčky a vyšší moment. To znamená i vyšší pohybovou sílu. Pohon ozubeným hřebenem a pastorkem se vyznačuje vysokou hodnotou pohybové síly a jeho délka není zásadně omezena ohybovými a torzními kmity.

Nevýhodou tohoto mechanismu je vznik tepla vlivem tření a tím pádem i vyšší opotřebení komponent. Pohon ozubeným hřebenem není samosvorný a je tedy nutná přítomnost dalších bezpečnostních opatření. Jedná se o neidentickou transformaci.

Pohon je zde umístěn kolmo na směr pohybu, což zásadně zvyšuje zástavbové rozměry pohybové jednotky.

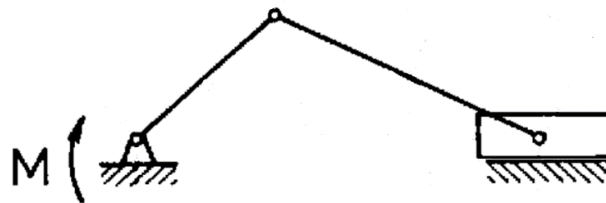


Obr. 16 Transformace rotačního pohybu přes pastorek a ozubený hřeben [19]

3.1.3. Klikový mechanismus

Klikový mechanismus je dalším zástupcem, který umožňuje transformaci rotačního pohybu na pohyb lineární. Základní uspořádání klikového mechanismu je zobrazeno na Obr. 17. Klika je zde poháněna rotačním motorem a přes rotační spojení s ojnicí transformuje svůj rotační pohyb na lineární pohyb pístu. Typickým příkladem je pohonné ústrojí automobilů nebo klikový lis.

Tato transformace pohybu bývá využita u různých zařízení, od kterých je požadován výstupní pohyb harmonického charakteru. Motor zde nemusí měnit smysl otáčení pro zpětný pohyb jako v jiných případech.



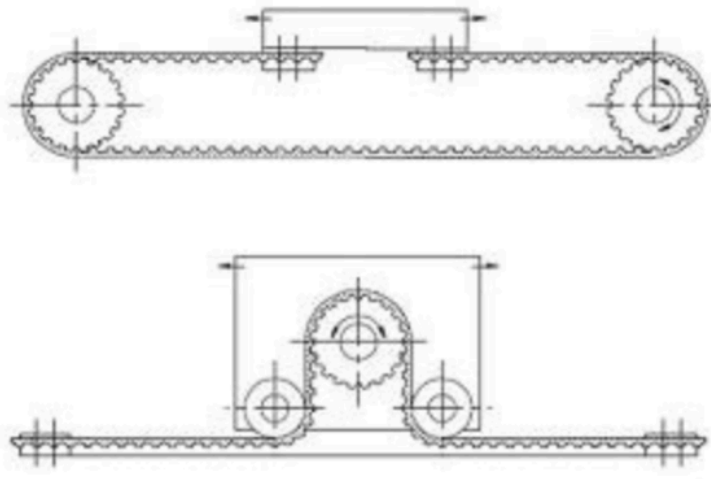
Obr. 17. Schéma klikového mechanismu [20]

3.1.4. Ozubený řemen

Pohon ozubeným řemenem je realizován pomocí synchronních ozubených řemenů, které se dodávají spolu s řemenicemi. Síla se přenáší na základě tvarového styku mezi řemenem a řemenicí. Profil řemene může být lichoběžníkový, parabolický nebo jiným speciálním profilem.

Řemen je složen ze tří základních částí, části ochranné, tažné a stykové. Každá část zastává svoji funkci a jejich mechanické vlastnosti jsou odlišné.

Například část ochranná bude odolná vůči UV záření, část tažná bude mít vyšší pevnost a bude přenášet valnou většinu zatížení. Styková část bude z materiálu, který bude lépe odolávat opotřebení.



Obr. 18. Varianty pohonu pomocí ozubeného řemene [21]

Konstrukci řemenového pohonu lze realizovat dvěma způsoby, které jsou zobrazeny na Obr. 18. Na obrázku je také znázorněno uchycení řemene pomocí příložek, které mají negativní tvar profilu řemene. Příložky se šroubují buď k pohonné jednotce. Tato varianta je zobrazena v horní části Obr. 18. Nebo se šroubují k rámu (zobrazeno v dolní části Obr. 18.)

Nevýhodou konstrukční varianty ve spodní části Obr. 18. je přítomnost pohonu na pohyblivé části. Takové řešení má za následek zvýšení hmotnosti pohybující se soustavy a vyžaduje přítomnost energetického řetězu pro přísun energie a odměřování.

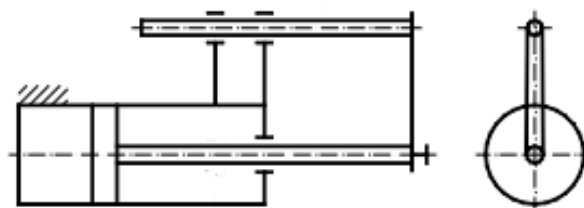
Výhodou je pořizovací cena, typizace řemenic a řemenů a nízká hlučnost.

Nevýhodou je nutnost dopínání řemenu, nerovnoměrný chod a nízká polohová tuhost. [22] [23]

3.2. Translační pohybová jednotka s lineárním motorem

U pohybové jednotky s lineárním motorem je cíleně použit pohon, který má stejný charakter pohybu jako výsledný pohyb soustavy. Kvůli použití lineárního motoru se v tomto případě jedná o identickou transformaci.

O identické transformaci lze hovořit v případě, když nedochází k transformaci pohybu motoru na pohyb jiného charakteru. To znamená použití lineárního pohonu k realizaci translačního pohybu.



Obr. 19. Translační jednotka s jedním lineárním vedením [19]

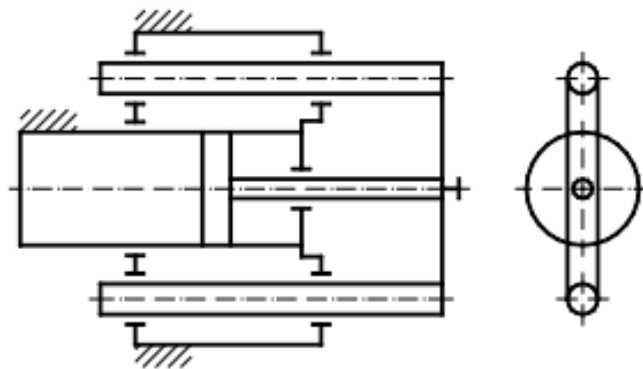
Na Obr. 19. je znázorněna translační pohybová jednotka v nejprimitivnějším uspořádání.

Skládá se z pouze z lineárního motoru a jednoho lineárního vedení realizováno vodící tyčí, která zvyšuje tuhost celé jednotky a slouží k zachycení působícího zatížení, které se do soustavy dostává prostřednictvím efektoru v pravé části.

Lineární vedení v použití s lineárním motorem značně prodlužuje jeho životnost a pomáhá zachytávat ohybové momenty od vnějšího zatížení, které by mohly způsobit poškození lineárního motoru. K optimalizaci tuhosti lze měnit vzdálenost mezi lineárním pohonem a vedením.

V praxi častěji užívané řešení je použití lineárního motoru a dvou lineárních vedení umístěných symetricky vůči ose pohonu. Toto řešení zvýší tuhost celé jednotky, ale také se zvětší zástavbové rozměry.

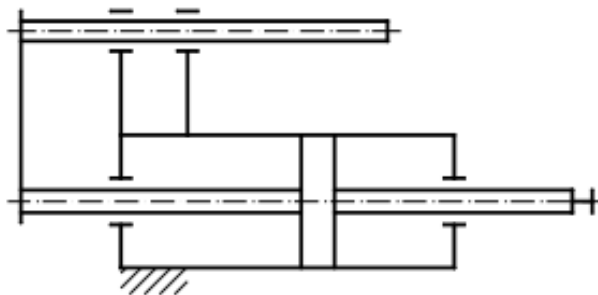
Další možnost zvýšení tuhosti je použití jiného než kruhového tvaru lineárního vedení. Například lze použít vedení tvaru hranolu nebo jiného složitějšího tvaru. Toto konstrukční řešení je zobrazeno na Obr. 20.



Obr. 20. Translační jednotka s dvojitým vedením [19]

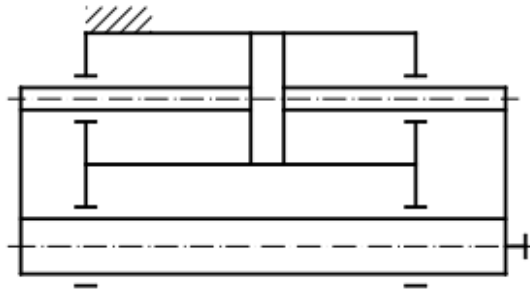
Dalším možným konstrukčním řešením translační pohybové jednotky je použití lineárního motoru s oboustrannou pístnicí. Lineární vedení je zde připojeno na neaktivní části pístnice a neomezuje samotný pohyb pístnice v omezených prostorech.

Nevýhodou tohoto řešení je nutnost použití speciálního lineárního pohonu, které se výrazněji promítne do ekonomické stránky celého zařízení. Schéma této pohybové jednotky je zobrazeno na Obr. 21.



Obr. 21. Použití oboustranné pístnice [19]

V úvahu připadá možnost dalšího zvýšení tuhosti mechanismu zobrazeného na Obr. 21. kde je lineární vedení připojeno na oba konce pístnice. Toto řešení je zobrazeno na Obr. 22.



Obr. 22. Úprava pro zvýšení tuhosti [19]

4. Pohony

Pohon tvoří nedílnou součást v konstrukci pohonné jednotky. Ten má na starost vlastní pohyb celého mechanismu a zajišťuje jeho optimální chod.

Základní princip pohonu je transformace vstupní energie na lineární nebo rotační pohyb.

Základní pohon sestává z motoru, který má na starost vlastní transformaci energie, ovládacím prvkem a prvkem pro připojení k poháněné soustavě.

Nároky na pohon jsou kladeny na základě aplikace poháněného mechanismu. Obecně lze požadavky rozepsat následovně:

- Plynulý, bezrázový chod, rozběh a zpomalení.
- Přesnost polohování
- Co nejnižší hmotnost
- Co nejmenší zástavbové rozměry
- Polohová tuhost
- Prostorové uspořádání

Jedním z nejdůležitějších parametrů je polohová tuhost, která vyjadřuje schopnost motoru do určité hodnoty vnějších sil zamezit pohybu celé soustavy a zajistit v provozu přesnou, požadovanou polohu.

Pro představu, nejvyšší polohovou tuhostí disponují hydraulické motory Naopak elektromotory a pneumatické motory mají polohovou tuhost nižší.

Nároky na plynulost chodu jsou kladeny zejména z bezpečnostních důvodů při manipulaci s předměty. Při rázovém rozběhu jsou kladeny vyšší nároky na úchopnou sílu a při vyšších hmotnostech předmětů je a rychlé změně rychlosti je soustava zatížena zbytečnými setrvačnými účinky.

Pohony lze roztřídit následovně:

- Elektrické
- Hydraulické
- Pneumatické

Každý, z výše uvedených typů motorů lze dále rozdělit na:

- Motory s rotačním charakterem výstupního pohybu
- Motory s lineárním charakterem výstupního pohybu

4.1. Elektrický pohon

V dnešní době se pomalu stávají elektrické pohony nejpoužívanějším druhem pohonů. Svoji moderní konstrukcí a stále se zdokonalujícími vlastnostmi nahrazují v různých aplikacích dříve používané hydraulické a pneumatické pohony.

Vynikají v použití u různých manipulátorů a robotů, kde uplatňují svoji výhodu v snadno dostupném přívodu primární energie, relativně jednoduchou instalací, snadnou vazbu s řízením, nenáročnou údržbou. Ve srovnání s pohonem hydraulických i čistým provozem a instalací.

Hlavní výhodou elektromotorů je jejich schopnost přejít z motorového stavu do stavu generátorového. Jinými slovy ze stavu silového do stavu brzděného. Tuto schopnost však mají jen některé typy elektromotorů, které umožňují plynulé nastavení brzděného momentu vrácením elektrické energie zpět do sítě, takzvanou rekuperací. Elektrické brždění je možno realizovat i jiným způsobem. Například použitím odporové brzdy nebo protiproudého brždění.

Další výhodou je pak stálá připravenost k provozu a možnost okamžitého vypnutí a zapnutí, čímž odpadají časové ztráty a ztráty při běhu naprázdno.

Při použití rotačního elektrického motoru je často nutné aplikovat do pohonné jednotky i převodový mechanismus v podobě převodovky a dalšího řemenového nebo řetězového převodu. Toto převodové ústrojí slouží k redukci nebo multiplikaci otáček na požadovanou hodnotu.

Elektrické motory se dělí na dva druhy dle způsobu řízení pohybu:

- Krokové, u kterých dokážeme nastavit jejich přesnou polohu.
- Stejnoseměrné a střídavé, které mají výstupní pohyb spojitý. [23]



Obr. 23. Elektromotor 4kw typ MS112M-4 [24]

Na Obr. 23. je zobrazen rotační elektromotor.



Obr. 24. Lineární aktuátor [25]

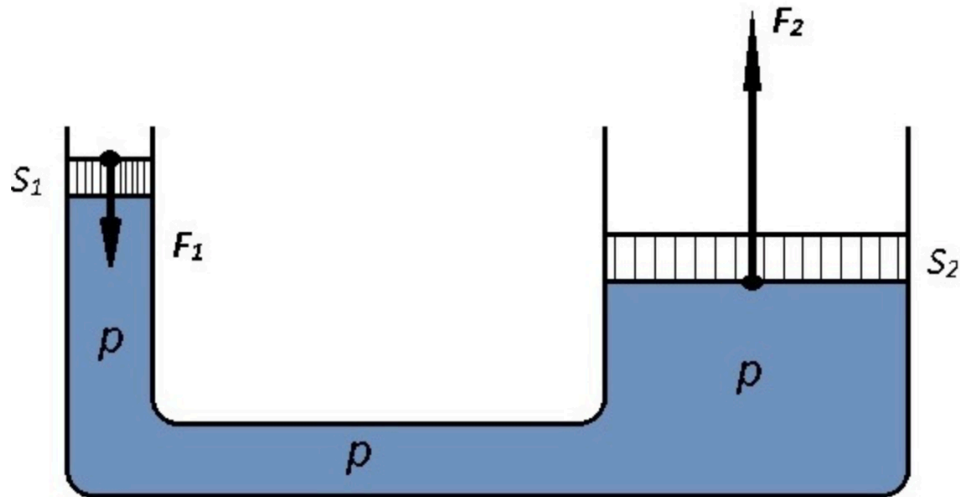
Na Obr. 24. je zobrazen lineární elektromotor.

4.2. Hydraulický pohon

Hydraulický pohon vynikne svými vlastnostmi v aplikacích, kde je zapotřebí větších silových účinků nebo zajištění přesného polohování.

Hydraulické pohony sestávají z dutého válce s vloženou pístnicí. Tlak hydraulického oleje působí na píst a vyvozuje sílu, která způsobí vysunutí pístnice a tím rozpohybání mechanismu.

Vzhledem k tomu, že hydraulický olej je téměř nestlačitelný, je možné dosáhnout přesného polohování pístnice. Hydraulické pohony fungují na principu Pascalova zákona, který zní: „Tlak vyvolaný vnější silou v kapalině je ve všech místech a všech směrech stejný.“ Díky tomu jsme schopni dosáhnout silové multiplikace v závislosti na rozdílných průměrech. Princip je zobrazen na Obr. 25.



Obr. 25. Princip hydraulického zařízení [26]

Kde platí následující vztah:

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (1)$$

Aby hydraulický motor mohl fungovat, je nutné doplnit tento motor dalšími prvky, jako jsou čerpadla, rozvody kapaliny a ventily.

Čerpadlo dodává tlakovou energii, která je pomocí hydraulických hadic nebo trubek rozváděna do motorů.

Ventily zastávají optimalizační a bezpečnostní funkci. Ventily můžeme dělit následovně.

- Ventily pro řízení tlaku.
 - Přepouštěcí ventil, který reguluje velikost pracovního tlaku v obvodu na požadovanou hodnotu přepouštěním nadbytečné kapaliny zpět do nádrže. Zpravidla bývá použit jako ventil pojistný, který bude zajišťovat nepřekročení maximální nastavené hodnoty tlaku.
 - Redukční ventil redukuje tlak kapaliny na jeho výstupu na požadovanou pracovní hodnotu.
- Ventily pro řízení průtoku.
 - Škartící ventil
 - Regulátor průtoku nebo také ventil se stabilizací tlakového spádu, který zaručuje nezávislost řízeného průtoku na změnách tlaku na vstupu a na výstupu.
- Zpětné ventily. Tyto ventily umožňují pohyb kapaliny pouze jedním směrem a jejich kombinací lze realizovat funkci hydraulického zámku, který znemožní kapalině zpětný pohyb při odstavení zdroje.

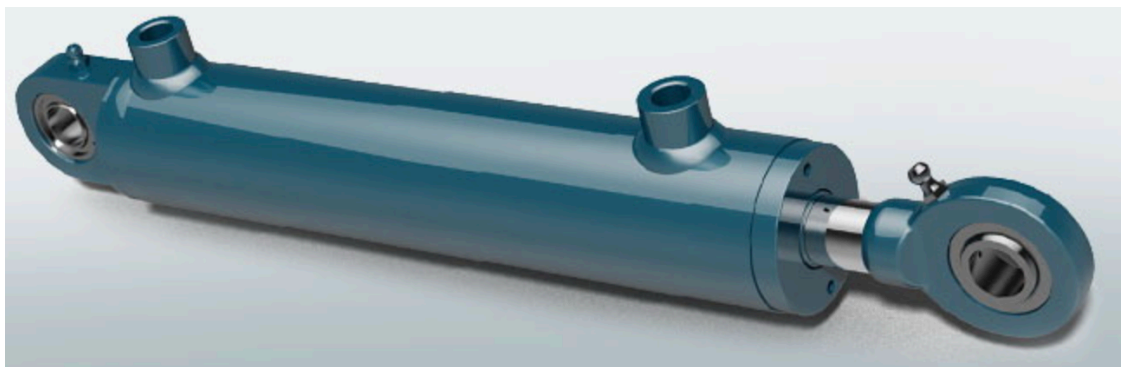
- Rozvaděče slouží jako řízení směru otáčení hydraulických rotačních motorů nebo směru pohybu válce. V praxi jsou nejvíce používány ventily čtyřcestné. Označení cest (portů) u rozvaděčů je následovné.
 - P – Přívod kapaliny od zdroje.
 - A – Výstup 1 z rozvaděče k pohonu.
 - B – Výstup 2 z rozvaděče k pohonu.
 - T – Odvod kapaliny zpět do sběrné nádrže.
- Proporcionální ventily regulují velikost tlaku nebo průtoku pracovního média na základě velikosti elektrického řídicího signálu. Ten může být buď napěťový nebo proudový.

K výhodám pohonu hydraulickým motorem patří:

- Vysoká polohová tuhost.
- Veliký silový účinek při malých zástavbových rozměrech motoru.
- Plynulý chod.
- Schopnost motoru dosáhnout malé rychlosti pohybu bez převodového ústrojí.
- Jednoduše realizovatelná reverzovatelnost pohybu.

K nevýhodám patří:

- Aplikace vyžaduje přítomnost samostatného zdroje energie.
- Pro některé aplikace nízká dosažitelná pracovní rychlost.
- Závislost správné funkce na teplotě a kvalitě talkového média.
- Ekonomická náročnost celé aplikace, kde je nutno válec či rotační motor opatřit množstvím dalších prvků. [-23][37]



Obr. 26 Hydraulický válec HM1.2 80/40x320 [27]

4.3. Pneumatický pohon

Pneumatický motor najde své uplatnění především v jednoduchých aplikacích, jako je například sklápění dorazů nebo různých vodících mantinelů. Své využití najde také při pohonu jednoduchých manipulátorů s nižší nosností.

Svémi vlastnostmi, jako je netečnost vůči okolí vyniká při použití v potravinářském průmyslu, ve výbušném prostředí nebo v jiných speciálních prostředích, kde nesmí dojít k žádné kontaminaci přesouvaného materiálu.

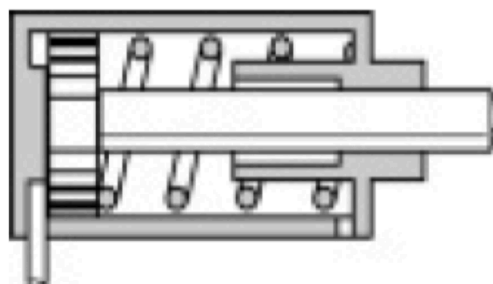
Pneumatické válce jsou používají primárně k realizaci přímočarého pohybu, kde má poháněný mechanismus pouze dvě pracovní polohy. Toto omezení vychází z vlastností použitého pracovního média, kterým je stlačený vzduch.

