

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N0715A270017 - Konstruování strojů a
technických zařízení

Studijní specializace: Konstruování výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh vertikálně pohyblivého stolu

Autor: Bc. Daniel Hlavatý

Vedoucí práce: Ing. Petr Bernardin, Ph.D

Akademický rok 2022/2023

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Daniel HLAVATÝ**
Osobní číslo: **S22N0026K**
Studijní program: **N0715A270017 Konstruování strojů a technických zařízení**
Specializace: **Konstruování výrobních strojů a zařízení**
Téma práce: **Návrh vertikálně pohyblivého stolu**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Zásady pro vypracování

Základní požadavky:

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh vertikálně pohyblivého stolu v zástavbově omezeném prostoru. Při návrhu bude nutné respektovat požadavky na stabilitu konstruovaného zařízení při definovaném způsobu zatěžování.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Specifikace požadavků, analýza úlohy.
2. Konstrukční návrh s příslušnými výpočty.
3. Vypracování příslušné technické dokumentace.
4. Komplexní hodnocení navrhovaného řešení.

Konzultant – Ing. Petr Švinger

Zadavatel – Mubea, spol. s.r.o.

Rozsah diplomové práce: **40-60**
Rozsah grafických prací: **podle potřeby**
Forma zpracování diplomové práce: **elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
[2] BRENÍK, P., PÍČ, J. Obráběcí stroje: Konstrukce a výpočty. Praha: SNTL, 1986

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Petr Bernardin, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **30. listopadu 2022**
Termín odevzdání diplomové práce: **26. května 2023**

L.S.

Doc. Ing. Vladimír Duchek, Ph.D.
děkan

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 30. listopadu 2022

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu Ing. Petru Bernardinovi, Ph.D za odborné vedení, trpělivost, připomínky a cenné rady. Děkuji také panu Ing. Petru Švingerovi za poskytnutí podkladů a předání cenných informací.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bc. Hlavatý	Jméno Daniel	
STUDIJNÍ PROGRAM	N0715A270017 - Konstruování strojů a technických zařízení		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Bernardin, Ph.D	Jméno Petr	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh vertikálně pohyblivého stolu		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2023
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	72	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	17
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce obsahuje návrh mechanismu pro polohování zakládacího zařízení, které je součástí zušlechťovací trati pružinového drátu. Proveden je konstrukční návrh s potřebnými výpočty a je zvoleno vhodné řešení pro zajištění stability. Dále je provedena MKP analýza složitěji zatěžovaných prvků.
KLÍČOVÁ SLOVA	Zdvih, nůžkový mechanismu, teleskopický motor, posuv, ozubený řemen

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Bc. Hlavatý	Name Daniel	
STUDY PROGRAMME	N0715A270017 - Design engineering of machines and technical devices		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Bernardin, Ph.D	Name Petr	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of a vertically movable table		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2023
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	72	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	17
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis contains the design of a mechanism for positioning the loading device, which is a part of the refining line of spring wire. The design with the necessary calculations is performed and a suitable solution is chosen to ensure stability. Furthermore, FEM analysis of the more complex loaded elements is performed.
KEY WORDS	Lift, scissor mechanism, telescopic motor, feed, toothed belt

Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů

Seznam obrázků

Seznam tabulek

1	Úvod.....	1
2	Teoretická část.....	2
2.1	Seznámení se společností Mubea	2
2.2	Trať na tepelné zpracování drátu.....	2
2.2.1	Rovnačka.....	3
2.3	Požadavky na pohyblivý stůl.....	4
2.4	Technické možnosti pro polohování stolu.....	5
2.4.1	Posuv	5
2.4.2	Zdvih	10
3	Praktická část.....	17
3.1	Analýza konkurenčních řešení.....	17
3.2	Specifikace zadání	19
3.3	Analýza stávajícího řešení	20
3.3.1	Statický rozbor paralelogramu	21
3.3.2	Napětí a deformace hnaného ramena mechanismu	27
3.3.3	Analytická kontrola svarů	29
3.4	Návrh variant řešení.....	31
3.4.1	Posuv	31
3.4.2	Zdvih	32
3.5	Konstrukční návrh vlastního řešení	35
3.5.1	Návrh zdvihacího mechanismu	35
3.5.2	Návrh posuvu	53
3.5.3	Navržené konstrukční řešení	61
4	Zhodnocení navrženého řešení a shrnutí.....	62
5	Závěr.....	63
	Seznam použitých zdrojů	64
	Seznam použitého softwaru	66
	Seznam příloh vevázaných.....	66
	Seznam příloh volně vložených	66

Přehled použitých zkratk a symbolů

ČSN	Česká technická norma	
DIN	Deutsche Industrie-Norm	Německá národní norma
MKP	Metoda konečných prvků	
CAD	Computer-aided design	Počítačem podporované projektování
a, b, c, c_1, d, d_1, e	Délkový rozměr	[mm]
F_B	Boční zatížení kolmo na osu drátu	[N]
F_O	Zatížení ve směru osy drátu	[N]
F_P	Síla pohonu	[N]
$F_{VA}, F_{VB}, F_{VC}, F_{VD}$	Velikost valivého odporu rolny	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
G	Zatížení tíhou mechanismu	[N]
G_R	Zatížení hmotou rovnačky	[N]
h	Výška zdvihu	[mm]
k	Bezpečnost k mezi kluzu	[-]
l_{ul}	Příčná vzdálenost mezi uloženími	[mm]
M_B, M_{Bhr}	Moment od síly F_B	[N·m]
M_{Chr}, M_C	Moment v rovině uložení	[N·m]
M_O, M_{Ohr}	Moment od síly F_O	[N·m]
r, r_{Fb}, r_{Fo}	Vzdálenosti působitě sil	[mm]
$R_{Ax,y} - R_{Fx,y}$	Reakce ve vazbách	[N]
R_{Fb}	Reakce od síly F_B	[N]
R_G	Reakce od zatížení tíhou mechanismu	[N]
R_{Mb}	Reakce od momentu M_B	[N]
R_{Mc}	Reakce od momentu M_C	[N]
R_{MChr}	Reakce od momentu M_{Chr}	[N]
R_1, R_2	Poloměr rolny	[mm]
t	Čas	[s]
t_2, t_3, t_5	Vzdálenost těžiště	[mm]
u_d, u_h, u	Vzdálenost mezi uloženími	[mm]
v	Rychlost	[m·s ⁻¹]
α, β, γ	Úhel	[°]
$\eta_{řem}$	Účinnost řemenového převodu	[-]
σ_{kt}	Mez kluzu v tahu	[MPa]

σ_{pt}	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
σ_{max}	Maximální napětí	[MPa]
ξ	Rameno valivého odporu	[mm]

Seznam obrázků

Obr. 1: Napínací systém řemenu [4]	2
Obr. 2: Model rovnačky (5).....	3
Obr. 3: Soustava rolen na rovnačce (5)	4
Obr. 4: Schéma naznačující rozsah jednotlivých pohybů	5
Obr. 5: Válečkové lineární vedení typu HRX výrobce THK [7]	7
Obr. 6: Řez pojezdovou rolnou firmy Winkel [8].....	7
Obr. 7: Pastorek a hřeben s šikmým ozubením výrobce APEX DYNAMICS [12].....	8
Obr. 8: Varianty lineárního pohonu pomocí ozubeného řemene [16].....	9
Obr. 9: Hydraulická jednonůžková plošina výrobce Ameise [17]	11
Obr. 10: Schéma nůžkového mechanismu s hydraulickým pohonem	11
Obr. 11: Nůžkový zdvihací mechanismus s pohybovým šroubem výrobce ADE [18]	12
Obr. 12: Schéma paralelogramového mechanismu	12
Obr. 13 Schéma paralelogramového mechanismu s hydraulickým přímočarým motorem	13
Obr. 14: Schéma nůžkového mechanismu s teleskopickým hydraulickým motorem.....	13
Obr. 15: Nůžkový mechanismu s pohybovým šroubem	14
Obr. 16: Tlačný řetěz LinkLift výrobce Serapid [21]	14
Obr. 17: Nůžkový mechanismus poháněný dvojicí tlačných řetězů [24]	15
Obr. 18: Pohon ND6 od výrobce Paco Spiralift [25]	15
Obr. 19: Nůžková plošina od výrobce Autoquip s pohonem Spiralift [27]	16
Obr. 20: Teleskopický sloup Phoenix výrobce Columbus McKinnon Engineered Products GmbH [28]	18
Obr. 21: Model současného řešení polohovacího stolu [5].....	20
Obr. 22: Uložení horního ramena v horním rámu stolu [5]	20
Obr. 23: Síly působící na rovnačku	21
Obr. 24: Zatížení a reakce působící na ramena mechanismu od stolu.....	22
Obr. 25: Výpočtové schéma současného řešení	22
Obr. 26: Uvolnění členu 2	23
Obr. 27: Uvolnění tělesa 3.....	23
Obr. 28: Uvolnění členu 4	24
Obr. 29: Uvolnění členu 5	24
Obr. 30: Pomocný trojúhelník pro vyjádření délky l a úhlu γ	25
Obr. 31: Průběhy reakcí R_{ax} a R_{ay}	25
Obr. 32: Průběhy reakcí R_{bx} a R_{by}	26
Obr. 33: Průběhy reakcí R_{cx} a R_{cy}	26