Jeho kritickou vlastností je vysoká stlačitelnost, která způsobuje rozpínání vzduchu ve válci po uzavření přívodu, což značně komplikuje polohování pístu. Další nevýhodou pohonu stlačeným vzduchem je akumulování vysokého množství tlakové energie ve vzdušníku, to může být problém zejména v krizových situacích, jako je požár nebo při porušení vzdušníku. Může tedy dojít k jeho explozi a dalším nežádoucím následkům.

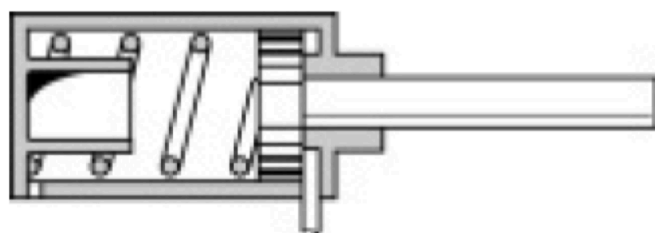
Pokud chceme pístnici zastavit v jiné než krajní poloze, je třeba motor dovybavit o další zařízení, které zamezí pístnici pohyb po dosažení požadované polohy.

Pneumatické motory můžeme rozdělit takto:

- Jednočinné motory, u kterých je stlačený vzduch přiváděn pouze na jednu stranu pístnice. Síla tlakového vzduchu působí tedy jenom jedním směrem a do výchozí polohy vrací pístnici pružina. Hlavní pohyb pístnice lze tedy využít jako tlačný (Obr. 27.), nebo tažný (Obr.28.) v závislosti na konstrukci motoru.

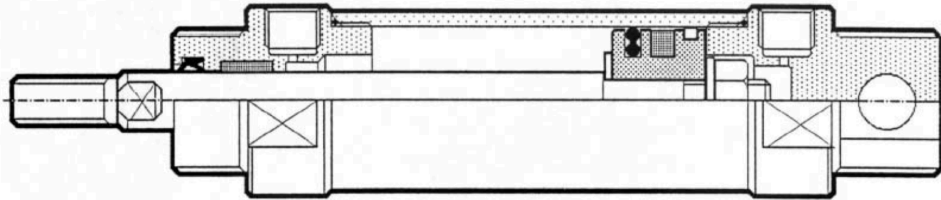


Obr. 27. Jednočinný pneumatický válec s pístnicí v klidové poloze zasunutou [28]



Obr. 28. Jednočinný pneumatický válec s pístnicí v klidové poloze vysunutou [28]

- Dvojitinné motory, které místo tlačné pružiny mají vstup pro tlakový vzduch i z druhé strany pístu. Jako pracovní pohyb lze tedy použít jak vysouvání, tak i zasouvání pístnice. V úvahu je nutno vzít fakt, že zasouvací síla bude menší než síla vysouvací, protože plocha, na kterou působí tlak je zmenšena o plochu pístnice.



Obr. 29. Dvojitinný pneumatický válec [28]

Součásti celé pohonné jednotky jsou podobné jako u pohonu hydraulickými motory. Také při použití pneumatických motorů je nutná přítomnost kompresoru, rozvodů stlačeného vzduchu a ventilů.

Výhody pneumatického motoru:

- Možnost spojitě regulace rychlosti a síly.
- Malé zástavbové rozměry motorů a jejich hmotnost.
- Oproti hydraulickým pohonům nejsou tolik náchylné na teplotu.
- Schopnost vyvinout vysoké pohybové rychlosti.
- Čistý provoz

Nevýhody pneumatického motoru:

- Komplikované mazání pohyblivých částí.
- Vysoké nároky na čistotu stlačeného vzduchu.
- Při malých rychlostech může dojít k rázovému pohybu. [23][37]

5. Mechanické převody

Mechanické převody slouží k přenosu otáčivého pohybu a mechanické energie z hnacího členu na člen hnaný, a to v daném převodovém poměru. Může to být převod 1:1, převod do rychla nebo převod do pomala.

Přenos může být:

- Přímý – V tomto případě se jedná o bezprostřední dotyk převodových kol. Zástupcem přímého přenosu jsou převody ozubenými nebo třecími koly, která se při záběru vzájemně dotýkají. Záběr převodových kol může být buď vnější nebo vnitřní.

- Nepřímý – Přenos probíhá pomocí dalšího převodového členu. Tím může být řemen nebo řetěz.

Otáčivý pohyb se přenáší z hnacího kola na kolo hnané následovně:

- Silovou vazbou – Je založeno na principu tření mezi koly nebo mezi kolem a řemenem.
- Tvarovým stykem – Kde se síla přenáší přímo mezi zuby kol, které do sebe zapadají nebo mezi hnacím kolem a mezičlenem, který má negativní tvar hnacího kola. Jedná se v tomto případě o převod přesný, u kterého nedochází k prokluzu.

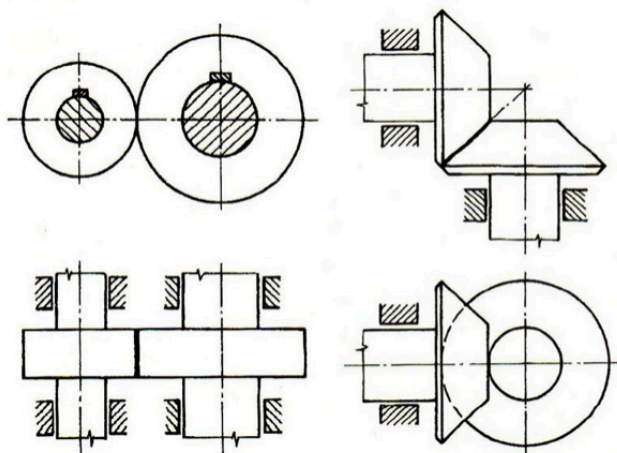
5.1. Třecí převody

U třecích převodů je přenos momentu a výkonu realizován pomocí třecí síly v místě kontaktu dvou vzájemně přitlačovaných těles. Lze tedy tento převod označit jako přímý převod se silovou vazbou.

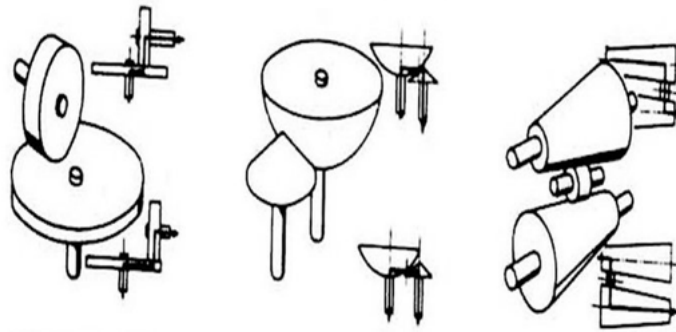
Třecí převody mají schopnost plynulé regulace otáček a nejsou výrazně hlučné. Mohou poskytovat stálý (Obr. 30.) nebo proměnný převodový poměr. V případě proměnného převodového poměru mluvíme o variátoru (Obr. 31).

Pokud je hodnota přenášené obvodové síly větší než moment tření působící v místě kontaktu, dochází k prokluzu kol. Díky této vlastnosti je možné je použít jako specifický druh momentové pojistky.

Konstrukční řešení je velmi jednoduché a v místě kontaktu není žádná vůle. Svoje uplatnění nalezou především při přenášení malých výkonů. Jejich nevýhodou je vysoká hodnota přitlačné síly, která značně zatěžuje ložiska a hřídele. Nežádoucí efekt má také prokluz mezi koly, při kterém dochází k nerovnoměrnému opotřebení třecích ploch. z toho vyplývá nutnost použití dalších přitlačných zařízení, které ovšem komplikují konstrukci celého mechanismu. Vyvodit konstantní přitlačnou sílu zvládnou jednoduché mechanismy, ale praktičtější je použití zařízení, které dokáže přitlačnou sílu automaticky regulovat dle zátěže.



Obr. 30. Provedení třecích převodů se stálým převodovým poměrem [29]



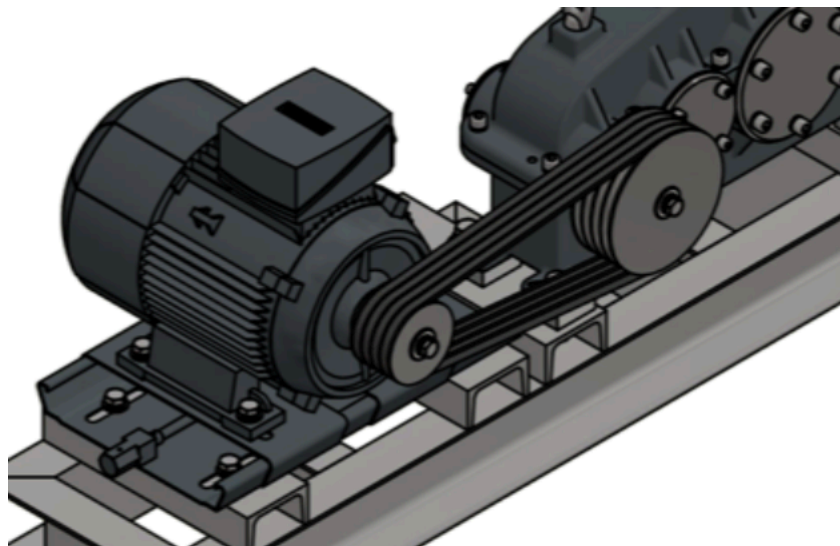
Obr. 31. Provedení třecích převodů s plynule měnitelným převodovým poměrem [30]

5.2. Řemenové převody

Řemenové převody jsou používány v aplikacích, kde se přenáší malé a střední výkony mezi rovnoběžnými hřídeli. Samotný přenos výkonu a kroutícího momentu je realizován ohebným členem, tedy řemenem z hnací řemenice na hnanou řemenici. Jelikož je zde použit řemen, jedná se o silovou, nepřímou vazbu.

Velikost třecí síly mezi řemenem a řemenicemi je podmíněna napětím řemenu a ovlivňuje moment, který je schopný řemen přenést. Pro zajištění správné funkce je nutno řemeny předepínat.

Předepnout řemeny lze změnou osové vzdálenosti hnací a hnané řemenice (Obr. 32) nebo přidáním napínací kladky. Mechanismus předepínání může být vybaven zpětnou vazbou a automaticky předpětí regulovat.



Obr.32. Řemenový převod mezi elektromotorem a převodovkou [vlastní zdroj]

K výhodám řemenových převodů bezesporu patří jejich nízké pořizovací náklady, dostupnost normalizovaných dílů u mnoha výrobců a jejich tichý chod, kterého dosahují díky pružnosti řemenu a možnosti jeho prokluzu což tlumí rázy. Prokluz řemenu slouží také jako pojistný faktor v případě přetížení mechanismu.

Řemenové převody jsou velmi tolerantní vůči nepřesnostem v osové vzdálenosti a nepotřebují k své funkci složitou údržbu. Výhodou je také možnost pohánění více hřídelí a použití pro velké obvodové rychlosti.

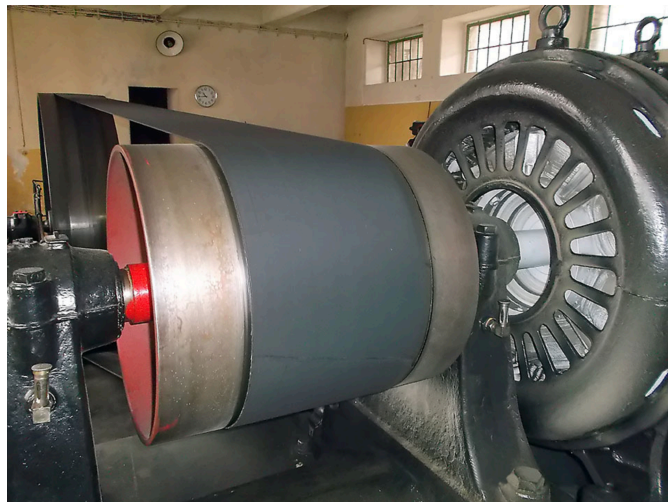
K nevýhodám patří větší rozměry řemenic při požadavku na vyšší převodový poměr a nepřesnost převodového poměru z důvodu použití třecí vazby. Nutnost předepínání řemenů má za následek vyšší radiální zatížení ložisek a hřídelí.

Při výpočtu skutečného převodu je nutno brát v potaz skluz. Převodový poměr se tedy vypočte následovně.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{v_1}{v_2} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \vartheta)} \quad (2)$$

5.2.1. Druhy řemenů

- Řemeny ploché – Jejich zástupci jsou řemeny pryžové, vyrobené ze směsi přírodního a syntetického kaučuku. Zpravidla jsou tyto řemeny vyztuženy konopnými vlákny nebo tkanými pásy, které jsou obaleny pryžovou směsí. Tloušťka nejčastěji používaných řemenů se pohybuje mezi 4 až 10 mm. Řemeny mohou také být vyrobeny z plastových směsí jako je například novodur nebo polyamid. Ve výjimečných případech mohou být vyrobeny z textilií tkaných z bavlněné nebo vlněné přize.



Obr. 33. Plochý hnací řemen [31]

- Klínové řemeny – Jejich profil je lichoběžníkového tvaru s vrcholovým úhlem 38° což poskytuje větší třecí plochu a tím pádem možnost přenosu vyšších výkonů – až do 800kW. Oproti plochým řemenům nejsou tolik náročné na prostor a velmi často bývá použito více řemenů vedle sebe. Díky jejich tvaru je dosažitelný převodový poměr o něco menší než u řemenů plochých. Hlavní výhodou oproti plochým řemenům je menší potřebné předpětí a tím pádem nižší radiální zatížení ložisek a hřídelí. Jejich účinnost se pohybuje okolo 97 %. Řemeny se zpravidla skládají ze tří vrstev. Z vrstvy tažné, vrstvy třecí a svrchní

vrstvy ochranné. Ve spodní části mohou mít zubové vybrání, které napomáhá k ohybu na menších poloměrech.



Obr. 34. Klínový řemen bez a se zubovým vybráním [32]

- Řemenové variátory – Stejně jako variátory třecí umožňují plynule regulovat převodový poměr a tím otáčky hnaného členu. Obvykle se mění hnací průměr řemenu a tím je dosaženo plynulé regulace
- Kruhové řemeny – Používány pouze ve speciálních aplikacích.[38]

5.3. Převody ozubeným řemenem

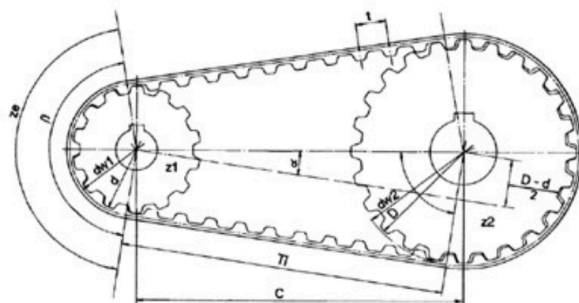
Převody ozubeným řemenem poskytují výhody řemenových převodů a řetězových převodů dohromady. Přenos momentu a výkonu mezi hnací a hnanou řemenicí probíhá nepřímým tvarovým stykem a nedochází tedy k prokluzu, z čehož plyne schopnost přenést vyšší výkony. V dnešní době jsou nejčastěji používány k časování rozvodů u automobilových motorů, kde postupně vytlačují řetězový rozvod.

Základní materiál, kterým jsou řemeny tvořeny je pryž, jejíž příměsi jako akrylátový nebo polyuretanový kaučuk poskytují teplotní odolnost. Nosná vrstva je tvořena ocelovými lanky s vysokou pevností nebo skelnými vlákny.

Řemenice jsou vyrobeny především z oceli, šedé litiny a různých slitin zinku nebo hliníku.

Výhodou ozubených řemenů je bezesporu přenos s tvarovým stykem, díky kterému nedochází k prokluzu a menší radiální zatížení hřídelí a ložisek, protože ozubené řemeny ke své správné funkci nevyžadují nijak vysoké předpětí.

V určitých aplikacích může být použitý oboustranný řemen, který umožní při použití třetí řemenice její opačné otáčení.



Obr. 35. Převod ozubeným řemenem [33]

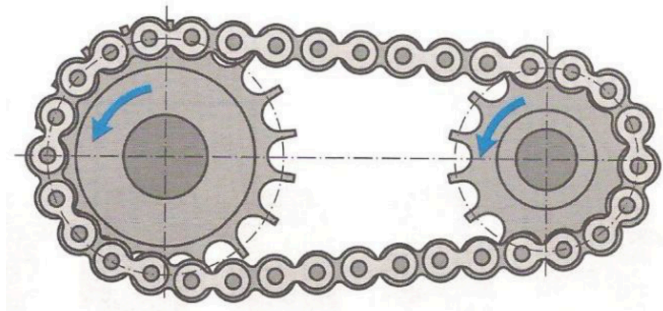
5.4. Řetězové převody

Řetězové převody k přenosu momentu využívají tvarový styk mezi hnacím kolem a řetězem. Používají se k přenosu malých a středních výkonů na malé vzdálenosti z důvodu hmotnosti řetězu, ta při použití na delší vzdálenost způsobí nežádoucí prověšení řetězu. Články řetězu při přenosu momentu zapadají do profilu ozubeného kola.

Řetězy i řetězová kola musí mít vysokou odolnost proti otěru a musí být odolné proti proměnlivému zatížení. Jako materiál se při výrobě řetězových kol používá šedá litina, uhlíková ocel nebo ocel legovaná. Kola je nutno zušlechtit a kalit.

Výhodou těchto převodů je přenos momentu tvarovým stykem, takže mají stálý převod a nedochází k nechtěným prokluzům. Jelikož řetězy nevyžadují předpětí, nedochází k radiálnímu namáhání ložisek a hřídelí. Řetězem lze pohánět i vícero hřídelí s rovnoběžnými osami. Jsou odolné vůči vysokým teplotám a nečistotám. Jejich účinnost se pohybuje okolo 98 %.

K nevýhodám patří vyšší hlučnost při provozu a omezení obvodové rychlosti. Řetězový převod klade vysoké nároky na přesné napnutí řetězu a jeho články musí být mazány.



Obr. 36 Řetězový převod [34]

5.4.1. Druhy řetězů

- Válečkové řetězy – Jsou nejrozšířenějším a nejpoužívanějším druhem kloubových řetězů. Ve většině aplikací jsou řetězy v jednořadém provedení. Můžou však být i dvořadé nebo víceřadé. Při použití dvouřadých a víceřadých řetězů je možné díky menší rozteči při stejném přenášeném momentu použít řetězová kola menších průměrů. Provoz je potom tišší a klidnější.
- Zubové řetězy – V porovnání s válečkovými řetězy mají tišší chod, lepší záběrové podmínky a při stejných rozměrech jsou schopny přenášet vyšší výkony.
- Řetězové variátory – Jejich konstrukce je oproti řemenovým značně složitější, na druhou stranu jsou ale menší a mají vyšší životnost a spolehlivost.

5.5. Převod ozubenými koly

Ozubené převody slouží k přenosu kroutícího momentu z hnacího hřídele na hřídel hnaný. Ozubené převody mají stálý převodový poměr a neumožňují jeho plynulou regulaci. Používají se pro přenos momentu na malou vzdálenost os.

Základní převod je tvořen jedním párem kol. Kolem menším, které nazýváme pastorek a kolem větším. Pokud je v záběru více ozubených kol najednou, mluvíme o soukolí složeném.

Nároky kladené na ozubené převody:

- Převodový poměr se nesmí v průběhu otáčky měnit. Musí být konstantní.
- Převodový poměr nesmí být ovlivněn tolerancemi vzdálenosti os.
- Jednoduchý způsob výroby. Například odvalovací frézování.
- Dostatečně přesná výroba, která zaručí tichý chod.
- Snaha o co nejmenší ztráty třením zubů.

Tyto požadavky jsou brány v potaz, když je volen tvar boku zubu. rozeznáváme tři základní tvary. Evolventní, cykloidní a kruhové. Evolventní profil má nejjednodušší tvar výrobního nástroje, splňuje podmínku stálého převodového poměru a není zvláště citlivý na úchylky vzdálenosti os.

Dle polohy os ozubených kol dělíme převody na rovnoběžné, různoběžné a mimoběžné.

5.5.1. Čelní ozubená kola se zuby přímými

Ozubená kola se zuby přímými lze dělit do dvou skupin. Těmi jsou ozubená kola s vnějším ozubením a ozubená kola s vnitřním ozubením.

- Ozubená kola s vnějším ozubením – Vlastní hmota kola je rozložena mezi středem kola a profilem ozubení. Vzájemný pohyb dvou spoluzabírajících ozubených kol lze nahradit modelem dvou válců, které se po sobě bezskluzově odvalují.

Hlavním rozměrem u čelního ozubeného kola je poloměr roztečné kružnice a rozteč zubů. Pokud budeme uvažovat kola nekorigovaná, tak se kružnice roztečná bude shodovat s kružnicí valivou. Největší rozměr udává kružnice hlavová, která spolu s kružnicí roztečnou vymezuje oblast hlavy zubu. Pata zubu je vymezena kružnicí patní a opět kružnicí roztečnou.

- Čelní ozubená kola s vnitřním ozubením – Nejčastěji bývají použita v planetových převodovkách. Průměr roztečné kružnice je v tomto případě shodný s průměrem roztečné kružnice kol s vnějším ozubením. Velkému kolu s vnitřním ozubením říkáme věnec. Vnitřní ozubení věnce má tvar negativní ke tvaru spoluzabírajícího vnitřního kola. Obecně platí, že tato soukolí mají vyšší únosnost než kola s ozubením vnějším.

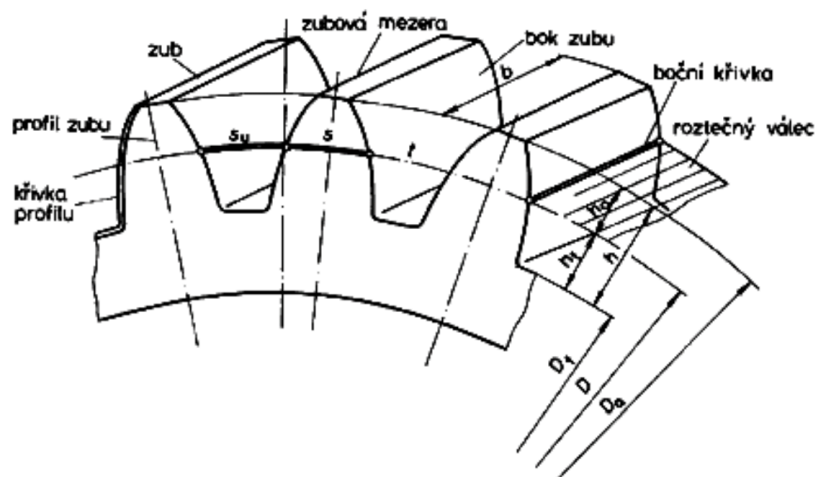
5.5.2. Ozubená kola čelní se šikmými zuby

V tomto případě mají zuby ozubených kol tvar šroubovitého závitů s evolventním profilem. Přímková boční křivka zubů je zde odkloněna od zubů přímých o úhel sklonu zubu. Rovně kolmé na boční křivku říkáme normálová. V normálové rovině je tvar šikmých zubů shodný s tvarem zubů přímých.

U čelních soukolí se šikmými zuby je při záběru nižší hlučnost a omezené kmity. Díky tomu je průběh záběru plynulejší. Oproti kolům s přímými zuby jsou při stejných rozměrech kola se šikmými zuby únosnější a přenesou větší zatížení.

K dalším typům kol patří:

- Kola se zuby šípovými
- Kuželová kola s přímými, šikmými a zakřivenými zuby
- Šneková a šroubová soukolí [38] [39]



Obr. 37. Čelní kolo s přímými zuby [35]



Obr. 38. Ozubené soukolí se šikmými zuby [36]



Praktická část

6. Úvod do praktické části

V rámci praktické části této práce provedu kinematický rozbor základního uspořádání nůžkového mechanismu a jeho silové řešení.

Dále navrhnu vhodné konstrukční řešení s ohledem na dovolené zástavbové rozměry a provedu návrh a ověření pohonné jednotky.

V této části se taky budu zabývat možnými kritickými místy v celém mechanismu a provedu jejich početní ověření.

6.1. Vstupní parametry

- Váha zdvihaného objektu
 - $m = 200 \text{ kg}$
- Gravitační zrychlení:
 - $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- Síla zatěžující mechanismus:
 - $F_Z = m \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N}$
- Maximální zástavbové rozměry:
 - $x \cdot y \cdot z$
- Materiál nůžkového mechanismu:
 - ocel ČSN 11 373

7. Kinematika mechanismu

7.1. Kinematický rozbor

Tělesa, která jsou navzájem spojena vazbami různého druhu nazýváme soustavou těles nebo mechanismem, pokud je sestava těles pohyblivá. Informaci o pohyblivosti soustavy nám dává počet stupňů volnosti.

Při výpočtu stupňů volnosti zohledňujeme počet těles v soustavě a vazby, které je spojují.

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (k + p + v) - j \quad (3)$$

Kde:

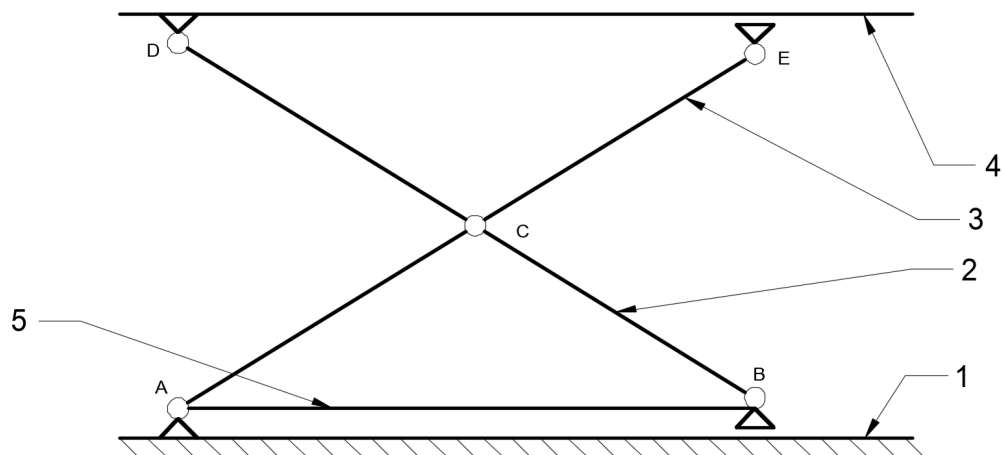
- i ... Počet stupňů volnosti soustavy
- n ... Počet všech členů soustavy včetně rámu
- k ... Počet kloubových vazeb
- p ... Počet posuvných vazeb
- v ... Počet valivých vazeb

- $j...$ Počet vazeb odebírající jeden stupeň volnosti

V aplikaci na nůžkový mechanismus je specifickým prvkem pohon, který lze uvažovat jako absolutně tuhý nebo jako 2 tělesa spojená posuvnou vazbou.

7.1.1. Absolutně tuhý pohon

Na obrázku (Obr. 39) body „A“, „C“, „D“ představují kloubovou vazbu. V bodě „A“ jsou připojena dvě tělesa, a proto je nutno ji počítat dvakrát. V bodě „B“ je pohon připojen kloubovou vazbou a mezi rámem a bodem „B“ je vazba obecná. V bodě „E“ je vazba obecná. Vazba obecná odebírá jeden stupeň volnosti.



Obr. 39 Nůžkový mechanismus s absolutně tuhým pohonem [vlastní zdroj]

Pro absolutně tuhý pohon, vyobrazený na obrázku (Obr. 39) bude platit následující vztah:

$$i = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot (5) - 2 = 0 \quad (4)$$

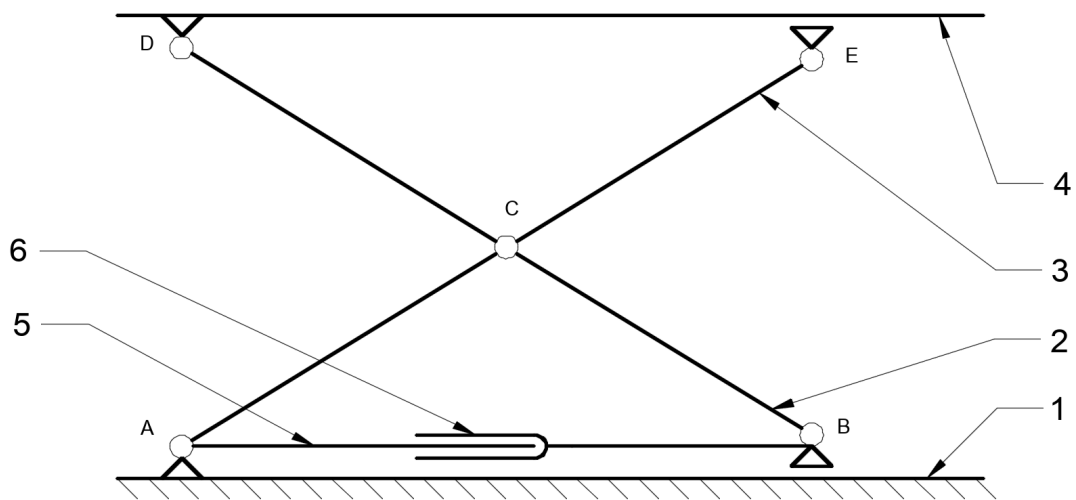
Ze vztahu (4) vyplývá, že soustava nemá žádný stupeň volnosti a tím pádem je staticky určitá. Staticky určitá soustava je zpravidla nepohyblivá a nejedná se tedy o mechanismus.

Proto při výpočtu budeme uvažovat pohon jako dvě tělesa spojená posuvnou vazbou, kde jedno z těles zastupuje trapézový šroub a druhé matici. Toto řešení je znázorněno na obrázku (Obr. 40).

7.1.2. Pohyblivý pohon

Pohon je v tomto případě schematicky znázorněn jako dva díly spojeny posuvnou vazbou. Na obrázku (Obr. 40) člen číslo „5“ představuje trapézový šroub a člen číslo „6“ matici.

Na obrázku (Obr. 40) body „A“, „C“, „D“ představují kloubovou vazbu. V bodě „A“ jsou připojena kloubově dvě tělesa, a proto ji musíme počítat dvakrát. V bodě „E“ je vazba obecná, stejně jako na obrázku (Obr. 39). V bodě „B“ je navíc připojeno další těleso kloubovou vazbou, představující matici (těleso 6) a také je zde vazba obecná vůči rámu (1).



Obr. 40 Nůžkový mechanismus s pohonem realizovaným pomocí dvou těles [vlastní zdroj]

Na uvedenou soustavu aplikujeme vztah pro výpočet stupňů volnosti (3) a dostaneme:

$$i = 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot (5 + 1) - 2 = 1 \quad (5)$$

Ze vztahu (5) vyplývá, že soustava má jeden stupeň volnosti. To znamená, že je jednou staticky neurčitá a jedná se tedy o pohyblivý mechanismus.

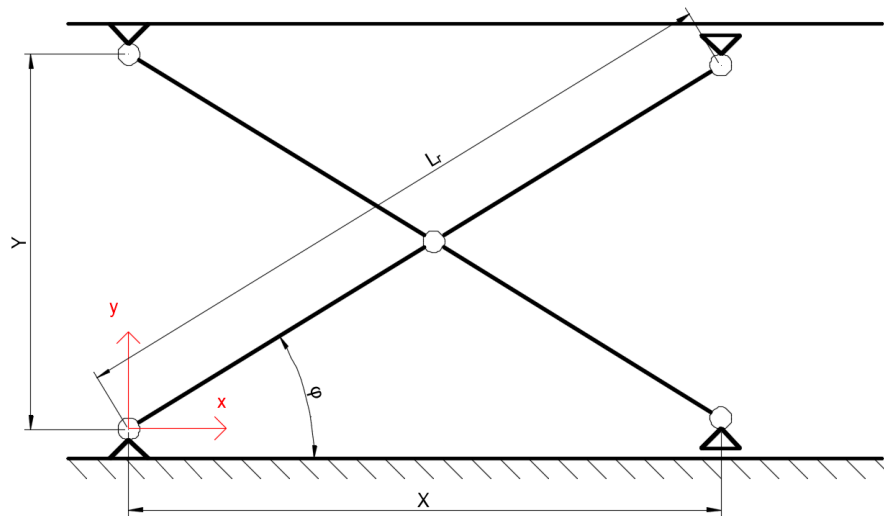
Pro následné analytické výpočty budu používat úhel mezi ramenem a základním rámem. V praxi tento úhel nazýváme pracovním úhlem a značíme ho symbolem φ .

Pomocí úhlu φ vyjádřím všechny vztahy a jeho změnou dostanu číselné výsledky v libovolné poloze mechanismu.

7.2. Základní kinematické vztahy

Při určování kinematických vztahů nezáleží na konstrukčním řešení pohonu a ani na jeho typu. Tyto vztahy popisují čistě pohyb plošiny, a proto typ a umístění pohonu nehraje roli.

Vztahy pro dráhu stanovím jako funkci úhlu φ , a to do směru „x“ a „y“, kde rychlost plošiny v těchto směrech bude časová derivace těchto vztahů.



Obr. 41 Základní kinematické vztahy [vlastní zdroj]

Kde je zdvih v závislosti na φ následující:

$$x = \cos \varphi \cdot L_R \quad (6)$$

$$y = \sin \varphi \cdot L_R \quad (7)$$

Pro zdvihové rychlosti bude tedy platit:

$$v_x = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = -\sin \varphi \cdot L_R \cdot \omega \quad (8)$$

$$v_y = \dot{y} = \frac{dy}{dt} = \cos \varphi \cdot L_R \cdot \omega \quad (9)$$

Síla namáhající pohon umístěný rovnoběžně s rámem uchycený ve spodních podpěrách (Obr. 40) bude stanovena metodou virtuálních prací.

7.3. Metoda virtuálních prací

Metoda virtuálních prací je alternativní postup k výpočtu pomocí rovnic rovnováhy. Funguje na principu rovnováhy vnitřních a vnějších sil v každém bodě tělesa, kdy se musí rovnat virtuální práce vnějších sil a virtuální práce vnitřních sil.

Pro základní uspořádání nůžkového mechanismu z obrázku (Obr. 40) bude platit:

$$\vec{F} \cdot \vec{y}_i = \vec{R} \cdot \vec{x}_i \quad (10)$$

Kde:

\vec{F}	...	Vektor vnější (zatížení)
\vec{R}	...	vektor vnitřní (Reakce)
\vec{y}_i, \vec{x}_i	...	vektory směru, ve kterých působí síla

Uvažujme ustálený polohový stav mechanismu. To znamená, že poloha se nemění. V tomto případě bude platit, že vykonaná práce mechanismu bude nulová.

$$0 = \vec{F} \cdot \vec{y}_i - \vec{R} \cdot \vec{x}_i \quad (11)$$

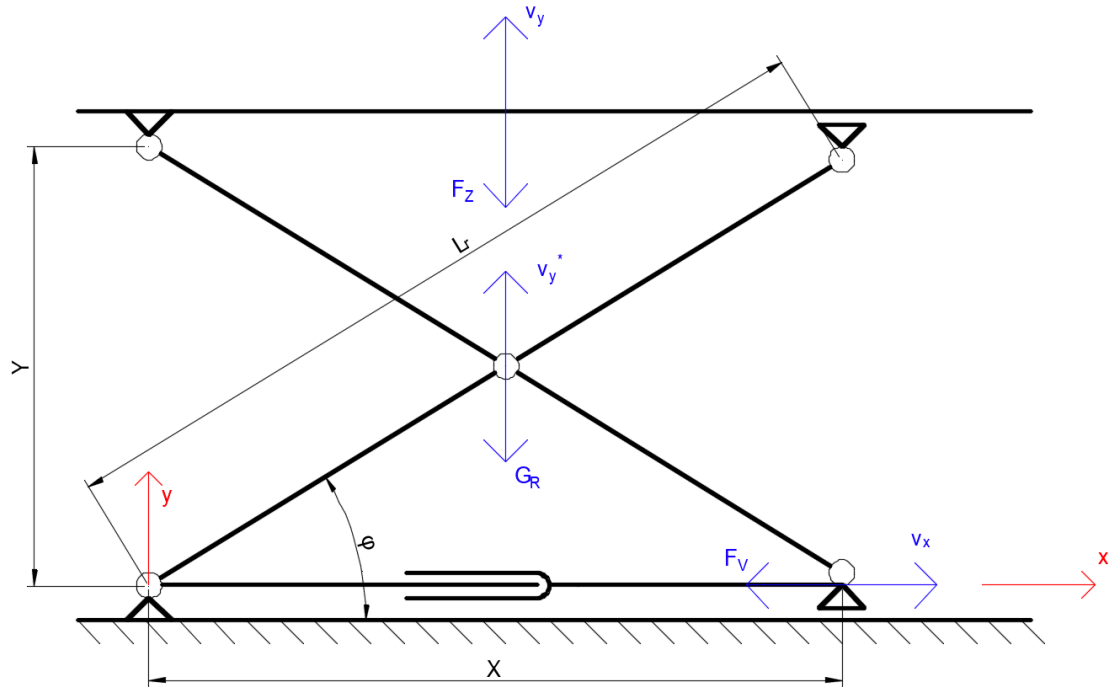
Pokud bude vstupní parametr rychlost, musíme rovnici (11) derivovat podle času. Z toho vyplývá následující vztah (12).

$$0 = F \cdot \frac{dy}{dt} - R \cdot \frac{dx}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{v}_y - \vec{R} \cdot \vec{v}_x \quad (12)$$

7.4. Kinematika mechanismu s pohonem rovnoběžně s rámem

Výslednou sílu F_v působící na pohon vypočítám pomocí metody virtuálních prací popsané v kapitole 7.3.

Jako parametr beru pracovní úhel φ a výslednou sílu na pohon vykreslím do grafu v závislosti právě na tomto úhlu.



Obr. 42 Znáznornění sil a rychlostí [Vlastní zdroj]

K výpočtu využijeme vztahy uvedené v kapitole 7.2., které je nutno doplnit o další (13).

$$v_y^* = \frac{v_y}{2} \quad (13)$$

Výslednou sílu F_V působící na pohon tedy určíme ze vztahu:

$$F_V \cdot v_x \cdot \cos(180) + F_Z \cdot v_y \cdot \cos(180) + 2 \cdot G_R \cdot v_y^* \cdot \cos(180) = 0 \quad (14)$$

Do vztahu (14) dosadíme vztah (13) a upravíme.

$$F_V = \frac{-F_Z \cdot v_y - 2 \cdot G_R \cdot \frac{v_y}{2}}{v_x} \quad (15)$$

Po dosazení (8) a (9) do (15) dostaneme:

$$F_V = (F_Z + G_R) \frac{\cos \varphi \cdot L_R \cdot \omega}{\sin \varphi \cdot L_R \cdot \omega} \quad (16)$$

Ve vztahu (16) zkrátíme úhlové rychlosti a délku ramen a dostaneme vztah:

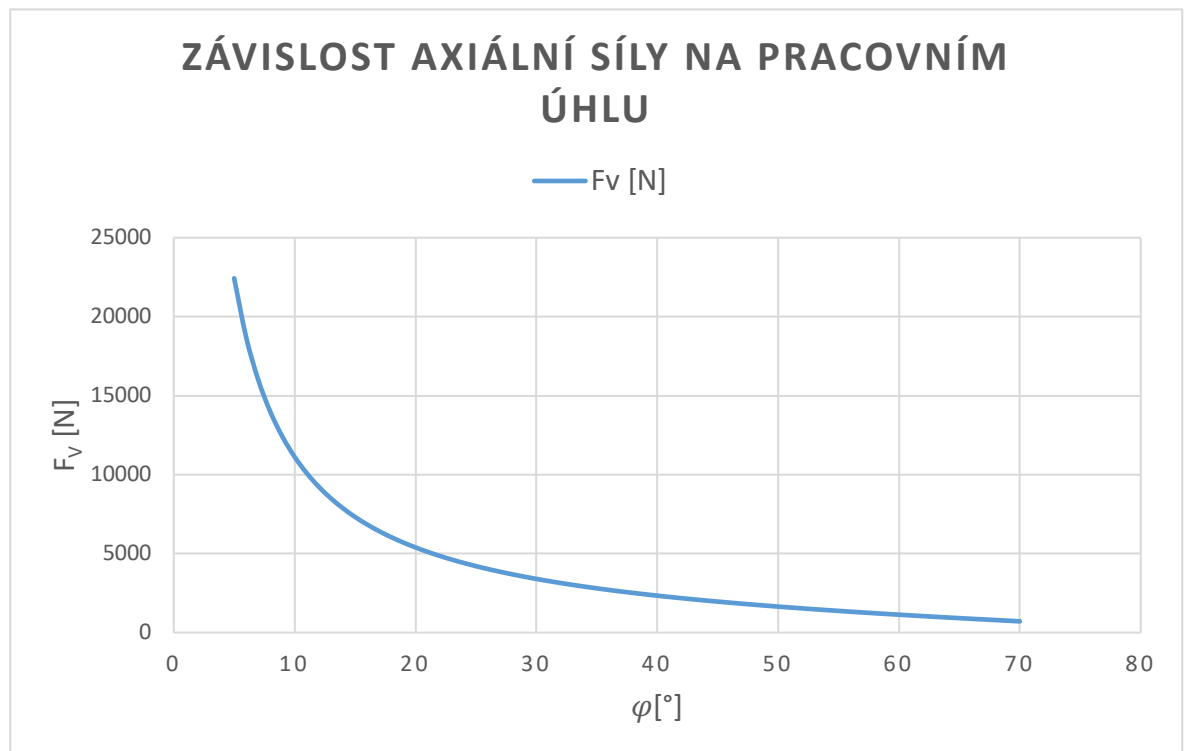
$$F_V = \frac{(F_Z + G_R)}{\tan \varphi} \quad (17)$$

Při dosazení vstupního parametru za $F_Z = 1962 \text{ N}$ dostaneme číselnou hodnotu axiální síly, která působí na pohon.