Obr. 34: Průběhy reakcí R_{dx} a R_{dy}	26
Obr. 35: Průběhy reakcí R_{ex} a R_{ey} a výslednice R_e působící na člen 5	27
Obr. 36: Průběhy reakcí R_{fx} a R_{fy}	27
Obr. 37: Model před spuštěním výpočtu	28
Obr. 38: Průběh posunutí na zatíženém modelu	28
Obr. 39: Průběh napětí v modelu	29
Obr. 40: Detail na špičku napětí naznačující hranový tlak v oblasti uložení	29
Obr. 41: Znázornění kontrolovaných svarů	30
Obr. 42: Schéma varianty B	32
Obr. 43: Schéma varianty C	33
Obr. 44: Schéma varianty D	34
Obr. 45: Model navrženého zdvihacího mechanismu	35
Obr. 46: Prostorové schéma nůžkového mechanismu	36
Obr. 47: Náhradní výpočtové schéma rovinného nůžkového mechanismu	37
Obr. 48: Uvolnění členu 2	37
Obr. 49: Uvolnění členu 3	38
Obr. 50: Uvolnění členu 4	38
Obr. 51: Reakce ve vazbách mechanismu a síla pohonu v závislosti na zdvihu	39
Obr. 52: Reakce od F_B , M_B a M_C	39
Obr. 53: Model vidlice s valivými jednotkami	43
Obr. 54: Výsledky pevnostní kontroly čepu spojení ramene a tělesa valivých jednotek	43
Obr. 55: Původní návrh ramen (vlevo vnější rameno, vpravo vnitřní rameno)	44
Obr. 56: Konečný návrh ramen (vlevo vnější rameno, vpravo vnitřní rameno)	45
Obr. 57: Výpočtový model vnějšího ramene	45
Obr. 58: Zasíťovaný, zavazbený a zatížený model vnějšího ramene	46
Obr. 59: Výsledná deformace vnějšího ramene	46
Obr. 60: Průběh napětí vnějšího ramene	47
Obr. 61: Nejvyšší napětí vnějšího ramene	47
Obr. 62: Výpočtový model vnitřního ramene	48
Obr. 63: Zasíťovaný, zavazbený a zatížený model vnitřního ramene	48
Obr. 64: Výsledná deformace vnitřního ramene	49
Obr. 65: Průběh napětí vnitřního ramene	49
Obr. 66: Nejvyšší napětí vnitřního ramene	49
Obr. 67: Spodní rám zdvihacího mechanismu (vlevo pohled shora)	50
Obr. 68: Výpočtový model spodního rámu zdvihacího mechanismu	50

Obr. 69: Zasíťovaný, zavazbený a zatížený model spodního rámu zdvihacího mechanismu.	51
Obr. 70: Výsledná deformace spodního rámu zdvihacího mechanismu	51
Obr. 71: Boční pohled na mechanismus v nejnižší poloze	52
Obr. 72: Boční pohled na mechanismus v nejvyšší poloze	52
Obr. 73: Navržený posuvový mechanismus	53
Obr. 74: Schéma pro výpočet reakcí působících na rolny	53
Obr. 75: parametry rolny Winkel 4.058 [34]	55
Obr. 76: Uložení volné řemenice	56
Obr. 77: Jednoduchý napínací prvek řemenu	57
Obr. 78: Řemenice TL40-8M-20 s pouzdrem Taper Lock 1610	57
Obr. 79: Zatížený model hřídele	58
Obr. 80: Nastavení výsledky výpočtu hřídele	58
Obr. 81: Redukované napětí hřídele	59
Obr. 82: Výsledky kontroly pera hřídele	59
Obr. 83: Pojezdová rolna s přírubou a deska pro upnutí řemenu	60
Obr. 84: Domek ložiska hřídele	60
Obr. 85: Polohovací mechanismus v poloze pro zakládání drátu	61

Seznam tabulek

Tab. 1: Maximální hodnoty reakcí a síly pohonu	39
Tab. 2: Výsledné reakce	40
Tab. 3: Vypočítané reakce rolen	54
Tab. 4: Parametry sestavy motoru s převodovkou KA47BDR2S63MS4/BE03/TF	56
Tab. 5: Přibližná kalkulace nakupovaných dílů	61

1 Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh a posouzení nového konstrukčního řešení vertikálně pohyblivého stolu, který se nachází na začátku trati pro tepelné zpracování pružinového drátu. Na pohyblivém stole se nachází rovnačka, jejímž úkolem je narovnáání drátu a jeho následné zavedení do samotné trati. Při konzultaci se zadavatelem práce, kterým je Mubea spol. s. r. o. (dále jen Mubea), bylo zjištěno, že stůl bude muset být kvůli zakládání drátu opatřen ještě horizontálním posuvem a práce se tedy rozšířila o další část.

V teoretické části je nejprve krátce představen zadavatel této diplomové práce, společnost Mubea. Poté je popsán technologický úsek, jehož součástí je rovnačka, která bude umístěna na navrhovaném pohyblivém stole. Pro lepší porozumění dalším kapitolám je v této části práce následně provedeno bližší seznámení se zadáním a základními požadavky na pohyblivý stůl. Ve třetí, nejrozsáhlejší kapitole teoretické části, jsou rozebrány technické možnosti polohování stolu z hlediska vedení pohybu a pohonů.

Praktická část této práce obsahuje analýzu konkurenčních řešení, specifikaci zadání a analýzu stávajícího řešení pohyblivého stolu. Dále jsou zde navrženy varianty nového řešení, ze kterých je následně vybrána nejvhodnější, pro kterou je posléze proveden konstrukční návrh včetně potřebných výpočtů. V závěru práce je provedena kontrola splnění všech požadavků zadavatele, je provedeno zhodnocení nového řešení a jeho porovnání se stávajícím řešením pohyblivého stolu.

2 Teoretická část

2.1 Seznámení se společností Mubea

Společnost Mubea patří mezi světové lídry v oblasti vývoje a výroby automobilových komponent. Kromě toho ale nabízí také komponenty a konstrukční celky pro letecký průmysl a mimo jiné i výrobky pro různé průmyslové aplikace, jakými jsou například pružinové systémy. Široké portfolio automobilových výrobků zahrnuje především produkty pro podvozky, karoserie a pohony vozidel. V oblasti automobilového průmyslu Mubea představuje inovativního výrobce, který v rámci let přinesl do tohoto odvětví nová řešení, která napomáhají dnešnímu trendu odlehčování vozidel a tím snižování spotřeby energie, s čímž je úzce spojeno snižování emisí a zmírnění dopadu na životní prostředí. [1]

Vznik této německé společnosti je datován do roku 1916, kdy byla Josefem Muhrem starším založena firma Josef Muhr, Attendorn. Roku 1920 vstoupil do podniku jako osobně ručící společník pan Ludwig Bender, čímž vzniklo nové jméno společnosti Muhr & Bender. Od roku 1931 jsou produkty společnosti opatřovány vlastní obchodní značkou Mubea. Název Mubea je složen z počátečních písmen příjmení obou vlastníků firmy Muhr a Bender a sídla společnosti Attendorn. Do dnešního dne se společnost rozrostla do 48 výrobních závodů ve 20 zemích světa, ve kterých pracuje přes 14 000 zaměstnanců. [2]

Do průmyslového povědomí České republiky se společnost Mubea dostala v roce 1995, kdy byl založen závod v Žebráku, který je zároveň největším závodem společnosti Mubea v naší zemi. Do dnešního dne Mubea otevřela v České republice ještě další dva závody v Prostějově a Dolních Kralovicích. Pobočka v Žebráku disponuje kromě výrobního závodu vlastním vývojovým centrem a nástrojárnou. Ve výrobním závodě Žebrák se vyrábí díly z karbonových vláken, napínací systémy řemenů (Obr. 1), rámy do sedaček, hlavové opěrky a další automobilové komponenty. [3]



Obr. 1: Napínací systém řemenu [4]

2.2 Trati' na tepelné zpracování drátu

Účelem této trati, jak již její samotný název napovídá, je teplené zpracování drátu. Konkrétně se jedná o zušlechtnění pružinového drátu, ze kterého se následně vyrábějí vinuté pružiny pro pružící jednotky osobních automobilů. Drát v rámci trati prochází vždy dvěma, v některých případech třemi, technologickými operacemi, které jsou zásadní pro zlepšení jeho vlastností. Dvě z nich, kterými projdou všechny dráty zpracovávané touto trati jsou kalení a popouštění, třetí operací, která je volena v závislosti na požadovaných materiálových vlastnostech zpracovaného drátu, je povrchové popouštění na povrchu drátu do hloubky desetin milimetru. [5]

Před samotnou tratí se nachází svitek s návinem drátu pro zpracování, který má vlastní pohon a jeho otáčení je řízeno v závislosti na žádané rychlosti pohybu drátu probíhajícího tratí. Osa svitku má k podlaze kolmou polohu, svitek může dosahovat průměru až 1,5 m a volný konec drátu může být umístěn v jeho libovolné výšce. Za svitkem má své místo rovnačka, která je v podstatě manipulačním zařízením nezbytným pro zavedení pružinového drátu do tratí, ve které již dochází k potřebným technologickým operacím. [5]