Hodnota G_R představuje vlastní tíhu ramen, kterou si můžeme dovolit zanedbat z důvodu její velikosti.

Jak vyplývá ze vztahu (17), výsledná axiální síla v pohonu je závislá na zatěžující síle a tangente pracovního úhlu φ .

To znamená, že axiální síla v dolní poloze bude značně větší než síla při větší hodnotě pracovního úhlu.



Graf 1 Závislost axiální síly na pracovním úhlu

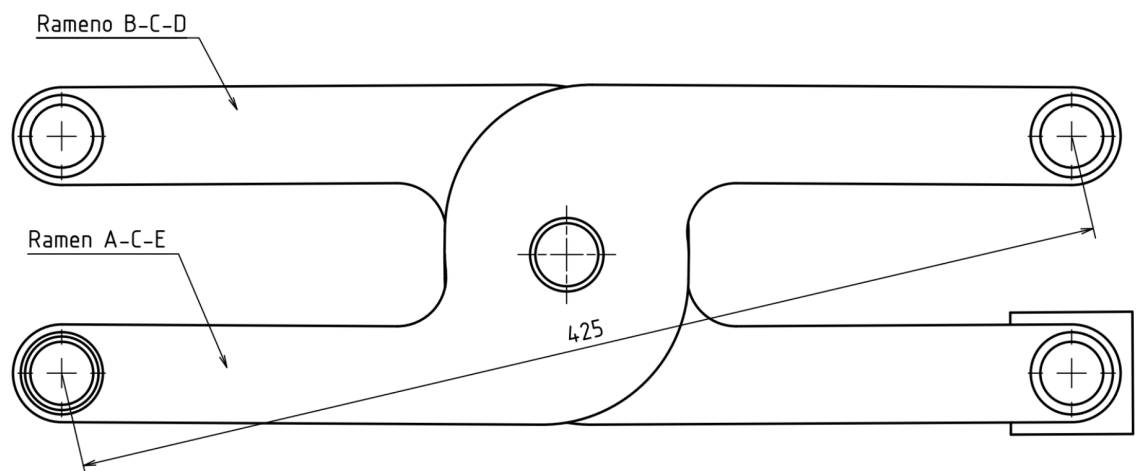
V grafu (1) je vynesena závislost axiální síly zatěžující pohon na pracovním úhlu φ .

7.5. Silové řešení mechanismu

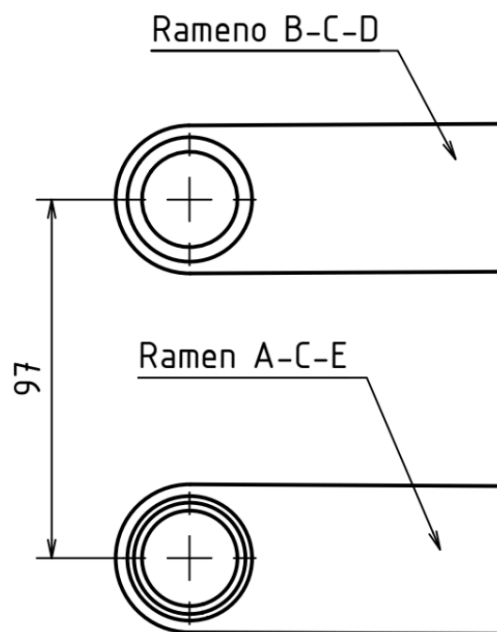
Silové řešení má oproti metodě virtuálních prací tu výhodu, že dostaneme reakce ve všech kloubech, včetně síly, která namáhá pohon. Tyto reakce v kloubech dále použiju ke kontrole čepů a axiální sílu v pohonu vypočtenou touto metodou porovnáím pro kontrolu se silou vypočtenou pomocí metody virtuálních prací.

Pro obě ramena sestavím tři rovnice rovnováhy, kde jedna rovnice bude momentová k danému bodu a zbylé dvě silové do směru „x“ a „y“.

Číselné výsledky jsou závislé na hodnotě pracovního úhlu φ . Tuto hodnotu zjistím z navrhnutého 3D modelu nůžkových ramen. Budu vycházet z nejméně příznivého stavu, a to je dolní poloha mechanismu.



Obr. 43. Délka ramene [vlastní zdroj]



Obr. 44 Výška mezi základnou a plošinou [vlastní zdroj]

Při dosazení rozměrů z obrázků (Obr. 43 a Obr. 44) do schématického znázornění na obrázku (Obr. 41) dostaneme hodnoty pro Y a L_R .

Kde:

$$Y = 97 \text{ mm}$$

$$L_R = 425 \text{ mm}$$

Pracovní úhel φ získáme pomocí goniometrické funkce sinus.

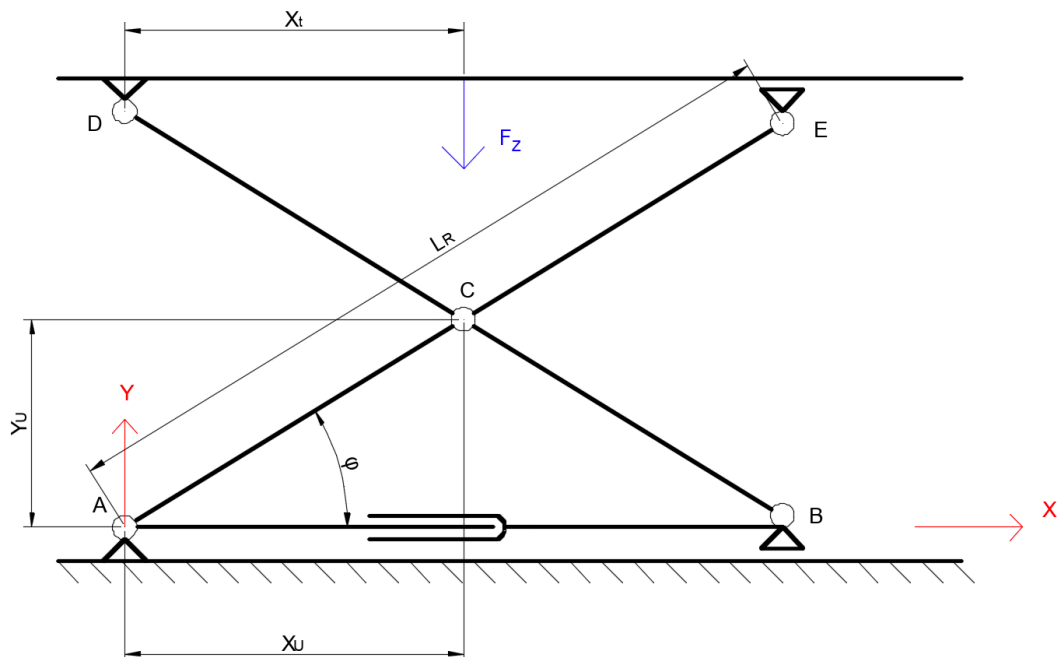
$$\sin \varphi = \frac{\text{Délka protilehlé odvěsny}}{\text{Délka přepony}} = \frac{97}{425} = 0,2282 \quad (18)$$

Pracovní úhel φ dostaneme úpravou vztahu (18):

$$\varphi = \sin^{-1} \frac{97}{425} = 13,19319^\circ \approx 13,2^\circ \quad (19)$$

7.5.1. Uvolnění mechanismu

Při uvolňování použiji schéma na obrázku (Obr. 45). Pohon nebude uvolňovat jako část mechanismu, ale zavedu místo něj reakční sílu na rameno, která bude reprezentovat výslednou axiální sílu namáhající pohon. Číslování částí je zachováno z obrázku (Obr. 40).



Obr. 45 Schéma pro uvolnění [vlastní zdroj]

Následně provedu uvolnění obou ramen mechanismu, kdy stanovím reakční síly v kloubech ve směru „x“ a „y“. Zatížení plošiny budu uvažovat v jejím středu při dolní poloze, které odpovídá hodnota pracovního úhlu ze vztahu (19).

Tato vzdálenost na obrázku (Obr. 45) představuje kótu X_t .

Pro výpočet dále potřebujeme znát hodnoty X_U a Y_U , které jsou závislé na pracovním úhlu.

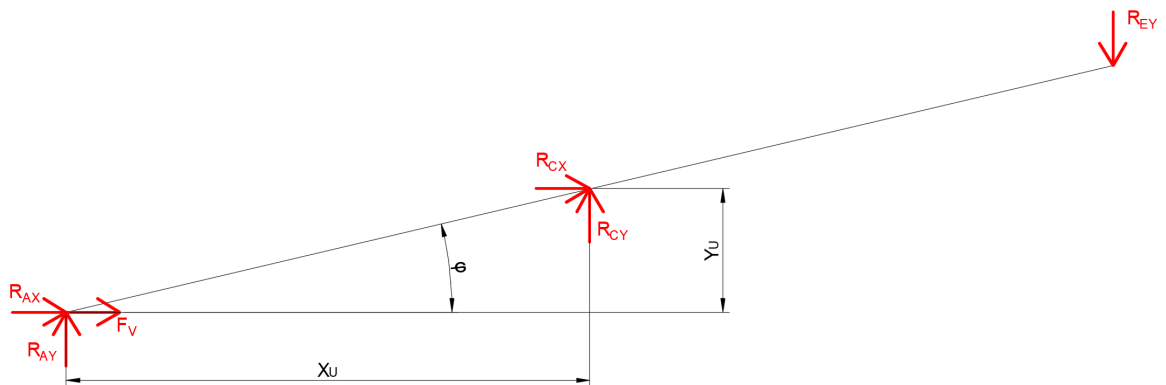
Pro tyto hodnoty bude platit:

$$X_t = \cos 13,2 \cdot \frac{L_R}{2} \quad (20)$$

$$X_U = \cos \varphi \cdot \frac{L_R}{2} \quad (21)$$

$$Y_U = \sin \varphi \cdot \frac{L_R}{2} \quad (22)$$

Pro rameno A-C-E bude platit:



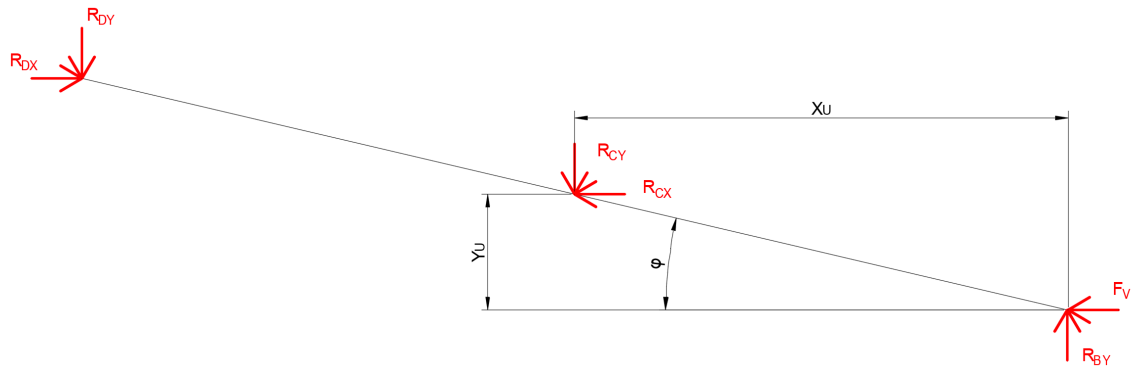
Obr. 46 uvolnění ramena A-C-E [vlastní zdroj]

$$\sum F_{iX} = 0 = R_{AX} + F_V + R_{CX} \quad (23)$$

$$\sum F_{iY} = 0 = R_{AY} + R_{CY} - R_{EY} \quad (24)$$

$$\sum M_C = 0 = R_{AX} \cdot Y_U - R_{AY} \cdot X_U - R_{EY} \cdot X_U + F_V \cdot Y_U \quad (25)$$

Pro rameno B-C-D bude platit:



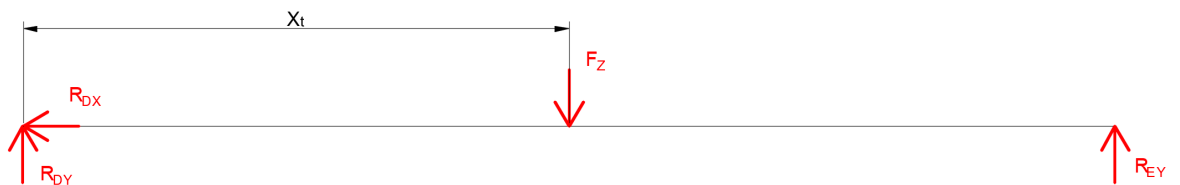
Obr. 47 uvolnění ramena B-C-D [vlastní zdroj]

$$\sum F_{iX} = 0 = R_{DX} - F_V - R_{CX} \quad (26)$$

$$\sum F_{iY} = 0 = R_{BY} - R_{CY} - R_{DY} \quad (27)$$

$$\sum M_C = 0 = R_{BY} \cdot X_U + R_{DY} \cdot X_U - R_{DX} \cdot Y_U - F_V \cdot Y_U \quad (28)$$

Pro horní plošinu bude platit:



Obr. 48 uvolnění horní plošiny [vlastní zdroj]

$$\sum F_{iX} = 0 = -R_{DX} \quad (29)$$

$$\sum M_D = 0 = R_{EY} \cdot 2 \cdot X_t - F_Z \cdot X_t \quad (30)$$

$$\sum M_E = 0 = -R_{DY} \cdot 2 \cdot X_t + F_Z \cdot X_t \quad (31)$$

Tři rovnice pro horní plošinu (29, 30, 31) o třech neznámým můžeme jednoduše vyřešit a získáme hodnoty:

$$R_{DX} = 0 \quad (32)$$

$$R_{EY} = \frac{F_Z}{2} = 981 \text{ N} \quad (33)$$

$$R_{DY} = \frac{F_Z}{2} = 981 \text{ N} \quad (34)$$

Vyřešením těchto rovnic se zjednodušila zbylá soustava rovnic pro ramena (A-C-E) a (B-C-D).

Pro výpočet této soustavy ji převedu do maticového tvaru:

$$[K] \cdot \{n\} = \{v\} \quad (35)$$

kde:

$[K]$...	Matice koeficientů
$\{n\}$...	Matice neznámých
$\{v\}$...	Matice výsledků

Pro výpočet matice $\{n\}$ aplikujeme pravidlo pro maticové operace a dostaneme:

$$\{n\} = [K]^{-1} \cdot \{v\} \quad (36)$$

K výpočtům byl použit volně dostupný software Matrixcalc, viz příloha A.

Výsledky:

$$\begin{aligned} F_V &= 8365,022 \text{ N} \\ R_{AX} &= 0 \text{ N} \\ R_{AY} &= 981 \text{ N} \\ R_{BY} &= 981 \text{ N} \\ R_{CX} &= -8365,022 \text{ N} \\ R_{CY} &= 0 \text{ N} \end{aligned}$$

Pro ověření správnosti výpočtu lze vycházet z toho, že síly působící na horní část plošiny musí být v rovnováze.

Bude tedy platit:

$$R_{AY} + R_{BY} - F_Z = 0 \quad (37)$$

$$981 + 981 - 1962 = 0 \quad (38)$$

Další možností kontroly je porovnání axiální síly na pohon F_V vypočtené pomocí metody virtuálních prací a metodou uvolnění.

Do vztahu (17) dosadíme pracovní úhel $\varphi = 13,2^\circ$.

Síla F_V pomocí metody virtuálních prací:

$$F_V = \frac{1962}{\tan 13,2} = 8365,023 \text{ N} \quad (39)$$

Z porovnání vidíme, že se síly liší až na třetím desetinném místě, lze tedy výpočet metodou uvolnění považovat za správný.

8. Návrh trapézového šroubu

Při návrhu trapézového šroubu budeme vycházet ze znalosti axiální síly, která na šroub působí. Axiální sílu máme k dispozici ve vztahu (39).

$$F_V = 8365,023 \text{ N} \quad (40)$$

8.1. Minimální průměr šroubu

Návrh šroubu bude vycházet ze vztahu pro střední tlak v závitech.

$$p = \frac{F_V}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq P_d \quad (41)$$

Úpravou vztahu (41) dostaneme vztah pro minimální střední průměr závitu (42).

$$d'_2 \geq \sqrt{\frac{F_V}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot P_d}} \quad (42)$$

Kde:

$$F_V = 8365 \text{ N}$$

$$\psi_H = 0,5 \text{ (pro rovnoramenný lichoběžníkový závit)}$$

$$\psi_h = 1,5 \div 2,5 \rightarrow \psi_h = 2$$

$$P_d = 10 \div 15 \text{ MPa (Pro ocel – bronz)} \rightarrow P_d = 14 \text{ MPa}$$

po dosazení do vztahu (42) získáme minimální střední průměr:

$$d'_2 \geq \sqrt{\frac{8365}{\pi \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 14}} = 13,79 \text{ mm} \quad (43)$$

Z tabulky v příloze „B“ zvolím nejbližší větší střední průměr šroubu a jemu odpovídající zbylé rozměry:

Volím střední průměr $d_2 = 14 \text{ mm}$

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$d_3 = 11,5 \text{ mm}$$

$$P = 4$$

$$a_c = 0,25 \text{ mm}$$

$$H_1 = 0,5 \cdot P + a_c = 2,25 \text{ mm}$$

Z toho plyne označení šroubu: TR16x4

8.2. Výpočet úhlu stoupání, úhlu boku zubu a třecího úhlu

Výpočet úhlu stoupání γ :

$$\tan \gamma = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \quad (44)$$

Kde:

P ... Rozteč (stoupání)

d_2 ... Střední průměr závitu

i ... počet chodů

Po dosazení do vztahu (44) dostaneme číselnou hodnotu.

$$\tan \gamma = \frac{1 \cdot 4}{\pi \cdot 14} \rightarrow \gamma = \arctan \frac{4}{\pi \cdot 14} = 5,197^\circ \quad (45)$$

Výpočet úhlu boku zubu:

$$\tan \beta_n = \tan \beta \cdot \cos \gamma \quad (46)$$

Kde:

$$\beta \quad \dots \quad 15^\circ \text{ (úhel v osovém řezu pro } Tr)$$

Po dosazení do (46):

$$\begin{aligned} \tan \beta_n &= \tan 15 \cdot \cos 5,197 \rightarrow \beta_n = \arctan(\tan 15 \cdot \cos 5,197) \\ &= 14,938^\circ \end{aligned} \quad (47)$$

Výpočet třecího úhlu:

$$\tan \varphi' = f' = \frac{f}{\cos \beta_n} \quad (48)$$

Kde:

$$f \quad \dots \quad \text{Součinitel tření (pro ocel-bronz } f = 0,07)$$

Po dosazení do (48):

$$\tan \varphi' = f' = \frac{0,07}{\cos 14,938} \rightarrow \varphi' = \arctan \frac{0,07}{\cos 14,938} = 4,143^\circ \quad (49)$$

8.3. Návrh výšky matice

Výška matice h :

$$h = \psi_h \cdot d_2 = 2 \cdot 14 = 28 \text{ mm} \quad (50)$$

Počet činných závitů z :

$$z = \frac{h}{P} = \frac{28}{4} = 7 \quad (51)$$

8.4. Kontrolní výpočty šroubu

8.4.1. Kontrola závitů na otláčení

Kontrola na otláčení závitů vychází ze vztahu (41).

Po dosazení číselných hodnot do vztahu (41) dostaneme:

$$p = \frac{8365}{7 \cdot \pi \cdot 14 \cdot 2,25} = 12,075 \text{ MPa} \quad (52)$$

$$p = 12,075 < P_d = 10 \div 15 \text{ MPa} \quad (53)$$

Na základě výsledku kontrolního výpočtu (53) můžeme říci, že podmínka pro kontrolu závitů na otláčení byla splněna.

8.4.2. Kontrola šroubu na tah + krut

8.4.2.1. Tahové napětí

Vztah pro napětí v tahu:

$$\sigma_d = \frac{F_V}{S_3} = \frac{F_V}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{8365}{\frac{\pi \cdot 11,5^2}{4}} = 80,53 \text{ MPa} \quad (54)$$

8.4.2.2. Napětí v krutu

Vztah pro napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} \quad (55)$$

K číselnému vyjádření vztahu (55) potřebuji znát kroučící moment na šroubu, který získám ze vztahu:

$$M_K = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \quad (56)$$

Po číselném dosazení hodnot dostávám:

$$M_K = 8365 \cdot \frac{14}{2} \cdot \tan(5,197 + 4,143) = 9630,73 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (57)$$

Dále potřebuji znát modul průřezu v krutu, ten vypočtu z následujícího vztahu:

$$W_K = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 11,5^3}{16} = 298,62 \text{ mm}^3 \quad (58)$$

Výsledky ze vztahů (57) a (58) dosadím do vztahu (55) a dostanu:

$$\tau = \frac{9630,73}{298,62} = 32,25 \text{ MPa} \quad (59)$$

8.4.2.3. Redukované napětí (tah + krut)

Při výpočtu redukovaného napětí z kombinovaného namáhání potřebuji znát mez kluzu v tahu pro daný materiál. Trapézové šrouby firmy Haberkorn do velikosti TR80x10 se vyrábějí z oceli C15. Materiálový list je v příloze „C“.

Z materiálového listu zjistím mez kluzu v tahu pro daný průměr.

$$R_e = 345 \text{ MPa} = \sigma_{Kd} \quad (60)$$

Vztah pro redukované napětí při namáhání krutem a tahem:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} \quad (61)$$

Kde:

$$\begin{aligned} \alpha \quad \dots &= 2 \text{ dle hypotézy } \tau_{max} \\ &= \sqrt{3} \text{ dle HMM} \end{aligned}$$

Po dosazení (59) a (54) do vztahu (61) dostáváme:

$$\sigma_{red} = \sqrt{80,53^2 + 3 \cdot 32,25^2} = 98,006 \text{ MPa} \quad (62)$$

Součinitel bezpečnosti zjistíme ze vztahu:

$$k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{red}} \quad (63)$$

Po dosazení hodnot ze vztahů (60) a (62) do vztahu (63) dostaneme:

$$k = \frac{\sigma_{Kd}}{\sigma_{red}} = \frac{345}{98,006} = 3,52 \quad (64)$$

Ze vztahu (64) je jasné, že trapézový šroub vyhověl pevnostním požadavkům na kombinované namáhání.

9. Návrh elektromotoru

Při návrhu elektromotoru pro pohon trapézového šroubu budu vycházet z kroutícího momentu na šroubu, který znám ze vztahu (57).

Z důvodu omezení zástavbových rozměrů jsem zvolil motor firmy TEA technik minimotor dodávaný se šnekovou převodovkou.

Motor nese označení MC-145-P2T-60-B3. Jeho produktový list je v příloze „D“.

Parametry motoru s převodovkou:

$$M_{km} = 5,4 \text{ Nm}$$

$$P_2 = 18 \text{ W}$$

$$\text{Výstupní otáčky } n_2 = 23 \text{ min}^{-1}$$

Hodnota výstupního kroutícího momentu elektromotoru se šnekovou převodovkou je menší, než hodnota ze vztahu (57), která je třeba k rozpočívání mechanismu ve spodní poloze.

Z toho důvodu je třeba mezi převodovku a trapézový šroub vložit další převodový člen.

9.1. Volba mezipřevodu

Při určování přídatného převodu a jeho poměru budu vycházet z poměru momentu ze vztahu (57) a výstupního momentu na hřídeli šnekové převodovky.

Kde minimální převodový poměr bude:

$$i_{\check{y}} = \frac{M_k}{M_{km}} = \frac{9630,73}{5400} = 1,783 \quad (65)$$

Volím převod ozubeným řemenem s převodovým poměrem:

$$i_{\check{y}} = 2 \quad (66)$$

Ozubený řemen jsem zvolil z nabídky firmy TEAtechnik typ HTD-05M. Produktový list řemene je v příloze „E“.

Základní parametry řemenu:

$$Délka = 305 \text{ mm}$$

$$Šířka $b = 25 \text{ mm}$$$

$$Počet zubů = 61$$

Označení řemenu: HTD-05M-305-25

K řemenu je nutno vybrat vhodné řemenice, také ze sortimentu firmy TEAtechnik.

Počet zubů hnací řemenice jsem dle možností zvolil:

$$z_1 = 16 \tag{67}$$

Z převodového poměru známého ze vztahu (66) jednoduše vypočítáme počet zubů hnané řemenice.

$$i_{\text{ř}} = \frac{z_2}{z_1} = 2 \tag{68}$$

Po úpravě vztahu (68) a dosazení počtu zubů hnací řemenice (67) dostaneme:

$$i_{\text{ř}} = \frac{z_2}{16} = 2 \rightarrow z_2 = 16 \cdot 2 = 32 \tag{69}$$

Počet zubů hnané řemenice je 32 při splnění požadavku na převodový poměr. Produktový list řemenic je v příloze „F“

Označení řemenic:

- Řemenice hnací: 16-5M-25
- Řemenice hnaná: 32-5M-25

Zařazením převodu ozubeným řemenem zvýšíme kroutící moment přiváděný na šroub následovně:

$$M_{kš} = i_{\text{ř}} \cdot M_{km} = 2 \cdot 5400 = 10800 > M_k = 9630,73 \text{ N} \cdot \text{mm} \tag{70}$$

Ze vztahu (70) vyplývá, že moment přiváděný na šroub je dostatečně vysoký.

10. Kinematické a energetické poměry šroubu a matice

10.1. Rychlost posuvu matice

Rychlost posuvu matice získáme ze vztahu:

$$v_p = \frac{i \cdot P \cdot n_\xi}{60} \quad (71)$$

Pro číselné vyjádření vztahu (71) potřebujeme znát otáčky šroubu n_ξ . Ty získáme vydělením výstupních otáček šnekové převodovky převodovým poměrem řemenového převodu (68).

$$n_\xi = \frac{n_2}{i_{\check{r}}} = \frac{23}{2} = 11,5 \text{ min}^{-1} \quad (72)$$

Nyní můžeme číselně vyjádřit vztah (70):

$$v_p = \frac{1 \cdot 4 \cdot 11,5}{60} = 0,766 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,766 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (73)$$

10.2. Účinnost závitové dvojice

Účinnost závitové dvojice lze stanovit z následujícího vztahu, do kterého dosadíme hodnoty ze vztahů (45) a (49):

$$\eta_z = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{\tan 5,197}{\tan(5,197 + 4,143)} = 0,553 = 55,3\% \quad (74)$$

11. Ověření výkonu elektromotoru

Výstupní výkon mechanismu dostaneme z dosazení vztahu (40) a (73) do níže uvedeného vztahu:

$$P_V = F_V \cdot v_p = 8365 \cdot 0,766 \cdot 10^{-3} = 6,407 \text{ W} \quad (75)$$

Minimální výkon elektromotoru získáme z výstupního výkonu mechanismu po vydělení účinnostmi jednotlivých členů.

$$P_{Mmin} = \frac{P_V}{\eta_c} \quad (76)$$

Celková účinnost se bude skládat z účinnosti řemenového převodu a závitové dvojice. Jelikož kontrolujeme dostatek výkonu na pohonné jednotce, kterou je v našem případě elektromotor se šnekovou převodovkou, kde je v katalogu uveden výkon na výstupu. Nesmíme do celkové účinnosti zahrnout účinnost samotné převodovky.

$$\eta_c = \eta_z \cdot \eta_{\dot{r}} \quad (77)$$

Účinnost závitové dvojice již známe ze vztahu (74).

Účinnost řemenového převodu:

$$\eta_{\dot{r}} = 0,97 \quad (78)$$

Celková účinnost bude po dosažení vztahů (78) a (74):

$$\eta_c = 0,553 \cdot 0,97 = 0,536 = 53,6\% \quad (79)$$

Celkovou účinnost (79) dosadíme do vztahu (76) a získáme:

$$P_{Mmin} = \frac{P_V}{\eta_c} = \frac{6,407}{0,536} = 11,94 \text{ W} < P_2 \quad (80)$$

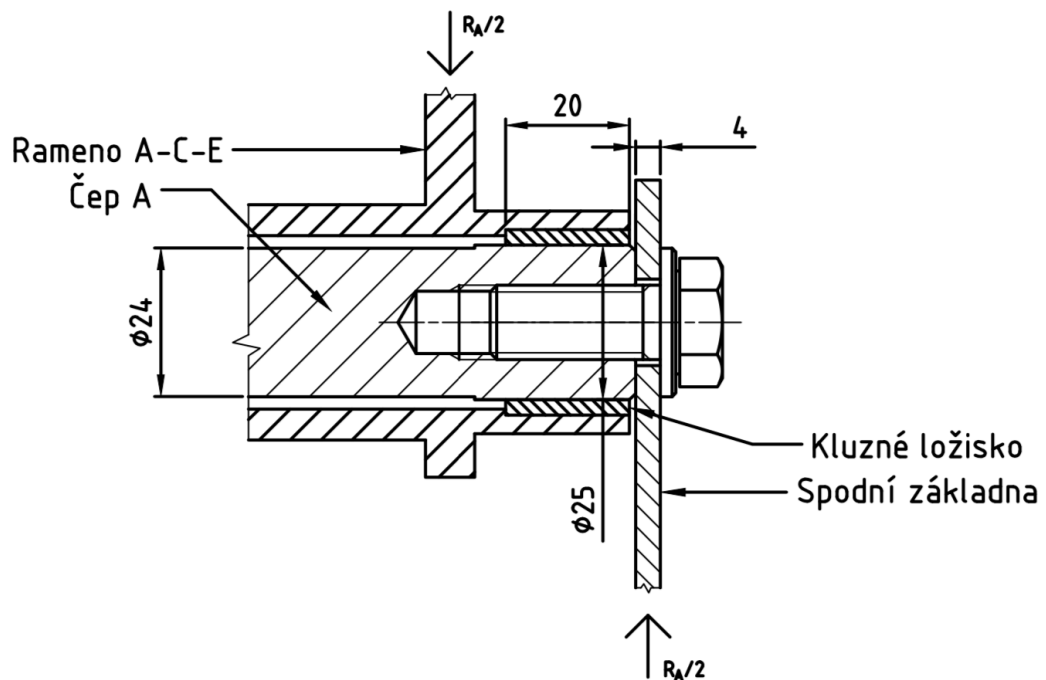
Zvolený elektromotor vyhovuje výkonovým požadavkům, což bylo ověřeno porovnáním jeho výstupního výkonu a minimálního potřebného výkonu (80). [40] [41] [42] [44].

12. Kontrola kritických uzlů

12.1. Kontrola čepu v bodě A

Čep v bodě „A“ ze schématu na (Obr.45) je uchycen do spodní základny v jeho ose dvojicí šroubů M12x30, které budu kontrolovat na stříh při zatížení výslednou silou. Čep budu kontrolovat na stříh, otláčení a ohyb. S ramenem A-C-E je čep spojen pomocí dvojice kluzných ložisek, u kterých provedu kontrolu na otláčení.

Na obrázku (Obr. 49) je znázorněno uložení čepu A



Obr.49 Uložení čepu A [vlastní zdroj]

12.1.1. Kontrola šroubu čepu „A“ na stříh

Při kontrole šroubu na stříh vycházíme ze vztahu:

$$F_{V,Rd} = 0,6 \cdot f_{ub} \cdot A_S \cdot n / \gamma_{M2} \quad (81)$$

Kde musí být splněna podmínka:

$$F_{V,Ed} \leq F_{V,Rd} \quad (82)$$

Veličiny obsažené ve vztazích (81) a (82):

$F_{V,Rd}$...	Maximální zatížení
$F_{V,Ed}$...	Skutečné zatížení ($= \frac{R_{A'}}{2}$)
f_{ub}	...	Jmenovitá pevnost šroubu (<i>pro šroub 8.8 = 800 MPa</i>)
A_S	...	Střížná plocha
n	...	Počet stříhů
γ_{M2}	...	Součinitel materiálu (<i>pro šrouby, svary = 1,25</i>)

Po dosazení hodnot pro šroub M12x1,75 dostáváme:

$$F_{V,Rd} = 0,6 \cdot 800 \cdot \frac{\pi \cdot 9,601^2}{4} \cdot \frac{1}{1,25} = 27800,6 \text{ N} \quad (83)$$

Ze schématického výpočtu reakcí v kapitole 7.5.1. vyplývá, že reakce $R_{AX} = 0 \text{ N}$ a je suplována axiální silou namáhající pohon F_V . Jelikož je pohon v reálném řešení připevněn k rámu jinde, můžeme tvrdit, že skutečná reakce $R'_{AX} = F_V = 8365 \text{ N}$.

Potom sílu působící kolmo na osu šroubu vypočteme jako geometrický součet R'_{AX} a R_{AY} :

$$R_A = \sqrt{R'_{AX}{}^2 + R_{AY}{}^2} = \sqrt{8365^2 + 981^2} = 8422 \text{ N} \quad (84)$$

$$\frac{R_A}{2} = F_{V,Ed} = \frac{8422}{2} = 4211 \text{ N} \leq 27800,6 = F_{V,Rd} \quad (85)$$

Ze vztahu (85) je patrné, že šroub vyhovuje [43].

12.1.2. Kontrola čepu A

Kontrola čepu na stříh bude vycházet ze vztahu:

$$\tau_S = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \quad (86)$$

Čep „A“ je z oceli 11 500 pro kterou je dovolené smykové napětí:

$$\tau_{DS} = 85 \text{ MPa} \quad (87)$$

Do vztahu (86) za F dosadíme $\frac{R_A}{2}$ ze vztahu (85) a za S plochu čepu ve střižné rovině.

$$S = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}A}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 25^2}{4} = 490,9 \text{ mm}^2 \quad (88)$$

Dosadíme do vztahu (86):

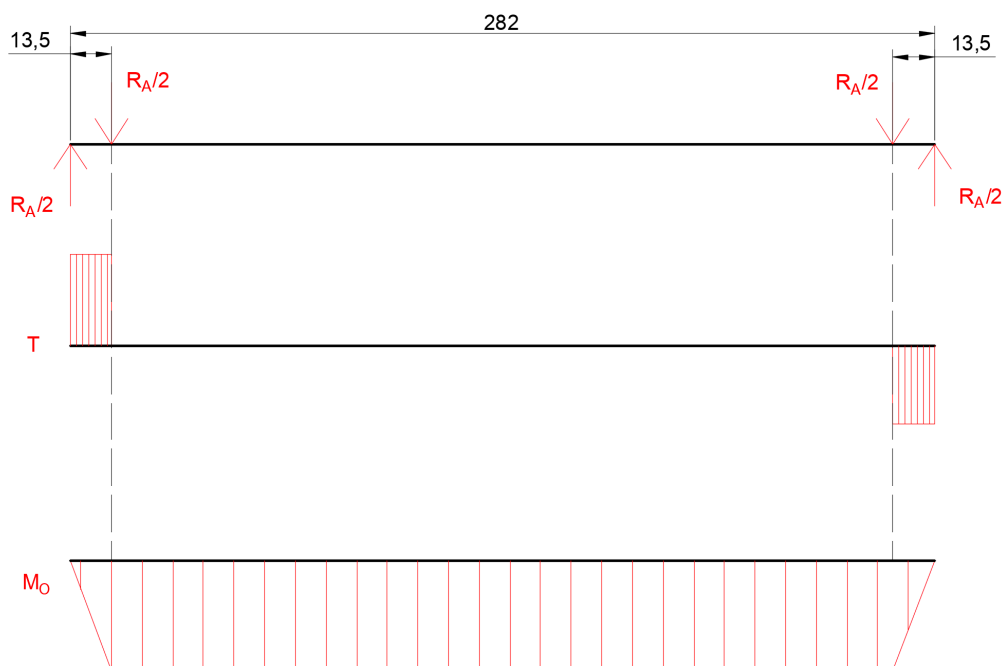
$$\tau_S = \frac{4211}{490,9} = 8,57 \leq \tau_{DS} \quad (89)$$

Ze vztahu (89) vyplývá, že čep „A“ vyhovuje výpočtu na stříh.

Další kontrolou čepu je kontrola čepu na ohyb:

Délka čepu „A“:

$$L_A = 282 \text{ mm} \quad (90)$$



Obr. 50 Vnitřní účinky v čepu A [Vlastní zdroj]

Z obrázku (Obr. 50) je jasné, že čep bude nejvíc namáhán maximálním ohybovým momentem M_O v části, která je 13,5 mm od okrajů:

$$M_{OAmax} = \frac{R_A}{2} \cdot 13,5 = \frac{8422}{2} \cdot 13,5 = 56848 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (91)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{56848}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{56848}{\frac{\pi \cdot 24^3}{32}} = 41,88 \text{ MPa} \quad (92)$$

$$\sigma_{oD} = 150 \geq \sigma_o = 41,88 \text{ MPa} \quad (93)$$

Podle vztahu (93) čep A vyhovuje na ohyb.

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{41,88^2 + 3 \cdot 8,57^2} = 44,43 \text{ MPa} \quad (94)$$

Mez kluzu pro ocel 11 500:

$$R_e = 290 \text{ MPa} \quad (95)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{290}{44,43} = 6,52 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (96)$$

Kontrola na otláčení:

$$p_D = 160 \text{ MPa} \quad (97)$$

$$p = \frac{F}{S} \leq P_D \quad (98)$$

Do vztahu (98) dosadíme za $F = \frac{R_A}{2}$ a za S dosadíme obsah průmětu plochy čepu, kterou kontrolujeme na otláčení. Rozměry jsou na obrázku (Obr. 49)

$$p = \frac{R_A}{2 \cdot 20 \cdot 25} = 8,422 \text{ MPa} \leq p_D = 160 \text{ MPa} \quad (99)$$

Ze vztahu (99) je patrné, že čep vyhovuje kontrole na otláčení [37] [44].

12.1.3. Kontrola kluzného ložiska

Kluzná ložiska použita pro uložení čepu „A“ odpovídají normě ISO 2795.

Rozměry kluzného ložiska:

$$d_{1k} = 25 \text{ mm} \quad (100)$$

$$d_{2k} = 30 \text{ mm} \quad (101)$$

$$b_k = 20 \text{ mm} \quad (102)$$

Kontrola kluzného ložiska na otláčení bude stejná, jako kontrola čepu ve vztahu (98) a (99).

Pro kluzná ložiska ze slinutého bronzu je maximální dovolený tlak dle normy ČSN 02 3091:

$$p_D = 12 \text{ MPa} \quad (103)$$

$$p = \frac{R_A}{2 \cdot 20 \cdot 25} = 8,422 \text{ MPa} \leq p_D = 12 \text{ MPa} \quad (104)$$

Kluzná ložiska vyhovují pevností kontrole na otláčení.