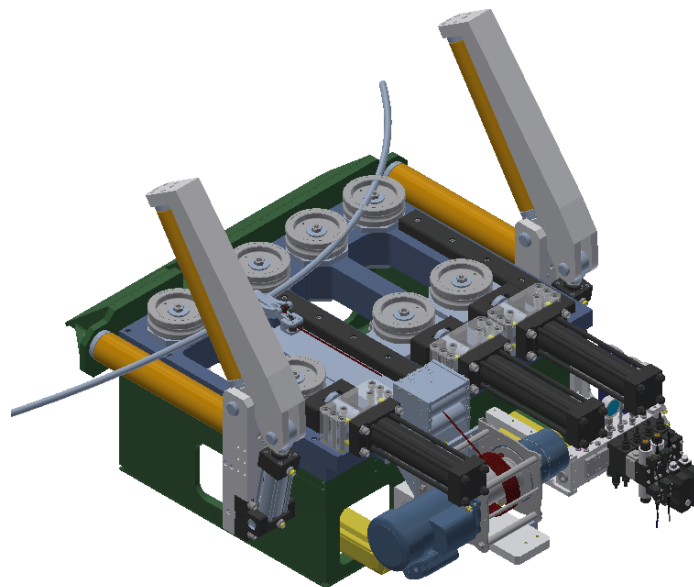
Na začátku tratí prochází drát čistící kartáčovou stanicí, která ho zbaví mastku, který na něm ulpěl v procesech jeho výroby tažením a kalibrací průměru. Za kartáčovou stanicí je první ze dvou pohonů, který je tvořen soustavou osmi hydraulicky přitlačovaných rolen, poháněných systémem kardanových hřídelů. Následuje rovníací sekce, která je složena z devíti-válečkové vertikální a horizontální sekce, sloužící pro přesné narovnání drátu před jeho tepelným zpracováním. Po rovníací sekci drát prochází druhým pohonem, který se skládá už jen ze čtyř rolen, které jsou opět hydraulicky přitlačovány a poháněny taktéž systémem kardanových hřídelů. [5]

Za pohonem se nachází nejdůležitější část tratí, kde je drát tepelně zpracováván. Na první pozici nejprve proběhne indukční ohřev pomocí čtyř indukčních cívek na požadovanou kalící teplotu okolo 950 °C, který je následován částí pro ochlazením drátu. Posléze drát prochází druhým indukčním ohřevem, tentokrát dvěma indukčními cívkami na popouštěcí teplotu okolo 450 °C a pokračuje do druhé ochlazovací sekce. Poté drát prochází třetím indukčním ohřevem za pomoci jedné indukční cívky, která se zapíná v případě požadavku na povrchové popouštění. Třetí ohřev je opět následován ochlazovací sekci. [5]

V poslední části tratí se nachází stříhací sekce, kontrolní sekce a značící sekce, následovány plastickým předohybem drátu, bez kterého by drát při navíjení na svitek vlivem vnitřního napětí praskl. Poslední pozicí tratí je navíjení zušlechťeného drátu na svitek. [5]

2.2.1 Rovnačka

Úkolem rovnačky, která je umístěna na pohyblivém stole, je hrubé narovnání drátu a jeho zavedení ze svitku do tratí. Toto předrovnání, především prvních zhruba dvou metrů drátu, je nezbytné pro jeho zavedení do zušlechťovací tratí, protože nenarovnaný drát by vybíhal mimo vstupní bod a nebylo by jej možné do zušlechťovací tratí zavést. [5] Obrázek rovnačky, pořízený z modelu poskytnutého zadavatelem této práce, je na Obr. 2.



Obr. 2: Model rovnačky (5)

Zařízení je tvořeno soustavou kladek, z nichž některé jsou pevné a některé jsou přestavitelné v horizontálním směru kolmo na osu drátu. K přestavování kladek jsou používány lineárními hydromotory, které zabezpečují požadovaný přítlak na drát. První dvojice kladek (na Obr. 3 první dvojice zprava) je hnaná a přenos hnacího momentu třením na drát zajišťuje jeho osový posuv. Následující pětice kladek slouží k rovnání. Na vstupu a výstupu z rovnačky jsou umístěny nehnané odklopné rolly, které zachytí drát při zakládání do rovnačky a zabezpečí, že z ní drát nevyskočí. Součástí zařízení je elektricky řízený naviják, který obsluha používá pro zakládání drátu do rovnačky. [5]



Obr. 3: Soustava rolen na rovnačce (5)

Zakládání drátu v minulosti probíhalo ručně obsluhou a rovnačka byla řešena jako pevná část zařízení, do které obsluha trati manuálně, pouze za pomoci vlastních sil, založila drát ze svitku. S nástupem elektromobility do automotive průmyslu a tím zvýšení provozní hmotnosti vozidel, muselo být upraveno i jejich odpružení, což s sebou přineslo navýšení průměru drátu pro výrobu pružin. S tím vzrostla i síla potřebná pro manipulaci s drátem při jeho zakládání do rovnačky a nemožnost nové pružinové dráty zakládat manuálně. Proto je součástí zařízení naviják, za který obsluha zahákne drát a navijákem ho ustaví do požadované polohy. [5]

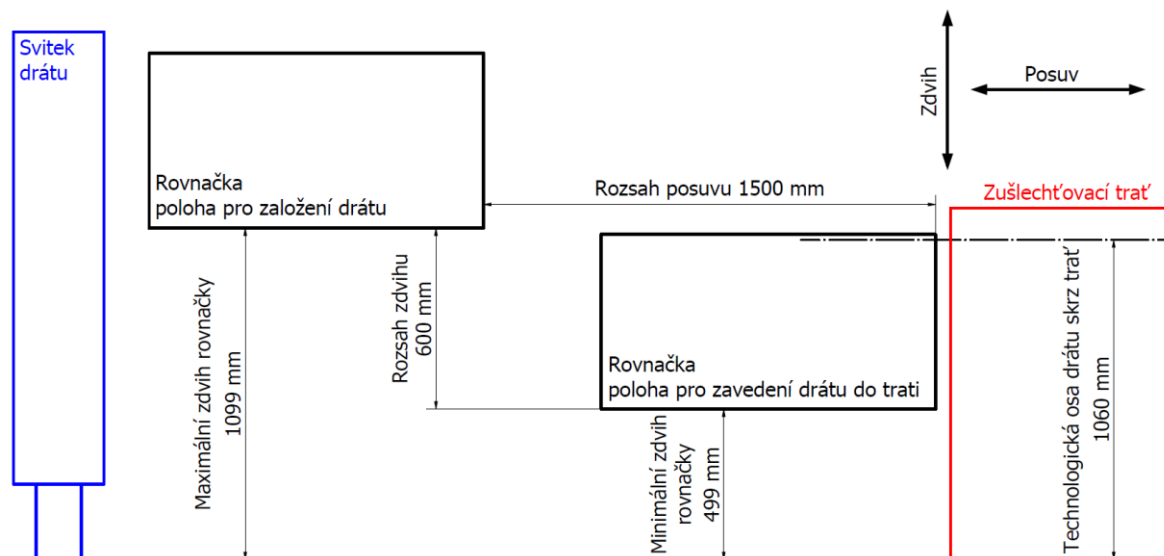
Nově tedy zavedení pružinového drátu splňujícího požadavky pro elektromobily do trati probíhá následujícím způsobem. Obsluhou je stůl přestaven v horizontálním směru do požadované polohy pro založení drátu do rovnačky a následně je stůl zdvihnut do potřebné výšky v závislosti na konci drátu na svitku. Posléze jsou obsluhou odklopeny rolly, uvolněny přítlačné kladky a na naviják je zaháknut konec drátu ze svitku. Po zaháknutí je drát navijákem ustaven do požadované osově polohy mezi kladky a dojde k přiklopení rolen. Dále jsou lineárními hydromotory přítlačeny kladky a uchycen drát. Poté už je stůl přestaven ve vertikálním a horizontálním směru do polohy pro zavedení drátu do trati. Celá operace je prováděna a řízena obsluhou zařízení, takže se nejedná automatizovanou činnost. [5]

2.3 Požadavky na pohyblivý stůl

Po detailním seznámení se zadáním u zadavatele práce, které obsahovalo i představení současného řešení a provozu rovnačky, vyplynulo několik vstupních faktorů pro hledání vhodného řešení. Kromě zadané zatížení od hmotnosti rovnačky, která bude umístěna na pohyblivém stole, byly poskytnuty i hodnoty zatížení boční a osovou silou, kterou drát působí na rovnačku. Součástí zadání jsou rozměry rovnačky, minimální a maximální zdvih stolu a rozsah posuvu v posuv horizontálním směru. Bližší specifikace požadavků je uvedena v kapitole 3.2.

Termíny zdvih (případně vertikální pohyb/směr) a posuv (případně horizontální pohyb/směr) jsou v dalších částech práce využívány velmi často, je tedy vhodné je nyní správně definovat. Polohováním v horizontálním směru se rozumí změna polohy rovnačky podélně

k ose drátu (rovnoběžně s rovinou podlahy), zatímco zdvihem je myšlena změna výšky základny rovnačky vůči podlaze (kolmo k rovině podlahy). Směry pohybů spolu s jejich rozsahy jsou nejlépe patrné ze schématu na Obr. 4., kde jsou zaneseny i jejich rozsahy.



Obr. 4: Schéma naznačující rozsah jednotlivých pohybů

Polohování stolu je operace řízená obsluhou zařízení na základě vizuální kontroly obsluhou, což znamená použití ručních ovládacích prvků bez nutnosti jakéhokoli odměřování polohy a přesného polohování stolu. Pro vedení stolu a pohonu tedy nebude nutné volit extrémně přesné varianty s polohováním na desetiny milimetrů.