12.2. Kontrola čepů a maticového pouzdra v bodě B

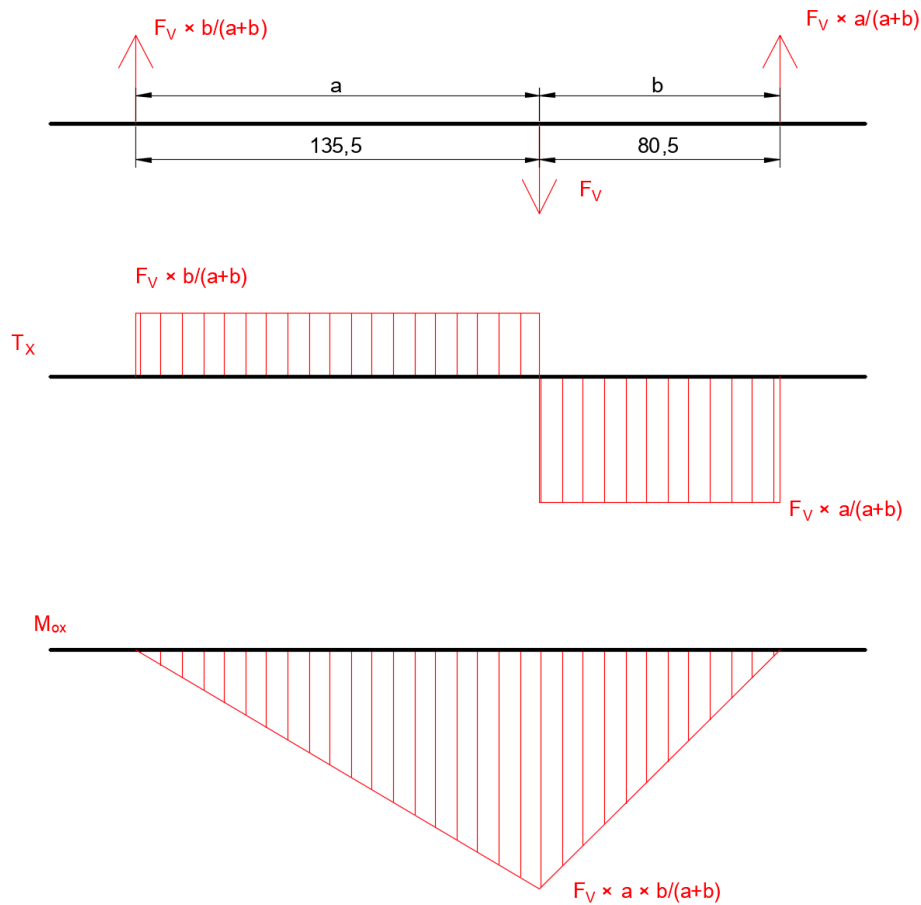
Čepy s maticovým pouzdrem v bodě „B“ budou kontrolovány na stříh, otláčení a na ohyb. V tomto řešení jsou dva čepy zašroubovány z každé strany do maticového pouzdra a spolu s pouzdrem spojují rameno „B-C-D“ s trapézovým šroubem. Schématické uložení čepů a maticového pouzdra je v příloze „G“

Ve směru „Y“ zachycují reakce radiální ložiska SKF 6203-2RS1, která se pohybují mezi kalenými elementy, které jsou přichyceny ke spodní základně.

Ve směru „X“ zatížení přenáší trapézový šroub, který je uložen s maticí v maticovém pouzdře.

Při řešení vnitřních účinků je třeba je počítat jednotlivě pro oba směry zatížení a potom je v podezřelém místě geometricky sečíst.

12.2.1. Vnitřní účinky čepů a maticového pouzdra v bodě B ve směru „X“



Obr. 51 Vnitřní účinky čepu v bodě B ve směru „X“ [vlastní zdroj]

Po dosazení rozměrů z přílohy „G“ a hodnoty F_V ze vztahu (39) můžeme určit velikost posouvajících sil na poli „a“ a „b“:

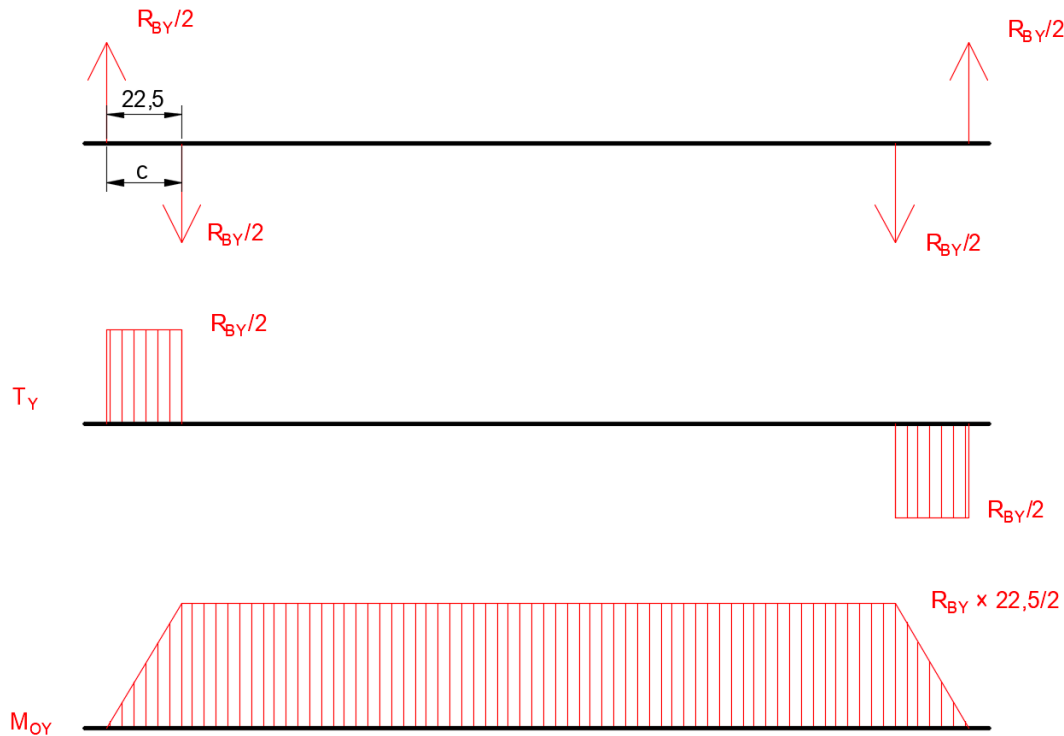
$$T_{ax} = \frac{8365 \cdot 80,5}{135,5 + 80,5} = 3117,5 \text{ N} \quad (105)$$

$$T_{bx} = \frac{8365 \cdot 135,5}{135,5 + 80,5} = -5247,5 \text{ N} \quad (106)$$

Maximální hodnota ohybového momentu:

$$|M_{Oxmax}| = \frac{8365 \cdot 80,5 \cdot 135,5}{135,5 + 80,5} = 422422,8 \text{ Nmm} \quad (107)$$

12.2.2. Vnitřní účinky čepů a maticového pouzdra v bodě B ve směru „Y“



Obr. 52 Vnitřní účinky čepu v bodě B ve směru „Y“ [vlastní zdroj]

Po dosazení rozměrů z přílohy „G“ a hodnoty R_{BY} z kapitoly 7.5.1. můžeme psát:

$$|T_{cy}| = \frac{R_{BY}}{2} = \frac{981}{2} = 490,5 \text{ N} \quad (108)$$

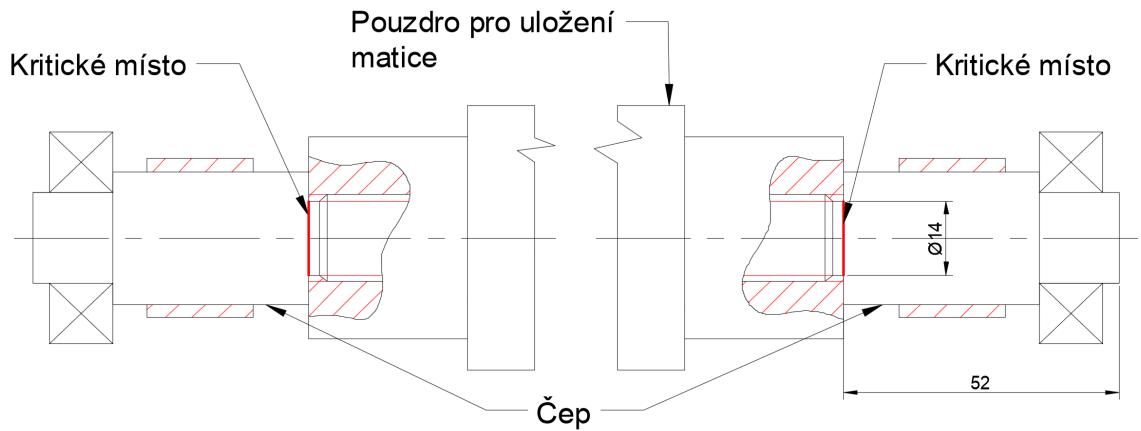
Maximální hodnota ohybového momentu:

$$|M_{Oymax}| = \frac{R_{BY} \cdot c}{2} = \frac{981 \cdot 22,5}{2} = 11036 \text{ Nmm} \quad (109)$$

12.2.3. Kontrola čepu v bodě B na stříh

S ohledem na velikost, polohu posouvajících sil a rozměry součásti jsem vytipoval kritické místo, ve kterém budu provádět kontrolu na stříh. Kritickým místem jsem zvolil nejmenší průměr čepu a kontrolu provedu na čepu, který je více zatížen podle vztahu (106).

Kritické místo je zobrazeno na obrázku (Obr. 53)



Obr. 53 Kritické místo stříhu čepu v bodě B [vlastní zdroj]

Velikost posouvající síly v kritickém místě je ze vztahu (106):

$$T_{bx} = \frac{8365 \cdot 135,5}{135,5 + 80,5} = -5247,5 \text{ N} \quad (110)$$

Čep budu kontrolovat na stříh stejně jako čep „A“ a to podle vztahu (86).

$$\tau_S = \frac{F}{S} \leq \tau_{DS} \quad (111)$$

Kontrola bude probíhat stejně jako kontrola na stříh v kapitole 12.1.2. Čep v bodě B je ze stejného materiálu jako čep A, a to z oceli 11 500.

$$S = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}BK}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 14^2}{4} = 490,9 \text{ mm}^2 \quad (112)$$

$$\tau_S = \frac{|T_{bx}|}{S} = 34,08 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} = 85 \text{ MPa} \quad (113)$$

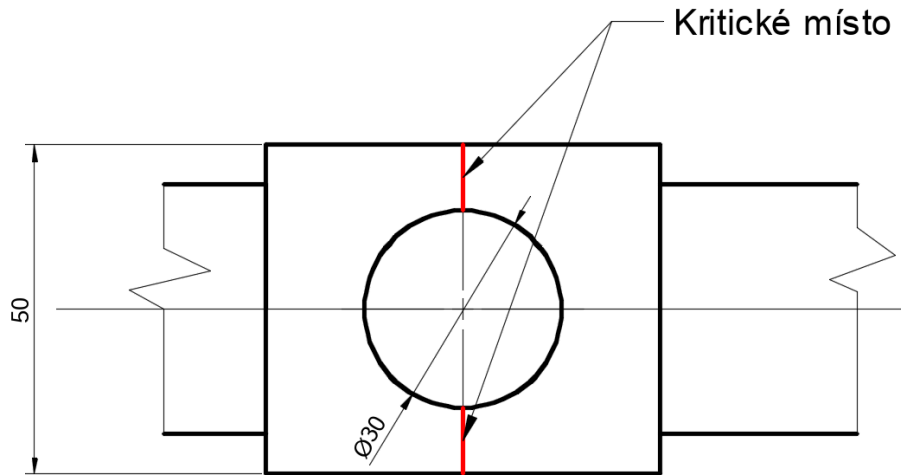
Dovolené napětí je ze vztahu (87) a čep B tedy kontrole stříhu vyhovuje.

12.2.4. Kontrola čepů a maticového pouzdra v bodě B na ohyb

Kontrola bude probíhat obdobně jako v kapitole 12.1.2. kontrola na ohyb čepu „A“.

Kritické místo je zde dané osou trapézového šroubu, protože ohybový moment je zde ve směru „X“ maximální (Obr. 51). Ve směru „Y“ je maximální ohybový moment po délce mezi silami konstantní (Obr. 52).

Kritické místo:



Obr. 54 Kritické místo ohybu maticového pouzdra v bodě B [vlastní zdroj]

Ohybový moment v kritickém místě získám dosazením hodnot z (107) a (109) do:

$$\begin{aligned}
 M_{OBmax} &= \sqrt{M_{Oxmax}^2 + M_{Oymax}^2} = \sqrt{422422,8^2 + 11036^2} & (114) \\
 &= 422567 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

$$M_{Oxmax} \gg M_{Oymax} \quad (115)$$

Pro zjednodušení výpočtu budeme vycházet z toho, že ohybový moment působí jenom ve směru „X“ a to na základě vztahu (115).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{422567}{\frac{b \cdot h^2}{3}} = \frac{422567}{\frac{\left(\frac{50-30}{2}\right) \cdot 50^2}{3}} = 50,7 \text{ MPa} \quad (116)$$

$$\sigma_{oD} = 150 \geq \sigma_o = 50,7 \text{ MPa} \quad (117)$$

Ze vztahu (117) maticové pouzdro vyhovuje ohybové kontrole.

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \alpha^2 \cdot \tau_s^2} \quad (118)$$

Kde: $\alpha = \sqrt{3}$ pro HMH

Smykové napětí v kritickém místě z obrázku (54), kde je posouvající síla rovna axiální síle v pohonu F_V :

$$\tau_S = \frac{F}{S} = \frac{8365}{2 \cdot (50 \cdot 10)} = 8,365 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} = 85 \text{ MPa} \quad (119)$$

Výsledné smykové napětí ze vztahu (119) a napětí v ohybu (116) můžeme nyní dosadit do vztahu (118) a vypočítat redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{50,7^2 + 3 \cdot 8,365^2} = 52,729 \text{ MPa} \quad (120)$$

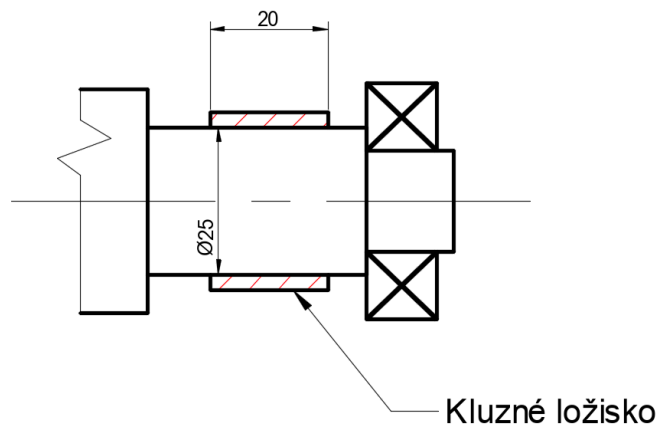
Mez kluzu pro ocel 11 500:

$$R_e = 290 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{290}{52,729} = 5,49 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (122)$$

12.2.5. Kontrola čepu v bodě B na otláčení

Čep v bodě „B“ budu kontrolovat na otláčení pod kluzným ložiskem.



Obr. 55 Čep a kluzné ložisko pro kontrolu na otláčení [vlastní zdroj]

Kontrola na otláčení:

$$p_D = 160 \text{ MPa} \quad (123)$$

$$p = \frac{F}{S} \leq P_D \quad (124)$$

Do vztahu (124) dosadíme za $F = \sqrt{T_{BX}^2 + \left(\frac{R_{BY}}{2}\right)^2}$ a za S dosadíme obsah průmětu plochy čepu, kterou kontrolujeme na otláčení. Rozměry jsou na obrázku (Obr. 55)

$$F = \sqrt{(-5247,5)^2 + \left(\frac{981}{2}\right)^2} = 5270 \text{ N} \quad (125)$$

$$p = \frac{5270}{20 \cdot 25} = 10,54 \text{ MPa} \leq p_D = 160 \text{ MPa} \quad (126)$$

Ze vztahu (126) je patrné, že čep vyhovuje kontrole na otláčení [37] [44].

12.2.6. Kontrola kluzného ložiska

Kluzná ložiska použita pro uložení čepu „B“ odpovídají normě ISO 2795.

Rozměry kluzného ložiska:

$$d_{1k} = 25 \text{ mm} \quad (127)$$

$$d_{2k} = 30 \text{ mm} \quad (128)$$

$$b_k = 20 \text{ mm} \quad (129)$$

Kontrola kluzného ložiska na otláčení bude stejná, jako kontrola čepu ve vztahu (124) a (126).

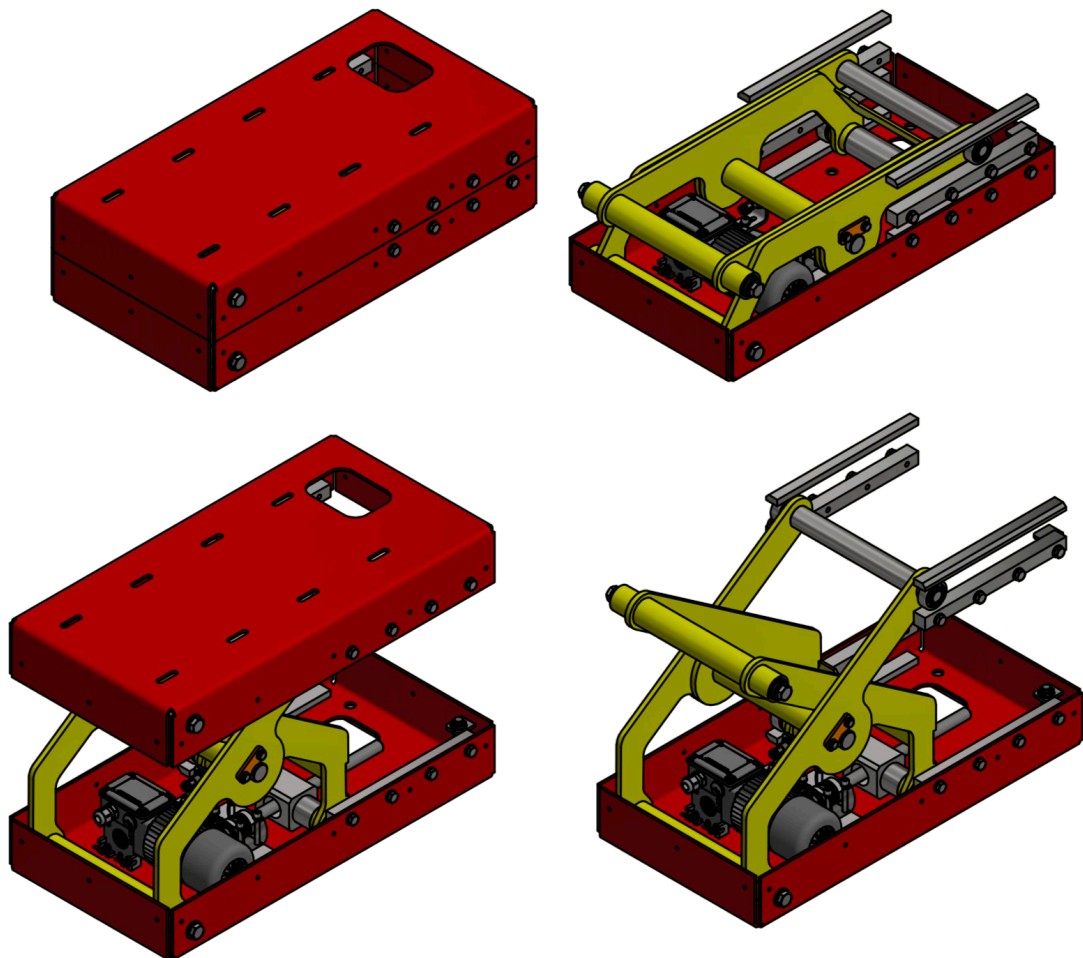
Pro kluzná ložiska ze slinutého bronzu je maximální dovolený tlak dle normy ČSN 02 3091:

$$p_D = 12 \text{ MPa} \quad (130)$$

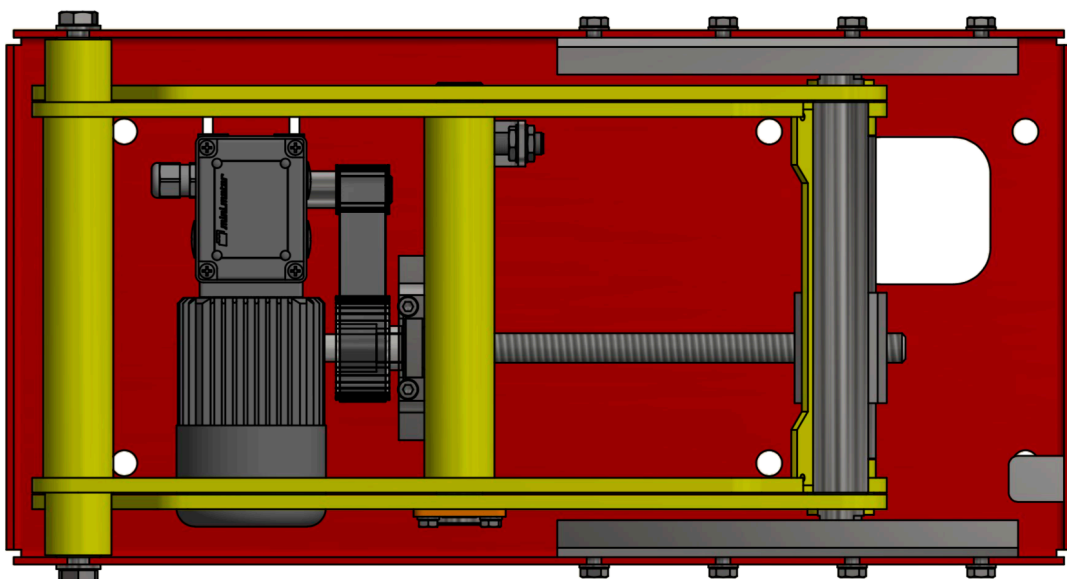
$$p = \frac{5270}{20 \cdot 25} = 10,54 \text{ MPa} \leq p_D = 12 \text{ MPa} \quad (131)$$

Kluzná ložiska vyhovují pevností kontrole na otláčení.

13. Grafické zobrazení celé zdvihací plošiny



Obr.56 Plošina v počáteční a konečné poloze [vlastní zdroj]



Obr. 57 Pohled shora s potlačeným horním rámem [Vlastní zdroj]

14. Závěr

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout zdvihací zařízení pod kompletační linku hydraulických čerpadel, které má sloužit k ustavení její výšky. Konstrukce celého zařízení vycházela z omezených zástavbových rozměrů pod linkou a její váhy.

V práci jsem navrhnul kompletní nůžkový mechanismus, včetně pohonného systému celé jednotky, který sestává z elektromotoru se šnekovou převodovkou, převodu ozubeným řemenem a trapézovým šroubem s maticí. Takto realizovanou pohonnou jednotku jsem zvolil jednak ze zástavbových rozměrů a jedna z ekonomických důvodů.

Například pohon hydraulickým válcem by byl v sestavě konstrukčně jednodušší, ale vyžadoval by vyřešit přívod hydraulických hadic skrze linku kválci a přítomnost hydraulického agregátu, což by se promítlo do ekonomické stránky projektu. Obdobně by to bylo, pokud bych se pro pohon rozhodl použít válec pneumatický, u kterého by navíc nastal další problém, a to ohledně polohové tuhosti.

Z důvodu zástavbových rozměrů jsem zvolil polohu trapézového šroubu rovnoběžně se základnou, což není z hlediska výsledné axiální síly v trapézovém šroubu úplně ideální. V praxi se tato varianta používá ze všech možných nejméně.

Takto navržený pohon vyhověl požadavkům na jeho pevnost i výkon.

Dalším krokem bylo vytipování kritických uzlů mechanismu a jejich ověření. Jako kritické uzly jsem vytipoval dva čepy, na kterých je uchycena spodní část ramen mechanismu. Středový čep a čepy v horní části ramen jsem nekontroloval, protože z reakcí vyplývalo, že byly namáhány méně než čepy ve spodní části a jejich minimální průměr je stejný jako u čepů dolních. Jejich kontrola by probíhala obdobně jako kontrola spodních. Čepy jsem kontroloval na stříh, ohyb a otláčení. Zmíněné kontroly vyšly všechny pozitivně a s dobrou bezpečností.

Dále jsem kontroloval kluzná ložiska na otláčení, která také vyhověla.

Součástí této práce je také kompletní výkres sestavy s kusovníkem a 3D model vytvořený v programu Autodesk Inventor Professional 2019.

Všechny požadavky ze zadání byly splněny a takto navržený mechanismus je připraven pro provoz.

15. Seznam zkratk a symbolů

\vec{x}_i	Vektor směru	[–]
\vec{y}_i	Vektor směru	[–]
a_c	Vůle ve vrcholu závitu	[mm]
A_S	Střižná plocha šroubu	[mm ²]
b_k	Šířka kluzného ložiska	[mm]
d_{1k}	Vnitřní průměr kluzného ložiska	[mm]
d_2	Střední průměr závitu	[mm]
d_{2k}	Vnější průměr kluzného ložiska	[mm]
d_3	Vnější průměr šroubu	[mm]
d_3	Malý průměr závitu	[mm]
$d_{čBK}$	Průměr čepu v bodě B v kritickém místě při kontrole na střih	[mm]
d'_2	Minimální střední průměr závitu	[mm]
\vec{F}	Vektor vnějších sil	[N]
f_{ub}	Jmenovitá pevnost šroubu	[MPa]
$F_{V,Ed}$	Skutečné zatížení kolmo na osu šroubu	[N]
$F_{V,Rd}$	Maximální zatížení kolmo na osu šroubu	[N]
F_V	Výsledná axiální síla v pohonu	[N]
F_Z	Síla zatěžující mechanismus	[N]
G_R	Vlastní tíha ramen	[N]
H_1	Pracovní výška	[mm]
$i_{ř}$	Převodový poměr řemenového převodu	[–]
[K]	Matice koeficientů	[–]
L_A	Délka čepu A	[mm]
L_R	Délka ramene	[mm]
M_K	Kroutící moment	[N · mm]
M_{km}	Kroutící moment na výstupu EM+ŠP	[N · m]
$M_{kš}$	Moment na šroubu	[N · mm]
M_O	Ohybový moment	[N · mm]
M_{OAmox}	Maximální ohybový moment a čepu A	[N · mm]
M_{OBmax}	Maximální ohybový moment na čepu B	[N · mm]
M_{Oxmax}	Maximální ohybový moment čepu B ve vodorovném směru	[N · mm]
M_{Oymax}	Maximální ohybový moment na čepu B ve svislém směru	[N · mm]
n_2	Otáčky na výstupu ŠP	[1 · min ⁻¹]
$n_š$	Otáčky šroubu	[1 · min ⁻¹]
{n}	Matice neznámých	[N]
P_2	Výkon na výstupu EM+ŠP	[W]

P_d	Dovolený tlak	[MPa]
P_{Mmin}	Minimální potřebný výkon EM+ŠP	[W]
P_V	Výstupní výkon mechanismu	[W]
R'_{AX}	Skutečná reakce ve vodorovném směru v uložení čepu A	[N]
R_{AX}	Reakce v uložení A ve vodorovném směru	[N]
R_{AY}	Reakce v uložení A ve svislém směru	[N]
R_{BY}	Reakce v uložení B ve svislém směru	[N]
R_{CX}	Reakce v uložení C ve vodorovném směru	[N]
R_{CY}	Reakce v uložení C ve svislém směru	[N]
R_{DX}	Reakce v uložení D ve vodorovném směru	[N]
R_{DY}	Reakce v uložení D ve svislém směru	[N]
R_e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R_{EY}	Reakce v uložení E ve svislém směru	[N]
\vec{R}	Vektor vnitřních sil	[N]
S_3	Plocha šroubu pod malým průměrem závitu	[mm ²]
T_{ax}	Posouvající síla na čepu B ve vodorovném směru na poli „a“	[N]
T_{bx}	Posouvající síla na čepu B ve vodorovném směru na poli „b“	[N]
T_{cy}	Posouvající síla na čepu B ve svislém směru na poli „c“	[N]
v_p	Rychlost posuvu matice	[mm · s ⁻¹]
v_x	Rychlost mechanismu ve vodorovném směru	[m · s ⁻¹]
v_y^*	Rychlost středu mechanismu ve svislém směru	[m · s ⁻¹]
v_y	Rychlost mechanismu ve svislém směru	[m · s ⁻¹]
{v}	Matice výsledků	[N]
W_K	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_O	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X_t	Poloha zatížení plošiny	[mm]
X_U	Délka ramene ve vodorovném směru v základní poloze	[mm]
Y_U	Délka ramene ve svislém směru v základní poloze	[mm]
z_1	Počet zubů hnací řemenice	[-]
z_2	Počet zubů hnané řemenice	[-]
β_n	Úhel boku zubu	[°]
γ_{M2}	Součinitel materiálu	[-]
η_c	Celková účinnost	[-]
$\eta_{\dot{r}}$	Účinnost řemenového převodu	[-]
η_z	Účinnost závitové dvojice	[°]

σ_d	Tahové napětí	[MPa]
σ_{Kd}	Mez kluzu (Dovolené napětí)	[MPa]
σ_O	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{OD}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ_{DS}	Dovolené smykové napětí	[MPa]
τ_S	Napětí ve střihu	[MPa]
ψ_H	Poměr pracovní výšky profilu pro Tr šroub	[-]
ψ_h	Poměr výšky matice a středního průměru závitu	[N]
A	Označení čepů v mechanismu	[-]
d	Průměr	[mm]
f	Součinitel tření	[-]
F	Síla	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
h	Výška matice	[mm]
i	Počet chodů	[-]
k	Bezpečnost	[-]
m	Hmotnost zdvihaného objektu	[kg]
n	Počet střihů	[-]
p	Tlak	[MPa]
P	Stoupání šroubu	[-]
S	Plocha	[mm ²]
x	Dráha mechanismu ve vodorovném směru	[mm]
y	Dráha mechanismu ve svislém směru	[mm]
Y	Výška mezi rameny v základní poloze	[mm]
z	Počet činných závitů	[-]
α	Koeficient hypotézy (HMH, Tresca)	[-]
β	Úhel v osovém řezu pro Tr	[°]
γ	Úhel stoupání	[°]
τ	Napětí v krutu	[MPa]
φ	Pracovní úhel	[°]
φ'	Třecí úhel	[°]
ω	Úhlová rychlost ramene plošiny	[rad · s ⁻¹]

16. Seznam obrázků

Obr. 1	Podstropní mostový jeřáb
Obr. 2	Konzolový jeřáb
Obr. 3	Poloportálový jeřáb
Obr. 4	Otočný jeřáb s pevným sloupem
Obr. 5	Lanový jeřáb
Obr. 6	Bezstrojovnový výtah
Obr. 7	Šroubový zvedák
Obr. 8	Pneumatický zvedák
Obr. 9	Hřebenový zvedák
Obr. 10	Hydraulický zvedák
Obr. 11	Základní schéma jedno-nůžkového mechanismu
Obr. 12	Jednonůžkové elektro-hydraulické stoly
Obr. 13	Čtyřnásobná zvedací plošina
Obr. 14	Dvojité/tandemové nůžkové elektro-hydraulické stoly
Obr. 15	Transformace rotačního pohybu pohybovým šroubem
Obr. 16	Transformace rotačního pohybu přes pastorek a ozubený hřeben
Obr. 17	Schéma klikového mechanismu
Obr. 18	Varianty pohonu pomocí ozubeného řemene
Obr. 19	Translační jednotka s jedním lineárním vedením
Obr. 20	Translační jednotka s dvojitým vedením
Obr. 21	Použití oboustranné pístnice
Obr. 22	Úprava pro zvýšení tuhosti
Obr. 23	Elektromotor 4kw Typ MS112M-4
Obr. 24	Lineární aktuátor
Obr. 25	Princip hydraulického zařízení
Obr. 26	Hydraulický válec HM1.180/40x320
Obr. 27	Jednočinný pneumatický válec s pístnicí v klidové poloze zasunutou
Obr. 28	Jednočinný pneumatický válec s pístnicí v klidové poloze vysunutou
Obr. 29	Dvojčinný pneumatický válec
Obr. 30	Provedení třecích převodů se stálým převodovým poměrem
Obr. 31	Provedení třecích převodů s plynule měnitelným převodovým poměrem
Obr. 32	Řemenový převod mezi elektromotorem a převodovkou
Obr. 33	Plochý hnací řemen
Obr. 34	Klínový řemen bez a se zubovým vybráním
Obr. 35	Převod ozubeným řemenem
Obr. 36	Řetězový převod

Obr. 37	Čelní kolo s přímými zuby
Obr. 38	Ozubené soukolí se šikmými zuby
Obr. 39	Nůžkový mechanismus s absolutně tuhým pohonem
Obr. 40	Nůžkový mechanismus s pohonem realizovaným pomocí dvou těles
Obr. 41	Základní kinematické vztahy
Obr. 42	Znázornění sil a rychlostí
Obr. 43	Délka ramene
Obr. 44	Výška mezi základnou a plošinou
Obr. 45	Schéma pro uvolnění
Obr. 46	uvolnění ramena A-C-E
Obr. 47	uvolnění ramena B-C-D
Obr. 48	uvolnění horní plošiny
Obr. 49	Uložení čepu A
Obr. 50	Vnitřní účinky v čepu A
Obr. 51	Vnitřní účinky čepu v bodě B ve směru „X“
Obr. 52	Vnitřní účinky čepu v bodě B ve směru „Y“
Obr. 53	Kritické místo stříhu čepu v bodě B
Obr. 54	Kritické místo ohybu maticového pouzdra v bodě B
Obr. 55	Čep a kluzné ložisko pro kontrolu na otláčení
Obr. 56	Plošina v počáteční a konečné poloze
Obr. 57	Pohled shora s potlačeným horním rámem

17. Seznam grafů

Graf 1

Závislost axiální síly na pracovním úhlu

18. Seznam příloh

Příloha A	Výpočet reakcí
Příloha B	Tabulka rozměrů lichoběžníkového rovnoramenného jednochodého závitu
Příloha C	Materiálový list oceli C15
Příloha D	Produktový list elektromotoru
Příloha E	Produktový list ozubeného řemene
Příloha F	Produktový list ozubených řemenic
Příloha G	Schématické uložení čepů a pouzdra matice v místě B
Příloha H (CD nosič)	Výkresová dokumentace sestavy

19. Seznam použité literatury

- [1] *Podstropní mostový jeřáb*. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [2] *Konzolový jeřáb*. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [3] *Poloportálový jeřáb*. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [4] *Otočný jeřáb s pevným sloupem*. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [5] *Lanový jeřáb*. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [6] Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [7] BRZOBOHATÝ, Petr. *Kategorizace mobilních jeřábů*. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství.
- [8] LIFT-COMPONENTS. *Lift-components* [online]. [cit. 7.4.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.lift-components.cz/product-category/lc-maxi-novinka/>
- [9] DUŠEK, Jakub. *Konstrukční návrh zvedací plošiny*. Praha, 2016. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta Strojní.
- [10] *Strojírenství* [online]. [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <http://strojirenstvi.studentske.cz/2010/11/17-zdvihadla-jeřaby.html>
- [11] *Pneumatické zvedáky* [online]. [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <https://www.golemtech.cz/257-pneumaticke-zvedaky>
- [12] *Pneumatický zvedák* [online]. In: . [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <http://atvcora.cz/naradi-a-dilenske-vybaveni/pneumaticky-mechovy-zvedak-2t.html>
- [13] *Hřebenový zvedák patkový* [online]. [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: http://www.koexpro.cz/new/povrch/pdf/000012_1_1_2__HZ.pdf?PHPSESSID=60lk6i2k659bqkmftjg8itn32
- [14] GRYGAŘÍK, Václav. *Nůžkový mechanismus zdvihací plošiny*. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta Strojního inženýrství.
- [15] *Jednonůžkové elektro-hydraulické zvedací stoly* [online]. In: . [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: https://www.pro-lift.cz/89-jednonuzkove_elektro-hydraulicke_zvedaci_stoly
- [16] Agmeco LT s.r.o. [online]. C2013 [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: <http://www.agmecolt.cz/Typ-Z4X12-5300.asp?file=PICT10224.jpg>



- [17] *Dvojité/tandemové nůžkové elektro-hydraulické zvedací stoly* [online]. In: . [cit. 2019-04-07]. Dostupné z: https://www.pro-lift.cz/93-dvojite_tandemove_nuzkove_elektro-hydraulicke_zvedaci_stoly
- [18] KOŘÍNEK, Michal. *Analytické řešení nůžkového zvedacího mechanismu*. Ostrava, 2016. Technická univerzita Ostrava. Fakulta Strojní.
- [19] SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-10-12]. ISBN 978-80-248-1522-0. Dostupné z: https://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf
- [20] STEJSKAL, Vladimír, Jiří KNĚŽŮ a Jiří BŘEZINA. *Mechanika I: sbírka příkladů*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 80-010-1694-3.
- [21] Řetězové a řemenové převody. *Matis.cz* [online]. [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf-katalogy/Katalog%202009%20Retezove%20a%20remenove%20prevody/Retezove_remenove_prevody.pdf
- [22] MERZLIAKOV, Evgenyi. *Možnosti silového řízení lineárních pohonů*. Brno, 2014. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta Strojního inženýrství.
- [23] RYTÍŘ, Michal. *Konstrukce podávacího zařízení s mechanickými vazbami automatizovaného výrobního stroje*. Praha, 2017. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta Strojní.
- [24] *ELEKTROMOTOR 4KW TYP MS112M-4* [online]. In: . [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: <https://el-motor.cz/produkt/elektromotor-4kw-typ-ms112m-4/>
- [25] *Lineární aktuátor* [online]. In: . [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: <http://www.ksk-kurim.cz/doplnkovy-sortiment/linearni-aktuator/>
- [26] *Princip hydraulického zařízení* [online]. In: . [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1679>
- [27] *Hydraulický válec HM1.2 80/40x320* [online]. In: . [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: http://www.adlox.sk/hydraulicky-valec-hm1-2-80-40x320_766.html
- [28] *INOVAČNÍ TRENDY V ZAPOJOVÁNÍ PNEUMATICKÝCH OBVODŮ* [online]. In: . [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/old_web/_files/projekty/enazp/04/MMP/181_inovacni_trendy_ve_vzduchotechnice.pdf
- [29] *Provedení třecích převodů se stálým převodovým poměrem* [online]. In: . [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1901>
- [30] *Provedení třecích převodů s plynule měnitelným převodovým poměrem* [online]. In: . [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1901>
- [31] *Ploché hnací řemeny* [online]. In: . [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://www.reko-sro.cz/ploche-hnaci-remeny.htm>
- [32] *Klínové řemeny* [online]. In: . [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://www.pikron.cz/e-shop/klinove-remeny/klinove>
- [33] *Převod ozubeným řemenem* [online]. In: . [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/11402670/>
- [34] *Řetězový převod* [online]. In: . [cit. 2019-04-17]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1838>
- [35] *Čelní kolo s přímými zuby* [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <http://www.ozubeni.cz/ozubeni/celni.html>



- [36] *Ozubené soukolí se šikmými zuby* [online]. In: . [cit. 2019-04-21]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1904>
- [37] TRENSINGER, Jan. *Návrh a konstrukce plošinového zvedáku*. Zlín, 2013. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně. Fakulta technologická
- [38] POŽÁR, Roman. *Vizualizace záběru ozubených kol*. Brno, 2007. Bakalářská práce. Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně. Fakulta agronomická
- [39] GLONČÁK, Pavel. *Návrh reduktoru pro elektrický pohon ultralehkého letounu*. Praha, 2016. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní
- [40] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 2008
- [41] ŠVEC, V.: *Části a mechanismy strojů. Mechanické převody*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003.
- [42] JANČÍK, L. ; ZÝMA, J.: *Části a mechanismy strojů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004.
- [43] 7. *Šroubované spoje* [online]. [cit. 2019-06-01]. Dostupné z: <http://people.fsv.cvut.cz/~machacek/prednaskyNNK/NNK-7.pdf>
- [44] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

20. Příloha A: Výpočet reakcí

Vstupní parametry:

Délka ramene: $L_R = 0,425 \text{ m}$

Zatěžující síla: $F_Z = 1962 \text{ N}$

Pracovní úhel: $\varphi = 13,2^\circ$

Další vztahy:

Délka ramene v ose „x“: $X_U = \cos \varphi \cdot \frac{L_R}{2}$

Délka ramene v ose „y“: $Y_U = \sin \varphi \cdot \frac{L_R}{2}$

Znamé silové účinky:

$$R_{DX} = 0$$

$$R_{DY} = \frac{F_Z}{2}$$

$$R_{EY} = \frac{F_Z}{2}$$

Matice koeficientů:

Výsledek:

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 \\ y_u & y_u & -x_u & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ -y_u & 0 & 0 & x_u & 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} 2029546755 \\ 242623 \\ 0 \\ 981 \\ 981 \\ -2029546755 \\ 242623 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Matice neznámých:

$$\begin{pmatrix} F_v & & & & & \\ R_{Ax} & & & & & \\ R_{Ay} & & & & & \\ R_{By} & & & & & \\ R_{Cx} & & & & & \\ R_{Cy} & & & & & \end{pmatrix}$$

Matice pravých stran:

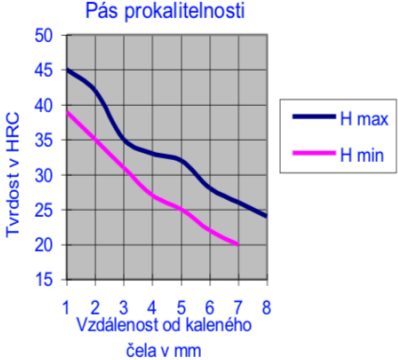
$$\begin{pmatrix} 0 & & & & & \\ R_{Ey} & & & & & \\ R_{Ey} \cdot x_u & & & & & \\ R_{Dx} & & & & & \\ R_{Dy} & & & & & \\ -R_{Dy} \cdot x_u & & & & & \end{pmatrix}$$

21. Příloha B: Tabulka rozměrů lichoběžníkového rovnoramenného jednochodého závitu

Jmenovitý průměr závitu d	Rozeč P	Průměr závitu					Vůle ve vrcholu závitu a_c
		velký		střední	malý		
		d	D_4	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	
8	1,5	8,000	8,300	7,250	6,200	6,500	0,15
	(2,0)	8,000	8,500	7,000	5,500	6,000	0,25
(9)	(1,5)	9,000	9,300	8,250	7,200	7,500	0,15
	(2,0)	9,000	9,500	8,000	6,500	7,000	0,25
10	1,5	10,000	10,300	9,250	8,200	8,500	0,15
	2,0	10,000	10,500	9,000	7,500	8,000	0,25
(11)	(2,0)	11,000	11,500	10,000	8,500	9,000	0,25
	(3,0)	11,000	11,500	9,500	7,500	8,000	0,25
12	2,0	12,000	12,500	11,000	9,500	10,000	0,25
	3,0	12,000	12,500	10,500	8,500	9,000	0,25
14	(2,0)	14,000	14,500	13,000	11,500	12,000	0,25
	3,0	14,000	14,500	12,500	10,500	11,000	0,25
16	2,0	16,000	16,500	15,000	13,500	14,000	0,25
	4,0	16,000	16,500	14,000	11,500	12,000	0,25
18	(2,0)	18,000	18,500	17,000	15,500	16,000	0,25
	4,0	18,000	18,500	16,000	13,500	14,000	0,25
20	2,0	20,000	20,500	19,000	17,500	18,000	0,25
	4,0	20,000	20,500	18,000	15,500	16,000	0,25
22	(2,0)	22,000	22,500	21,000	19,500	20,000	0,25
	(3,0)	22,000	22,500	20,500	18,500	19,000	0,25
	5,0	22,000	22,500	19,500	16,500	17,000	0,25
	(8,0)	22,000	23,000	18,000	13,000	14,000	0,25
24	(2,0)	24,000	24,500	23,000	21,500	22,000	0,25
	3,0	24,000	24,500	22,500	20,500	21,000	0,25
	5,0	24,000	24,500	21,500	18,500	19,000	0,25
	(8,0)	24,000	24,500	20,000	15,000	16,000	0,50

LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.