Pro zdvih je potřeba zajistit možnost zastavit pohyb v libovolné výšce v závislosti na tom, v jaké výšce svitku se nachází konec drátu, který se bude zakládat do rovnačky. Komplikace pro zdvih je ale zástavbová výška po kompletní pohyblivý stůl pod rovnačkou v poloze pro zavedení drátu do trati, která je menší než samotný zdvih, což samotné řešení komplikuje. Taktéž není možné zasáhnout s mechanismem nad základnu rovnačky, aby nebyl omezen manipulační prostor.

Dráha zdvihu stolu nemusí být nutně lineárním pohybem po přímce, jelikož obsluha si může potřebnou polohu v horizontálním směru upravit podle potřeby. Tato informace přináší další možnosti pro konstrukční řešení zdvihacího mechanismu stolu, než by tomu bylo při požadavku na dodržení přímé dráhy pohybu.

Posuv je vyžadován ve směru osy drátu a pro ideální nastavení stolu pro zakládání drátu je zapotřebí, aby bylo možné stůl taktéž libovolně polohovat. Žádná omezení jako v případě zdvihu zde nejsou.

2.4 Technické možnosti pro polohování stolu

V této kapitole je provedena rešerše řešené problematiky a jsou zde popsány jednotlivé možnosti použitelné pro varianty požadovaných pohybů – posuvu a zdvihu. Na požadovaný pohyb je nahlíženo jak z hlediska jeho vedení, tak i z hlediska pohonu, který je pro realizaci pohybu nezbytný.

2.4.1 Posuv

Požadovaným posuvem je pohyb ve směru osy zušlechťovací trati drátu pro ustavování rovnačky do poloh pro zakládání drátu do rovnačky a pro zavedení drátu z rovnačky do trati.

V první části této podkapitoly jsou představeny možnosti vedení lineárního pohybu a ve druhé části jsou uvedeny použitelné varianty pohonu pro jeho realizaci.

2.4.1.1 Vedení posuvu

Vedení by mělo zajistit vzájemný pohyb, v tomto případě přímočarý posuv, mezi pohyblivou a pevnou částí zařízení po předepsané dráze a zároveň přenést zatížení z jedné části na druhou. Ideální vedení pro zamýšlenou aplikaci by mělo zaručit dostatečnou tuhost, odolnost proti opotřebení, zachycení všech potřebných zatěžovacích sil, minimální údržbu a samozřejmě vhodnost pro montáž a nízké pořizovací a provozní náklady. Speciální požadavky na přesnost, minimální vůle a pasivní odpory spolu s odolností proti trhavým pohybům nejsou vzhledem k řízení obsluhou a účelu zařízení nutné. Vzhledem k povaze provozu a polohovacím rychlostem není pro zařízení uvažováno hydrostatické případně aerostatické vedení, které je z hlediska návrhu, výroby, provozu, údržby i oprav zbytečně časově i finančně nákladné.

2.4.1.1.1 Kluzné vedení

Nejrozšířenější použití kluzných vedení je v oblasti těžkých strojů, protože jsou schopná přenášet vysoká zatížení. Jejich další výhodou je dobré tlumení chvění. Kluzná vedení se dělí na dva typy, a to vedení s polosuchým třením a vedení hydrodynamická. [6] Hydrodynamické vedení nebude dále uvažováno ze stejných důvodů jako v případě hydrostatického vedení.

Pro vedení s polosuchým třením musí být hnací síla dostatečně vysoká, aby překonala odpor tření za klidu. Po rozpořehování pohyblivé části dochází k poklesu třecího odporu a tím i třecí síle, která působí odpor proti pohybu. Vodící plochy jsou opatřeny mazivem, ale jeho vrstva nemá dostatečnou tloušťku, takže dochází k částečnému dotyku na vrcholcích stykových ploch. Z toho důvodu může docházet k trhavým pohybům, což je jev nevhodný při použití pro přesné aplikace. Naopak velikou výhodou těchto vedení je dobrá tuhost, časová i finanční nenáročnost návrhu, výroby a montáže a nízké provozní náklady. [6]

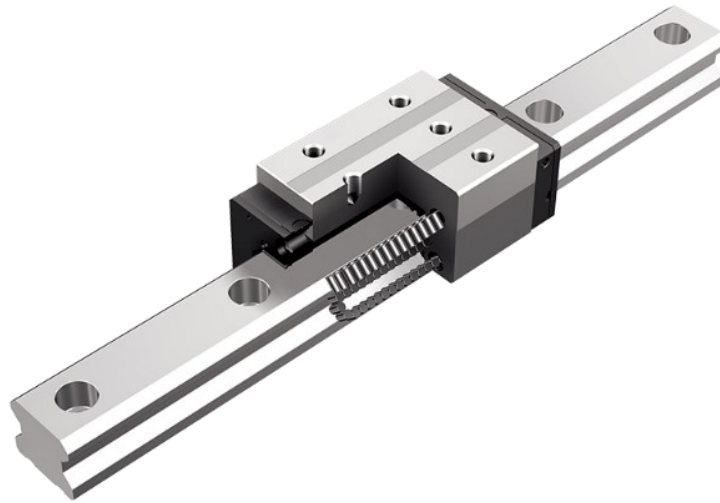
Tato vedení se navrhuji v několika standardních tvarových provedeních: válcové, hranolové, čtyřboké, prizmatické a rybinové. U těchto typů vedení je vhodné používat materiály s nízkým koeficientem tření a pro snížení opotřehování navíc materiály s rozdílnou tvrdostí. Nejčastěji jsou používány materiálové kombinace litina – litina, litina – ocel nebo litina – bronz. Pro zlepšení kluzných vlastností se vodící plochy vedení velmi často obkládají, nejběžněji použitím materiálů z plastu. [6]

2.4.1.1.2 Valivé vedení

Vzájemný pohyb částí mechanismu je u tohoto typu vedení zprostředkovan pomoci valivých tělísek a tato vedení jsou specifická nízkým odporem proti pohybu, který je nezávislý na jeho rychlosti. Tento typ vedení je velmi přesný, má vysokou tuhost a díky nezávislosti koeficientu valivého tření na rychlosti pohybu odolnost proti trhavým pohybům. Z toho důvodu se valivá vedení používají při požadavku na vysokou přesnost pohybu. Vedení je ve většině případů nutné chránit proti vniku nečistot a prachu, aby nebyla ovlivněna jeho funkčnost. Oproti kluznému vedení jsou valivá vedení běžně méně únosná a nemají tak dobré tlumení vibrací. (6)

Valivá vedení mohou být otevřená, která zachycují pouze zatížení působící tlakem, přičemž nesmí dojít k jejich odlehnutí a uzavřená, která mohou přenášet kromě zatížení působícího tlakem i klopné momenty. Předepnutím vedení dojde k vymezení vůlí a zvýšení tuhosti, nicméně vedení mohou pracovat i v nepředepnutém stavu (typicky otevřená vedení). Valivá vedení mohou být s omezenou délkou pojezdu nebo s recirkulací valivých tělísek a teoreticky s neomezenou délkou pojezdu. Vedení s recirkulací valivých tělísek bývá běžně

kombinace vodící kolejnice na jedné součásti a valivých hnízd na druhé. Příklad takového provedení je ukázán na Obr. 5. Jako valivá tělíska se u valivých vedení používají kuličky, tam kde je žádaná vyšší tuhost a únosnost válečky a v případě, že aplikace vyžaduje co nejmenší rozměry, mohou se použít jehlová vedení. [6]



Obr. 5: Válečkové lineární vedení typu HRX výrobce THK [7]

Pro řešení zadání se dále nabízí možnost použití pojezdových nebo vodících roln s kolejnici. Na Obr. 6 je zobrazena kombinovaná pojezdová rolna firmy Winkel, která dokáže přenášet zatížení v radiálním i axiálním směru.



Obr. 6: Řez pojezdovou rolnou firmy Winkel [8]

2.4.1.2 Pohony posuvu

K vyvolání posuvové síly je zapotřebí použít vhodného pohonu. Pohon musí poskytnout dostatečnou sílu pro přestavení celého polohovacího systému, jelikož bude přesouvat jak zařízení pro zajištění vertikálního pohybu rovnačky, tak na něm umístěnou rovnačku. S ohledem na ruční ovládání obsluhou stroje není pro pohon požadovaná zpětná vazba ani vysoká přesnost najíždění. Pohon by měl být spolehlivý, co nejefektivnější a nenákladný na provoz. Samozřejmostí je co nejjednodušší konstrukční řešení tak, aby se celá konstrukce zbytečně neprodrazovala.