22. Příloha C: Materiálový list oceli C15.

Přehled vlastností oceli C15E (C15 R)										1.1141 (1.1140)																																																						
Druh oceli	Nelegovaná ušlechtilá ocel k cementování																																																															
TDP	ČSN EN 10084																																																															
Dřívější označení	Ck 15 (Cm 15) podle DIN 17210, 12 023 podle ČSN																																																															
Charakteristika	Méně namáhané cementované strojní díly menších rozměrů se střední pevností v jádře (méně namáhaná ozubená kola, vačkové hřídele, řetězová kola vodítka a pod.).																																																															
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S ¹⁾ max.	Cr	Mo	Ni	Al																																																							
	0,12 - 0,18	0,40	0,30 - 0,60	0,035	0,035	-	-	-	Při kontrolované velikosti austenitického zrna 0,015-0,050 (informativně; není uvedeno v normě).																																																							
Dovolené odchylky od složení tavby ve výrobku 4)	± 0,02	+ 0,03	± 0,04	+ 0,005	+ 0,005	-	-	-																																																								
Mechanické vlastnosti v jádře referenčního vzorku po kalení a popouštění při 150-200 °C (uvedené hodnoty nejsou součástí EN 10084) 2)	Průměr v mm		Re min. MPa	Rm MPa		A min. %		Z min. %		KCU min. J.cm ⁻²																																																						
	d ≤ 11		440	735 – 1180		9		-		25																																																						
	11 < d ≤ 25		345	540 – 785		11		-		30																																																						
	25 < d ≤ 40		295	490 – 735		14		-		35																																																						
Hodnoty tvrdosti HB pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost (S)			Žiháno na měkko (A)			Zpracováno na rozmezí tvrdosti (TH)		Zpracováno na feriticko-perlitickou strukturu (FP)																																																							
	-			max. 143			-		114 – 154 5)																																																							
	Stav po válcování			Stav po normalizačním žihání			Žiháno na globulární cementit (vhodné pro tváření za studena)																																																									
	ca 170 5)			ca 160 5)			max. 132 5)																																																									
<p>Pás prokalitelnosti</p>  <p>Teplota kalení pro čelní zkoušku prokalitelnosti : 800 °C</p> <p>Hodnoty prokalitelnosti pro tuto značku nejsou součástí normy EN 10084.</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="9">Prokalitelnost – H 3)</th> </tr> <tr> <th colspan="9">Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm</th> </tr> <tr> <th colspan="9">Tvrdost v HRC</th> </tr> <tr> <th>Meze</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> <th>5</th> <th>6</th> <th>7</th> <th>8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Max.</td> <td>45</td> <td>42</td> <td>35</td> <td>33</td> <td>32</td> <td>28</td> <td>26</td> <td>24</td> </tr> <tr> <td>Min.</td> <td>39</td> <td>35</td> <td>31</td> <td>27</td> <td>25</td> <td>22</td> <td>20</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table>											Prokalitelnost – H 3)									Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm									Tvrdost v HRC									Meze	1	2	3	4	5	6	7	8	Max.	45	42	35	33	32	28	26	24	Min.	39	35	31	27	25	22	20	-
Prokalitelnost – H 3)																																																																
Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm																																																																
Tvrdost v HRC																																																																
Meze	1	2	3	4	5	6	7	8																																																								
Max.	45	42	35	33	32	28	26	24																																																								
Min.	39	35	31	27	25	22	20	-																																																								
Technologické vlastnosti																																																																
Tváření za tepla	Doporučené rozmezí teplot pro tváření za tepla : 1150 až 850 °C																																																															
Tepelné zpracování	Normalizační žihání °C	Žihání na měkko °C	Isotermické žihání	Teplota cementace °C	Teplota kalení na jádro °C b)	Teplota kalení na povrch °C b)	Teplota popouštění °C c)																																																									
	920	650 až 700	900 až 950 650 1 hod.	880 až 980	880 až 920 voda (olej)	780 až 820 voda (olej)	150 až 200																																																									
	Uvedené podmínky jsou doporučené. a) při jednoduchém kalení se ocel kalí z teploty cementace nebo nižší (závisí na tvaru výrobku). b) druh ochlazovacího prostředku závisí na př. na tvaru výrobku a na podmínkách ochlazování. c) doba popouštění minimálně 1 hod.																																																															
Obrobitelnost	Pro dobrou obrobitelnost je výhodný stav FP. Zlepšenou obrobitelnost vykazuje ocel C15R se zvýšeným obsahem S.																																																															
Stříhatelnost	Ocel C15 je stříhatelná za studena i ve stavu po válcování.																																																															
<p>1) Obsah síry u oceli C15R je 0,020 až 0,040 % s dovolenou odchylkou v hotovém výrobku ± 0,005 %.</p> <p>2) Prokazují se na referenčním vzorku uvedených průměrů. Slouží k průkazu dosažitelnosti mechanických hodnot v jádře po kalení a popouštění. Uvedené hodnoty jsou převzaty z literatury. Re – mez kluzu, Rm – pevnost v tahu, A – tažnost (počáteční měřená délka L₀ = 5,65√So), Z – kontrakce, KV – nárazová práce, zkušební těleso KCU s U-vrubem (průměr ze tří zjištěných hodnot, z nichž žádná nesmí být menší než 70% minimální střední hodnoty).</p> <p>3) Hodnoty prokalitelnosti jsou pouze informativní.</p> <p>4) ± znamená, že u jedné tavby smí být překročena horní nebo spodní hranice rozmezí rozboru tavby, ale nikoli obě současně.</p> <p>5) Uvedené údaje jsou informativní a nejsou součástí EN 10084</p>																																																																

Dostupný online z: <https://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/tycove-oceli-uhlikove-konstrukcni-a-legovane/oceli-k-cementovani-podle-en-10084/prehled-vlastnosti-oceli-c15>

23. Příloha D: Produktový list elektromotoru

MC

Šneková převodovka s motorem



Převodový poměr i	TYP	Výkon	Vstupní otáčky	Výstupní otáčky	Nominální kroutící moment M2 [Nm]	Napětí [V]	Proud [A]	Kondenzátor [μF]
		P2 [W]	n1	n2				
20	MC 100P	35	2800	140,0	2,0	230	0,41	3,15
	MC 160P2	60	2800	140,0	3,4	230	0,54	4,00
	MC 240P3	140	2800	140,0	7,9	230	1,03	8,00
	MC 80P	15	1400	70,0	1,8	230	0,33	4,00
	MC 110P2	19	1400	70,0	2,3	230	0,41	5,00
	MC 165P3	44	1400	70,0	5,5	230	0,53	4,00
	MC 244PT	49	2800	140,0	2,8	230/400	0,52/0,30	Třífázový
	MC 320P2T	74	2800	140,0	4,2	230/400	0,62/0,36	Třífázový
	MC 440P3T	180	2800	140,0	*9,0	230/400	0,90/0,52	Třífázový
	MC 110PT	14	1400	70,0	1,7	230/400	0,25/0,14	Třífázový
	MC 145P2T	18	1400	70,0	2,2	230/400	0,32/0,18	Třífázový
	MC 230P3T	63	1400	70,0	7,9	230/400	0,58/0,34	Třífázový
	MC 100P	35	2800	93,0	2,8	230	0,41	3,15
	MC 160P2	60	2800	93,0	4,8	230	0,54	4,00
MC 240P3	140	2800	93,0	*9,0	230	1,03	8,00	
MC 80P	15	1400	46,5	2,6	230	0,33	4,00	
MC 110P2	19	1400	46,5	3,2	230	0,41	5,00	
MC 165P3	44	1400	46,5	7,6	230	0,53	4,00	
MC 244PT	49	2800	93,0	3,9	230/400	0,52/0,30	Třífázový	
MC 320P2T	74	2800	93,0	5,9	230/400	0,62/0,36	Třífázový	
MC 440P3T	180	2800	93,0	*9,0	230/400	0,90/0,52	Třífázový	
MC 110PT	14	1400	46,5	2,4	230/400	0,25/0,14	Třífázový	
MC 145P2T	18	1400	46,5	3,0	230/400	0,32/0,18	Třífázový	
MC 230P3T	63	1400	46,5	*9,0	230/400	0,58/0,34	Třífázový	
MC 100P	35	2800	70,0	3,5	230	0,41	3,15	
MC 160P2	60	2800	70,0	5,9	230	0,54	4,00	
MC 240P3	140	2800	70,0	*9,0	230	1,03	8,00	
MC 80P	15	1400	35,0	3,2	230	0,33	4,00	
MC 110P2	19	1400	35,0	4,0	230	0,41	5,00	
MC 165P3	44	1400	35,0	*9,0	230	0,53	4,00	
MC 244PT	49	2800	70,0	4,8	230/400	0,52/0,30	Třífázový	
MC 320P2T	74	2800	70,0	7,3	230/400	0,62/0,36	Třífázový	
MC 440P3T	180	2800	70,0	*9,0	230/400	0,90/0,52	Třífázový	
MC 110PT	14	1400	35,0	3,0	230/400	0,25/0,14	Třífázový	
MC 145P2T	18	1400	35,0	3,8	230/400	0,32/0,18	Třífázový	
MC 230P3T	63	1400	35,0	*9,0	230/400	0,58/0,34	Třífázový	
MC 100P	35	2800	46,0	5,0	230	0,41	3,15	
MC 160P2	60	2800	46,0	8,5	230	0,54	4,00	
MC 80P	15	1400	23,0	4,6	230	0,33	4,00	
MC 110P2	19	1400	23,0	5,8	230	0,41	5,00	
MC 165P3	44	1400	23,0	*9,0	230	0,53	4,00	
MC 244PT	49	2800	46,0	7,0	230/400	0,52/0,30	Třífázový	
MC 320P2T	74	2800	46,0	*9,0	230/400	0,62/0,36	Třífázový	
MC 110PT	14	1400	23,0	4,2	230/400	0,25/0,14	Třífázový	
MC 145P2T	18	1400	23,0	5,4	230/400	0,32/0,18	Třífázový	
MC 100P	35	2800	40,0	5,3	230	0,41	3,15	
MC 160P2	60	2800	40,0	*9,0	230	0,54	4,00	
MC 80P	15	1400	20,0	4,9	230	0,33	4,00	
MC 110P2	19	1400	20,0	6,1	230	0,41	5,00	
MC 244PT	49	2800	40,0	7,4	230/400	0,52/0,30	Třífázový	
MC 320P2T	74	2800	40,0	*9,0	230/400	0,62/0,36	Třífázový	
MC 110PT	14	1400	20,0	4,5	230/400	0,25/0,14	Třífázový	
MC 145P2T	18	1400	20,0	5,7	230/400	0,32/0,18	Třífázový	
MC 100P	35	2800	35,0	5,7	230	0,41	3,15	
MC 160P2	60	2800	35,0	*9,0	230	0,54	4,00	
MC 80P	15	1400	17,5	5,2	230	0,33	4,00	
MC 110P2	19	1400	17,5	6,6	230	0,41	5,00	
MC 244PT	49	2800	35,0	7,9	230/400	0,52/0,30	Třífázový	
MC 320P2T	74	2800	35,0	*9,0	230/400	0,62/0,36	Třífázový	
MC 110PT	14	1400	17,5	4,8	230/400	0,25/0,14	Třífázový	
MC 145P2T	18	1400	17,5	6,1	230/400	0,32/0,18	Třífázový	

*Hvězdičkou označené kroutící momenty nesmí být v žádném případě překročeny, protože při velkých převodových poměrech je výkon motoru mnohem vyšší než je přípustné zatížení převodovky.

Tiskové chyby, rozměrové a konstrukční změny vyhrazeny. | Vydání 2007

Minimotor 509

Dostupný

online

Z:

https://www.teatechnik.cz/doc/katalogy/Prevodove_motory_Minimotor.pdf

24. Příloha E: Produktový list ozubeného řemene

Ozubené řemeny
typ HTD

3M			
Typ/L mm	Počet zubů	Typ/L mm	Počet zubů
3M - 90	30	3M - 393	131
3M - 105	35	3M - 405	135
3M - 111	37	3M - 420	140
3M - 129	43	3M - 426	142
3M - 141	47	3M - 432	144
3M - 144	48	3M - 447	149
3M - 147	49	3M - 462	154
3M - 150	50	3M - 474	158
3M - 159	53	3M - 480	160
3M - 165	55	3M - 486	162
3M - 168	56	3M - 495	165
3M - 171	57	3M - 501	167
3M - 174	58	3M - 510	170
3M - 177	59	3M - 513	171
3M - 180	60	3M - 519	173
3M - 186	62	3M - 522	174
3M - 192	64	3M - 525	175
3M - 195	65	3M - 531	177
3M - 201	67	3M - 537	179
3M - 204	68	3M - 558	186
3M - 207	69	3M - 564	188
3M - 210	70	3M - 570	190
3M - 213	71	3M - 576	192
3M - 225	75	3M - 579	193
3M - 231	77	3M - 597	199
3M - 240	80	3M - 600	200
3M - 243	81	3M - 606	202
3M - 246	82	3M - 615	205
3M - 252	84	3M - 621	207
3M - 255	85	3M - 633	211
3M - 264	88	3M - 648	216
3M - 267	89	3M - 669	223
3M - 270	90	3M - 675	225
3M - 276	92	3M - 711	237
3M - 285	95	3M - 735	245
3M - 288	96	3M - 738	246
3M - 291	97	3M - 756	252
3M - 294	98	3M - 804	268
3M - 297	99	3M - 843	281
3M - 300	100	3M - 882	294
3M - 312	104	3M - 888	296
3M - 315	105	3M - 945	315
3M - 318	106	3M - 1062	354
3M - 327	109	3M - 1125	375
3M - 330	110	3M - 1245	415
3M - 333	111	3M - 1263	421
3M - 336	112	3M - 1500	500
3M - 339	113	3M - 1530	510
3M - 345	115	3M - 1863	621
3M - 357	119		
3M - 363	121		
3M - 366	122		
3M - 375	125		
3M - 384	128		
3M - 390	130		

5M			
Typ/L mm	Počet zubů	Typ/L mm	Počet zubů
5M - 180	36	5M - 860	172
5M - 225	45	5M - 890	178
5M - 235	47	5M - 900	180
5M - 245	49	5M - 925	185
5M - 255	51	5M - 935	187
5M - 265	53	5M - 940	188
5M - 270	54	5M - 950	190
5M - 285	57	5M - 965	193
5M - 295	59	5M - 980	196
5M - 300	60	5M - 1000	200
5M - 305	61	5M - 1035	207
5M - 325	65	5M - 1050	210
5M - 330	66	5M - 1100	220
5M - 340	68	5M - 1125	225
5M - 345	69	5M - 1135	227
5M - 350	70	5M - 1195	239
5M - 375	75	5M - 1200	240
5M - 385	77	5M - 1240	248
5M - 400	80	5M - 1270	254
5M - 415	83	5M - 1420	284
5M - 420	84	5M - 1425	285
5M - 425	85	5M - 1595	319
5M - 450	90	5M - 1690	338
5M - 455	91	5M - 1790	358
5M - 460	92	5M - 1800	360
5M - 465	93	5M - 1895	379
5M - 475	95	5M - 2000	400
5M - 500	100	5M - 2110	422
5M - 520	104	5M - 2250	450
5M - 525	105	5M - 2350	470
5M - 535	107	5M - 2525	505
5M - 550	110		
5M - 565	113		
5M - 575	115		
5M - 580	116		
5M - 600	120		
5M - 610	122		
5M - 615	123		
5M - 635	127		
5M - 640	128		
5M - 665	133		
5M - 670	134		
5M - 675	135		
5M - 700	140		
5M - 705	141		
5M - 710	142		
5M - 725	145		
5M - 740	148		
5M - 750	150		
5M - 755	151		
5M - 775	155		
5M - 800	160		
5M - 825	165		
5M - 835	167		
5M - 850	170		

25. Příloha F: Produktový list ozubených řemenic



Ozubené řemenice

typ HTD, metrická rozteč, předvrtané provedení,
materiál hliník/ocel/šedá litina

HTD 5M pro řemen š - 25 mm

Objednáací číslo	Počet zubů	typ	D_p	D_o	D_f	D_m	D_i	F	L	Vrtání d	Příruba číslo	Materiál
12-5M-25	12	1F	19,10	17,96	23	13,0		30,5	36,0		14	ocel
14-5M-25	14	1F	22,28	21,14	25	13,0		30,5	36,0	6,0	2	ocel
15-5M-25	15	1F	23,87	22,73	28	16,0		30,5	36,0	6,0	4	ocel
16-5M-25	16	1F	25,46	24,32	28	16,5		30,5	36,0	6,0	4	ocel
18-5M-25	18	1F	28,65	27,51	32	20,0		30,5	36,0	6,0	6	ocel
20-5M-25	20	1F	31,83	30,69	36	23,0		30,5	36,0	6,0	8	ocel
21-5M-25	21	1F	33,42	32,28	38	24,0		30,5	38,0	6,0	9	ocel
22-5M-25	22	1F	35,01	33,87	39	25,5		30,5	38,0	6,0	15	ocel
24-5M-25	24	1F	38,20	37,06	42	27,0		30,5	38,0	6,0	13	ocel
26-5M-25	26	1F	41,38	40,24	44	30,0		30,5	38,0	6,0	12	ocel
28-5M-25	28	1F	44,56	43,42	48	30,5		30,5	38,0	6,0	11	ocel
30-5M-25	30	1F	47,75	46,60	51	35,0		30,5	38,0	6,0	16	ocel
32-5M-25	32	1F	50,93	49,79	54	38,0		30,5	38,0	8,0	18	ocel
36-5M-25	36	1F	57,30	56,16	60	38,0		30,5	38,0	8,0	21	ocel
40-5M-25	40	1F	63,66	62,52	71	38,0		30,5	38,0	8,0	25	ocel
44-5M-25	44	8	70,03	68,89		38,0		30,5	40,0	8,0		hliník
48-5M-25	48	3	76,39	75,25		38,0	61	30,5	40,0	8,0		hliník
60-5M-25	60	3	95,49	94,35		50,0	80	30,5	40,0	8,0		hliník
72-5M-25	72	3	114,59	113,45		50,0	100	30,5	40,0	8,0		hliník

s přírubou

bez příruby

Dostupný online z : <https://www.teatechnik.cz/remnice-htd/>

26.Příloha G: Schematické uložení čepů a maticového pouzdra v bodě B