2.4.1.2.1 Pohybový šroub s maticí

Tento pohon představuje kinematickou dvojici šroubu a matice, která transformuje rotační pohyb na posuvný, případně posuvný na rotační. Funkce tohoto převodového mechanismu je konstantní převod točivého momentu a rychlosti otáčení na posuvovou sílu a odpovídající posuvovou rychlost, případně naopak. Obecně jsou pohybové šrouby omezeny jejich délkou v závislosti na vzpěrném namáhání. Jedná se o velmi často využívaný převod u výrobních strojů, kde se využívá jako finální převod posuvových mechanismů, ale i jako převod silový pro upínací systémy (čelisti soustruhu apod.). Standardně se nakupují jako katalogové díly od nejrůznějších výrobců a většina výrobců nabízí i výrobu speciálního řešení na zakázku tam, kde se nedá katalogových dílů použít. [9]

Podle typu závitu se pohybové šrouby realizují v provedení s kluzným třením a s třením valivým. Kluzné šrouby jsou vyráběny s lichoběžníkovým, případně pilovým nebo čtvercovým závitem a běžně se používají pro méně důležité kratší posuvy a menší posuvové rychlosti. Jejich nevýhodou je nízká účinnost. Šrouby s valivým třením, běžně nazývané kuličkové šrouby, mají účinnost mnohem vyšší a zároveň dochází i k menšímu opotřebení závitů. Vysoké účinnosti je docíleno vložením valivých těles (kuliček) mezi závit matice a šroubu. Kuličkové šrouby jsou naopak proti šroubům s kluzným třením mnohem nákladnější na výrobu a nejčastěji jsou používány pro pohybové osy výrobních strojů. V obou případech je nutné mazání převodu. [10]

2.4.1.2.2 Pastorek a ozubený hřeben

Pohon je složen z pastorku s evolventním ozubením a ozubeného hřebenu, který je v podstatě čelní ozubené kolo, jehož roztečný průměr spolu s průměry dalších souosých kružnic definujícími ozubené kolo, jsou nekonečné. Evolventní profil zubů hřebene pak přejde v přímku. Převod transformuje kroutící moment a rychlost otáčení pastorku na posuvovou sílu a posuvovou rychlost. Převod má vysokou účinnost a vyšší tuhost v porovnání s kuličkovými šrouby a nemá omezenou délku posuvu. Polohování je ale méně přesné a předepnutí tohoto převodu je složitější než použití předepnutých matic pro pohybové šrouby. Pastorek a ozubený hřeben je převodem využívaným především pro dlouhé posuvy a v případě požadavku na vysokou posuvovou rychlost. Hojně se používají zejména v oblasti výrobních strojů. [11]

Tento převod se vyrábí v provedení s přímými zuby, případně se zuby šikmými, které mají při přechodu ze záběru jednoho zubu na druhý plynulejší přechod, nicméně s sebou přinášejí axiální síly, které je nutné zachytit. Nutností pro provoz je mazání. [11] Na výrobu ozubených hřebenů a pastorků se specializuje mnoho výrobců, kteří nabízejí vlastní katalogové provedení a případně možnost výroby speciálních řešení na zakázku. Na Obr. 7 je zobrazen příklad tohoto typu pohonu výrobce APEX DYNAMICS se šikmým ozubením.



Obr. 7: Pastorek a hřeben s šikmým ozubením výrobce APEX DYNAMICS [12]

2.4.1.2.3 Přímočarý hydromotor

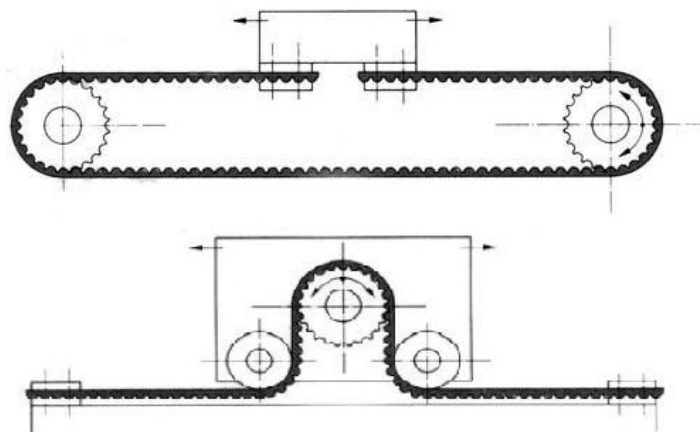
Hydraulické přímočaré motory, často nazývány hydraulické válce, jsou jednoduchou a ověřenou variantou lineárního pohonu. Tyto mechanismy převádějí tlakovou energii kapaliny na posuvovou sílu. Jejich využití je spojeno především s vysokými silami, které jsou tyto mechanismy schopny generovat. Často jsou při požadavku na extrémní síly jediným řešením. Jedná se o velice rozšířené pohony zejména v oblasti těžké techniky, například u tvářecích strojů jako pohony pro velké lisy a typické je jejich zastoupení v manipulační technice u rypadel nebo nejrůznějších zdvihacích zařízení. [13]

Jejich výhodou jsou již zmíněné vysoké vyvozované síly, malý zástavbový prostor a dobrá tuhost. Přesnost polohování je velmi dobrá a řízení většinou není složité. Nejsou vhodné pro rychlejší posuvy a jejich provoz je spojený s hydraulickým hospodářstvím, což zvyšuje náklady na provoz stroje. Přímočaré hydromotory jsou vyráběny v konstrukčních provedeních jako jednočinné, kdy je tlakem kapaliny řízen pouze dopředný pohyb pístnice, případně plunžru anebo jako dvojčinné, kdy je kapalinou řízený pohyb dopředný i zpětný. [13]

2.4.1.2.4 Ozubený řemen

Realizace lineárního pohonu pomocí ozubeného řemenu patří k nejlevnějším řešením, má velmi tichý chod, vysokou mechanickou účinnost a v podstatě bezúdržbový provoz. Je ale zapotřebí kontrolovat napnutí řemenu z důvodu jeho vytahování, použití je limitováno provozní teplotou a pohon má nižší tuhost ve srovnání s ostatními řešeními, což snižuje i přesnost polohování. [9, 14] Řemenové pohony dále nejsou vhodné pro aplikace, kde jsou požadavky na enormní silové zatížení. Využívány jsou hojně v oblasti manipulační techniky a rozšířené jsou u malých strojů, kde se nevyžadují velké síly.

Lineární posuv pomocí ozubeného řemenu je možné konstrukčně vyřešit ve dvou variantách, a to s pevným nebo s pohyblivým řemenem. V případě použití pevného řemenu je řemen napnut mezi koncové body a prochází přes vodící kladky a hnanou řemenici, které jsou umístěny na pohyblivé části, na které musí být i pohonná jednotka řemenice. Řemenice pak při otáčení v záběru se zuby řemenu přesouvá posuvnou část po pevném řemenem. Tato varianta převodu je používána zejména v případech posuvu na veliké vzdálenosti. Při použití pohyblivého řemenu je řemen napnut mezi dvě řemenice – hnací a napínací. Hnací řemenice při otáčení zabírá se zuby řemenu a posouvá řemen, na němž je pomocí upínacích destiček uchycena posuvná část. Napínací řemenice slouží pro vedení a správné napnutí řemenu. U této varianty je motor pevně spojen s rámem a snižuje se tak přesouvaná hmota a tím i setrvačné síly. Na Obr. 8 je k vidění srovnání obou provedení (varianta s pohyblivým řemenem je v horní části obrázku). [14, 15]



Obr. 8: Varianty lineárního pohonu pomocí ozubeného řemene [16]

Na trhu se pohybuje řada výrobců, která nabízí řemeny a řemenice vyráběné podle normalizovaných řad a v katalogích jsou většinou uvedeny i postupy pro výpočet a volbu vhodného řemenu pro požadovaný výkon. Dále se objevují i výrobci kteří nabízejí komplexní řemenové lineární posuvové systémy, které jsou kombinací lineárního vedení a řemenového posuvného pohonu. Alternativou k řemenovému pohonu je řetězový pohon, který je možné více zatížit, nicméně stejně jako řemenový vyžaduje napínání, nutné je navíc mazání a jeho provoz je hlučnější.

2.4.2 Zdvih

Jak bylo popsáno výše, pro zdvih není nutné dodržet přímou dráhu. Dále byla popsáno omezení zástavbovou výškou a nemožnost zasáhnout s mechanismem nad základnu rovnačky, což, vedení pohybu směřuje k použití určitých typů zdvihacích mechanismů. V první části této kapitoly jsou rozebrány možnosti, jak zrealizovat samotný pohyb z hlediska jeho vedení a ve druhé jsou popsány použitelné pohony pro tyto možnosti.

2.4.2.1 Vedení pohybu

2.4.2.1.1 Lineární vedení

S ohledem na omezenou délku vedení tak, aby nebylo zasahováno do prostoru nad základnu rovnačky, nemůže být použito klasických posuvných vedení ve formě pevných vodících sloupů. Na trhu se ale objevují výrobci nabízející lineární valivá vedení v teleskopickém provedení ve formě výsuvných lišt, která jsou ale vhodná spíše pro nízké zatěžovací síly a zejména pro zatížení v jednom směru. Pro navrhované zařízení však bude nutné zachytit síly ze směrů dvou, od posuvové síly drátu a navijáků sloužícího pro založení drátu.

Nabízí se ale možnost návrhu vlastního teleskopického vedení v kluzném nebo valivém provedení. V případě kluzného vedení by se mohlo jednat o soustavu dvou nebo čtyř teleskopických sloupů uložených v kluzných pouzdrech opatřených zarážkami, které by se při pohybu postupně vysouvaly. Podobně by mohlo být koncipované i vedení valivé, které by mohlo být navrženo jakou soustavu vhodně uspořádaných výsuvných vodících lišt se zarážkami v kombinaci s rolnami tak, aby byly zachyceny všechny zatěžovací síly. Tato řešení, zejména valivé provedení, se jeví jako konstrukčně složitější než další řešení nalezené při rešerši technických možností.

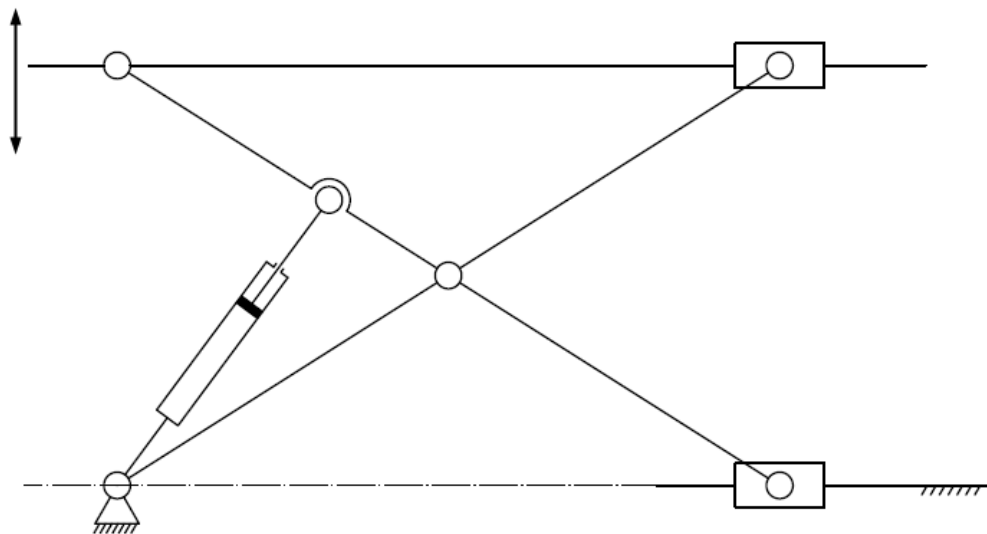
2.4.2.1.2 Nůžkový mechanismus

Nůžkové zdvihací mechanismy jsou velice rozšířeným řešením pro zdvihání břemen. Jejich výhodou je nízká zástavbová výška ve složeném stavu. Jsou využívány v celé řadě aplikací ať už pro stacionární tak pro mobilní zdvihací plošiny a mohou zvedat relativně těžká břemena. Nůžkové mechanismy mohou být tvořeny buď jedním párem ramen (jednonůžkové mechanismy viz Obr. 9), nebo pro dosažení extrémních zdvihů několika páry ramen (vícenůžkové mechanismy), což je typické zejména pro mobilní plošiny.



Obr. 9: Hydraulická jednonůžková plošina výrobce Ameise [17]

Nejjednodušší a nejrozšířenější konstrukční řešení nůžkového mechanismu je znázorněno na schématu na Obr. 10. Nůžky jsou tvořeny párem ramen, které jsou uprostřed spojeny rotační vazbou. Jedno z ramen je na jednom konci rotační vazbou připojeno k rámu a na druhém konci spojeno se zdvihanou plošinou vazbou posuvnou. Druhé rameno je naopak na jedné straně spojeno rotační vazbou s pohyblivou plošinou a na druhém konci je připojeno posuvnou vazbou k rámu. Na obrázku je naznačeno i nejčastější řešení pohonu mechanismu pomocí lineárního hydraulického motoru, který rozevívá nůžky ramen.



Obr. 10: Schéma nůžkového mechanismu s hydraulickým pohonem

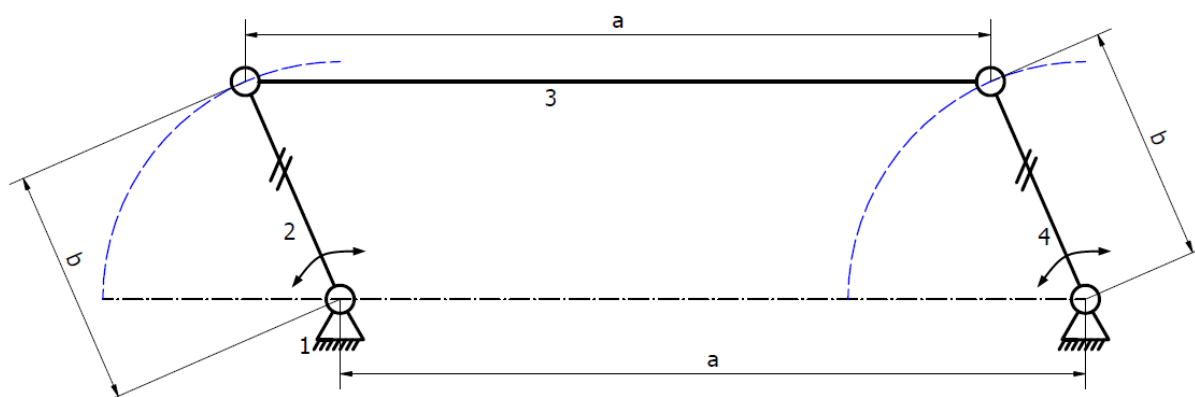
Na trhu se objevují i zdvihací plošiny se složitějším konstrukčním řešením, vždy se ale jedná o modifikace ramen s ohledem na zvolený pohon v dané aplikaci. Příkladem může být zdvihací plošina na Obr. 11, kde je pro pohon použit pohybový šroub. Konstrukční řešení se stává komplikovanějším ještě pro případy velmi dlouhých platforem, kdy je nutné vedle sebe umístit dva nůžkové mechanismy anebo pro zmíněné vícenůžkové mechanismy.



Obr. 11: Nůžkový zdvihací mechanismus s pohybovým šroubem výrobce ADE [18]

2.4.2.1.3 Paralelogramový mechanismus

Paralelogram je speciálním případem čtyřkloubového mechanismu, kdy čtyřkloubový mechanismus přejde do tvaru rovnoběžníku. Vahadla paralelogramu (členy 2 a 4 na Obr. 12) mají stejnou délku a velikost těhlice (člen 3) je rovna vzdálenosti středů otáčení vahadel. Geometrie kinematického uspořádání zajišťuje vzájemnou rovnoběžnost vahadel a také těhlice vůči spojnici uložení vahadel k rámu při libovolném natočení mechanismu. Jednotlivé body těhlice se pohybují po kružnicích, přičemž středy těchto kružnic leží na úsečce mezi středy otáčení vahadel. [19]



Obr. 12: Schéma paralelogramového mechanismu

Paralelogramový mechanismus našel své využití v různých oblastech, například jako součást konstrukce různých nakladačů a manipulační techniky, jako součást kopírovacích součástí obráběcích strojů, ale i v nejjednodušších aplikacích jakými jsou třeba stolní lampičky.

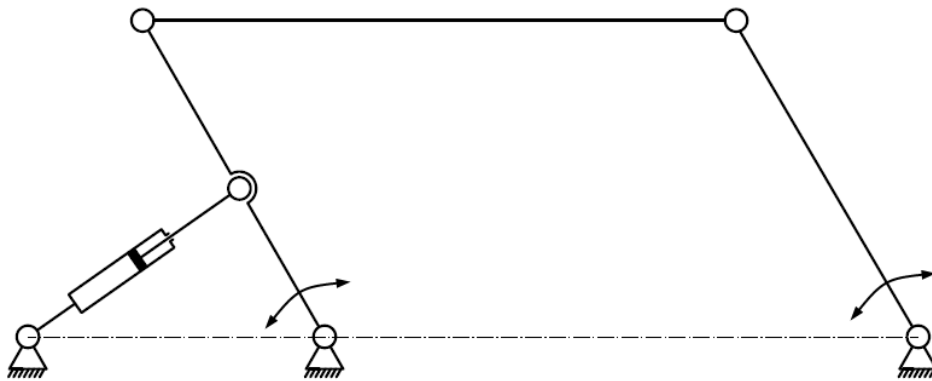
2.4.2.2 Pohony

Pohon pro vertikální pohyb je úzce vázaný na výše uvedené možnosti jeho vedení. Navíc jeho volbu limituje omezený zástavbový prostor pod rovnačkou v její nejnižší poloze. U každého níže uvedeného pohonu je uvedeno, pro jakou variantu vedení pohybu a jakým způsobem je možné jej použít. S ohledem na bezpečnost není uvažován pohon pomocí pneumatického měchu a řemenu, které se mezi konkurenčními řešeními objevují také. V těchto

případech hrozí proražení měchu, respektive přetržení řemenu, což by s ohledem na nemožnost použití jednoduchých bezpečnostních prvků jako u ostatních pohonů znamenalo navrhnout i pojistný mechanismus, který by při poruše pohonu zachytil rovnačku ve stávajícím zdvihu. Při vynechání bezpečnostního záchytného zařízení by mohlo dojít k nekontrolovanému pádu a ohrožení jak samotného zařízení, tak zdraví obsluhy.

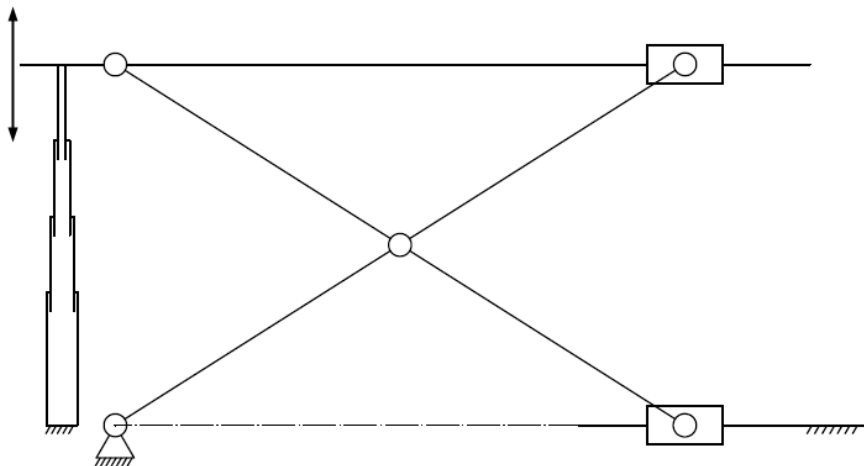
2.4.2.2.1 Přímočarý hydromotor

Přímočarý hydromotor, popsáný v kapitole 2.4.1.2.3, je typickým pohonem používaným pro nůžkové zvedáky, kdy se standardně ukládá tak, aby rozevíral nůžky mechanismu (Obr. 9, 10). Použití hydraulického pohonu se proto nabízí jako jedno z osvědčených řešení v oblasti zdvihacích mechanismů. Dala by se uvažovat i modifikace, kdy by byl motor uložen horizontálně, na jedné straně by byl spojen s rámem a na druhé straně by byl připojen k posuvnému konci ramene, které by přitahoval a tím celý mechanismus zdvihal. Jeho využití se jeví jako vhodné řešení i pro pohon paralelogramu, kde by byl uchycen na jedné straně k rámu a druhým koncem by byl spojen s jedním z vahadel. (Obr. 13) Tyto aplikace s sebou nesou jedno specifikum, kterým je proměnné zatížení hydromotoru a ve vazbách mezi členy v průběhu zdvihání mechanismu.



Obr. 13 Schéma paralelogramového mechanismu s hydraulickým přímočarým motorem

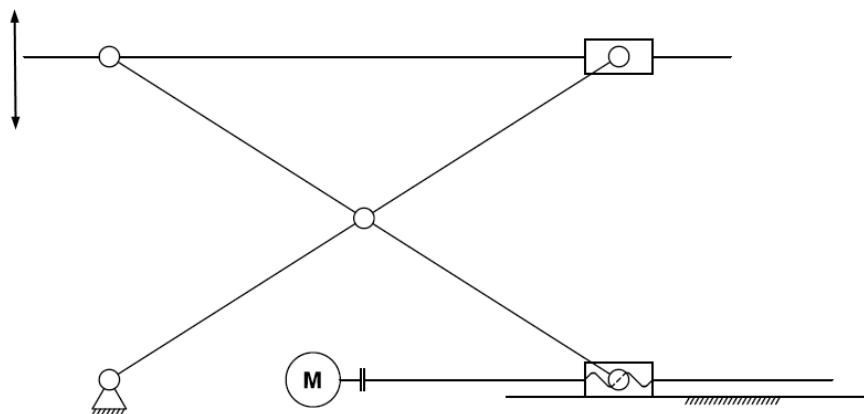
Jedna z variant, ve které se přímočaré hydromotory standardně vyrábějí, je teleskopické provedení. Toto řešení nabízí další možnost pro pohon nůžkového mechanismu. V takovém případě by bylo možné hydromotor umístit ve vertikální poloze (Obr. 14), což by znamenalo jeho konstantní zatížení. Také se jedná o jeden z pohonů vhodných pro lineární teleskopické vedení, protože je možné s ohledem na malou zástavbovou výšku teleskopických motorů umístit pohon do středové osy zařízení.



Obr. 14: Schéma nůžkového mechanismu s teleskopickým hydraulickým motorem

2.4.2.2.2 Pohybový šroub

Dalším možným pohonem, zmíněným již v kapitole pro pohon posuvu, je pohybový šroub. Použití se nabízí pro nůžkový mechanismus, kde by byl pohybový šroub umístěn horizontálně (viz Obr. 15). Na trhu se objevují i nůžkové mechanismy s pohybovým šroubem uloženým horizontálně v úrovni spojovacího čepu ramen mechanismu (Obr. 11), ale toto řešení je složitější a konstrukci by prodražilo.

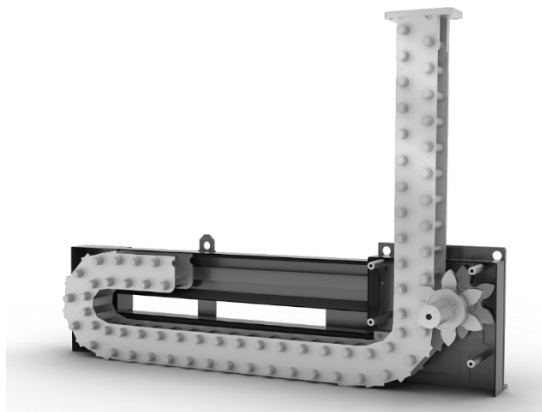


Obr. 15: Nůžkový mechanismus s pohybovým šroubem

Nabízí se také použití pohybového šroubu v teleskopickém provedení, které se v portfoliu některých výrobců nachází. V takovém případě už by šlo motor umístit do nůžkového mechanismu vertikálně, stejně jako teleskopický hydromotor na Obr. 14. Teleskopický pohybový šroub by byl také jedním z možných řešení při použití lineárního teleskopického vedení. Speciálním případem by byla možnost umístit jeden teleskopický šroub do každého rohu, a paralelně všechny šrouby vysouvat. Toto řešení by ale znamenalo zvýšené namáhání šroubů, protože by konstrukce byla šrouby hnána a zároveň vedena. Navíc by se zvýšily nároky na řízení a kontrolu pohybu.

2.4.2.2.3 Tlačný řetěz

Tlačné řetězy jsou v oblasti manipulační techniky, zejména v aplikacích pro zdvihání břemen postupně se rozšiřujícím pohonem, a to zejména díky minimálním nárokům na údržbu a montáž, vysoké spolehlivosti a účinnosti, schopnosti odolávat agresivnějšímu prostředí a velkým zdvihům (běžně okolo 2 m, některé typy až 8 m) při zachování konstantní tlačné síly a potřebě minimální zástavbové výšky ve složeném stavu. Na druhou stranu je potřeba prostor pro uložení zásobníku řetězu a připojeného motoru s převodovkou. Tato technologie je velmi tichá, z toho důvodu našla své využití například pro pohony jevišť. [20, 21]



Obr. 16: Tlačný řetěz LinkLift výrobce Serapid [21]

Na Obr. 16 je příklad tlačného řetězu typu LinkLift výrobce Serapid. Princip funkce těchto řetězů je v zamykání jednotlivých článků řetězu do sebe pomocí tvarových elementů, které jsou jejich součástí. Zamknuté články pak vytvoří sloup, který se chová jako pevný nosník. Na straně vodících čepů může být řetěz ohýbán ze zamčené pozice hnací hřídelí s unášecími tvarovými elementy pro zatížený řetěz (při spouštění zdvihané zátěže), případně se nezatížený řetěz ohýbá sám při průchodu skrz zásobník po jeho vodících plochách. [22, 23] Použití tohoto pohonu se nabízí v kombinaci s nůžkovým mechanismem (Obr. 17) nebo teleskopickým lineárním vedením.



Obr. 17: Nůžkový mechanismus poháněný dvojicí tlačných řetězů [24]

2.4.2.2.4 Spirallift

Spirallift (viz Obr. 18) je atypickým a velmi zajímavým druhem lineárního pohonu používaným pro různé zdvihací aplikace. Jeho zásadní vlastnosti jsou především minimální rozměry ve složeném stavu v kombinaci s velkým výsuvem, kompaktní provedení, minimální nároky na údržbu a jednoduchost montáže. Tyto pohony mají ve srovnání s tlačnými řetězy nižší účinnost, která v některých případech dosahuje k 80 %, běžně se ale pohybuje v rozmezí 50-70 %. Některé typy mají dokonce účinnost pouhých 30 %. [25, 26]



Obr. 18: Pohon ND6 od výrobce Paco Spirallift [25]

Spiralift funguje na principu skládání dvou tenkých pásů z pružinové oceli. První z nich, vertikální, je uložen v otočném zásobníku a druhý, horizontální, v základně pohonu. Při výsuvu je horizontální pás zvedaný a vedený systémem válečků po šroubovici. Vertikální pás se při otáčení přitlačuje na horizontální, aby do sebe zapadly tvarové zámky, které jsou na obou pásech. Tím dojde k mechanickému spojení obou pásů do tenkostěnného sloupu, který dosahuje vysoké tuhosti. Při zasouvání se pak pásy opět rozpojují a skládají do zásobníků. [25, 26] Tento pohon se využívá jako další alternativa k tlačnému řetězu pro pohon nůžkového mechanismu (Obr. 19), anebo by šel požit jako pohon pro teleskopické lineárního vedení.



Obr. 19: Nůžková plošina od výrobce Autoquip s pohonem Spiralift [27]

3 Praktická část

3.1 Analýza konkurenčních řešení

V rámci rešerše byla provedena i analýza konkurenčních řešení. Jelikož je zadání specifické, bude i analýza konkurenčních řešení rozdělena do dvou částí, a to analýza konkurenčních řešení pro posuv a následně pro zdvih rovnačky.

Posuvy v oblasti strojírenské výroby z hlediska manipulace mimo samotný výrobní proces, jsou téměř vždy řešeny použitím valivých vedení. Zejména pro delší posuvy po zemi, které mají pevně stanovenou přímou dráhu a pevně daný rozsah pohybu, jsou nejčastěji používány systémy pojezdových rolen a kolejnic, které mají i vysoké únosnosti pro manipulaci s těžšími břemeny a při vhodném dimenzování mají velmi dlouhou životnost. Toto řešení se jeví jako vhodné z hlediska údržby, kdy je pro spolehlivý provoz nutné především dodržovat intervaly mazání rolen. V těžších provozech, kde běžně hrozí vnik větších pevných částic do oblasti kolejnic, je vhodné zakrytí samotných kolejnic. Nároky na výkony pohonu jsou oproti kluznému vedení mnohem nižší, což snižuje energetické nároky na provoz zařízení. Samotný návrh posuvu je jednodušší s ohledem na fakt, že kolejnice s rolnami nabízejí specializovaní výrobci.

Použití pohonu je většinou odvislé od velikosti přesouvané hmoty, požadované rychlosti posuvu, přesnosti polohování, životnosti zařízení, čistoty provozu a v neposlední řadě náročnosti na provoz a pořizovací ceně. Pro posuvy v oblastech výrobních strojů se nejčastěji využívají kuličkové šrouby, jejich nákup nebo výroba je ale nákladná. Pastorek s hřebenem je vcelku rozšířeným řešením jak pro výrobní stroje, tak pro nejrůznější manipulační aplikace díky možnosti dlouhých posuvů. V oblasti manipulační techniky jsou zejména kvůli nižším nárokům na přesnost polohování a tuhost pohonu hojně zastoupeny řemenové a řetězové pohony, jejichž výhodou jsou nižší pořizovací náklady a zejména u řemenových minimální nároky na údržbu. Hydraulické pohony nacházejí své místo především tam, kde je pro posuv potřeba vyvinout značné síly. Jejich provoz je ale spojený s hydraulickým hospodářstvím a rozsah posuvu je značně limitovaná rozměry motoru.

Zdvihací aplikace jsou velice často řešenou problematikou především v oblastech manipulační techniky. S ohledem na zadání této práce, tedy omezenou zástavbovou výšku pro nejnižší polohu a nemožnost zasáhnout do prostoru nad základu rovnačky, byly nalezeny určité typy konstrukčních řešení, které podmínky splňují.

Zdvih těžších břemen je nejčastěji řešen pomocí nůžkových mechanismů, kde má nejpočetnější zastoupení pohon hydraulickými lineárními motory. Méně často je možné se setkat s nůžkovými mechanismy poháněnými pohybovými šrouby, tlačnými řetězy či Spiralfitem a někteří výrobci nabízejí zdvižné plošiny hnané pneumatickými měchy nebo řemeny, kde je ale nutné zajistit plošinu proti pádu při fatální poruše pohonu. Rotační uložení ramen mechanismu je řešeno především použitím ložiskových domů ať už s valivými, nebo kluznými ložisky, posuvné konce ramen bývají řešeny kluznými vodíci plochami nebo valivým vedením rolen v kolejnicích.

Paralelogramových zdvihacích zařízení se pro obdobné účely využívá minimálně, většinou jsou aplikace spojeny se zdviháním delších platforem pro servisní úkony na dlouhých komerčních vozidle. Jako pohon jsou pro tyto zvedáky s ohledem na manipulovanou hmotu zásadně voleny hydraulické lineární motory.

Okrajově jsou k nalezení řešení, kde je ke zdvihání použito teleskopických lineárních sloupů, které představují kombinaci jak vedení, tak samotného pohonu (Obr. 20). Tyto

kompaktní jednotky ale nemívají vysokou účinnost, mají nižší rychlost výsuvu a jsou limitovány výškou složeného sloupu a maximálním ohybovým momentem, kterým je možné sloup zatížit.



Obr. 20: Teleskopický sloup Phoenix výrobce Columbus McKinnon Engineered Products GmbH [28]

3.2 Specifikace zadání

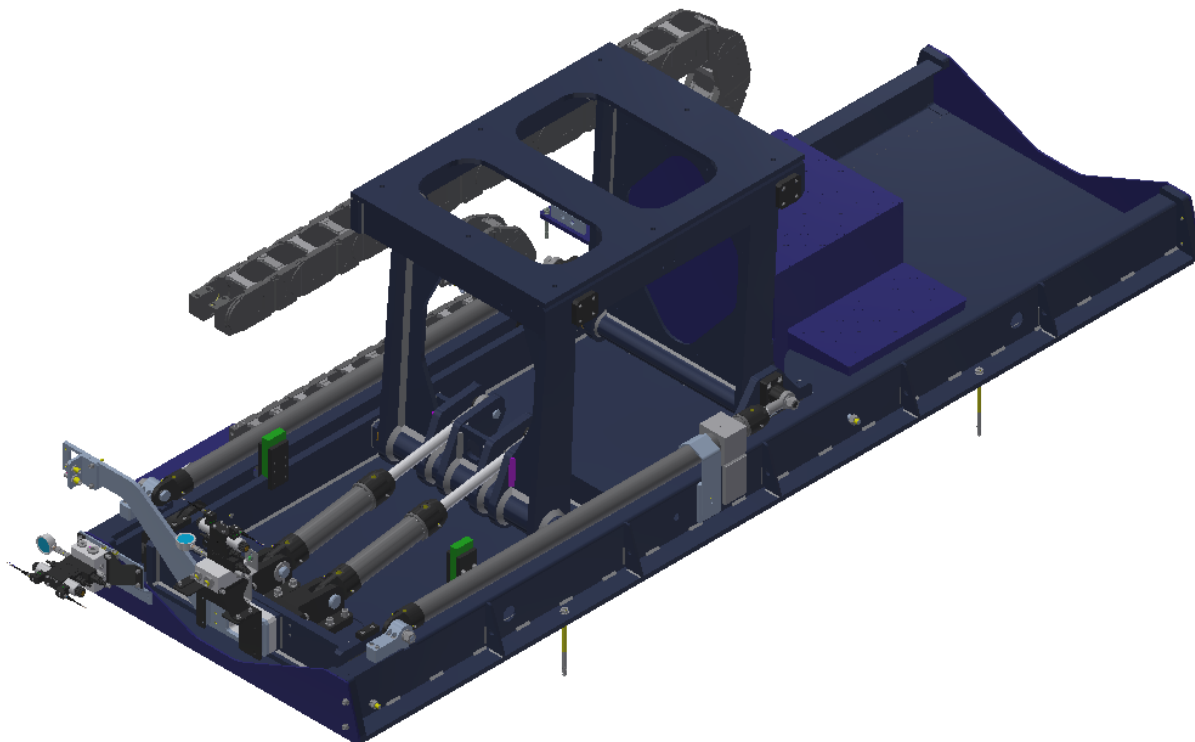
Nezbytným krokem pro vlastní konstrukční návrh bylo detailní seznámení se zadáním formou osobního setkání s konzultantem diplomové práce panem inženýrem Švingerem z firmy Mubea a zjištění dalších potřebných informací a požadavků ze strany zadavatele. Na základě získaných poznatků byl sestaven následující seznam požadavků a informací ohledně zatížení navrhovaného zařízení:

- 1) Požadavky na zdvih
 - Rozsah pohybu: 600 mm
 - Omezení zástavbového prostoru: Minimální výška základny rovnačky vůči podlaze je 499 mm
 - Bezpečnost: Nutné zvolit takový pohon, který se dá opatřit bezpečnostním prvkem pro zajištění polohy při poruše
- 2) Horizontální pohyb
 - Rozsah pohybu: 1500 mm
- 3) Zatížení
 - Hmotnost rovnačky: $G_R = 20\,000$ N
 - Boční zatížení kolmo na osu drátu: $F_B = 5\,000$ N
 - Zatížení ve směru osy drátu: $F_O = 2\,000$ N
- 4) Provoz
 - Četnost zakládání drátu: jednou za tři hodiny
 - Životnost zařízení: 10 let
 - Zařízení bude součástí nepřetržitého provozu
- 5) Další požadavky
 - Minimální údržba
 - Stabilita stolu
 - Rychlost vhodná pro polohování obsluhou

Z následujícího seznamu vyplývá, že návrh bude limitován zejména minimální výškou základny rovnačky. Tuto výšku by bylo možné zvýšit pouze zvýšením technologické osy drátu, což by znamenalo enormní náklady na úpravu současné zušlechťovací trati. Z popisu provozu dále vyplývá, že zařízení vykoná polohovací cyklus cca 30 000krát. Požadavky na určité rychlosti nejsou stanoveny, nicméně pro zkrácení nevýrobních operací je vhodné polohování provést v co nejkratším čase a zároveň tak, aby polohování stolu mohlo být řízeno obsluhou trati.

3.3 Analýza stávajícího řešení

Současné řešení, zobrazené na Obr. 21, které firma Mubea navrhla, má posuvné vedení řešené čtyřmi dvojicemi valivých roln umístěnými na krajích přesouvaného stolu, kdy jde vždy o kombinaci jedné rolny nesoucí část tíhy zařízení a jedné rolny pro boční vedení. Pohon posuvu je realizován dvojicí dlouhých lineárních hydromotorů, umístěných po stranách přesouvaného stolu.



Obr. 21: Model současného řešení polohovacího stolu [5]

Pro polohování ve vertikálním směru je použit paralelogramový mechanismus. Ramena mechanismu jsou otočně kluzně uložena v pojízdném základu stolu a stejným způsobem i k hornímu rámu na kterém je umístěna rovnačka. Na Obr. 22 je zobrazeno uložení mezi zadním ramenem (zelená barva) a horním rámem (rám stolu – tmavě modrá barva, tyč, na které je kluzně uloženo rameno – červená, opěrné kroužky – zlatá). Přední rameno je hnané a jeho pohon je realizován dvojicí hydraulických lineárních motorů, které tlačí na svařenou konstrukci ramene.

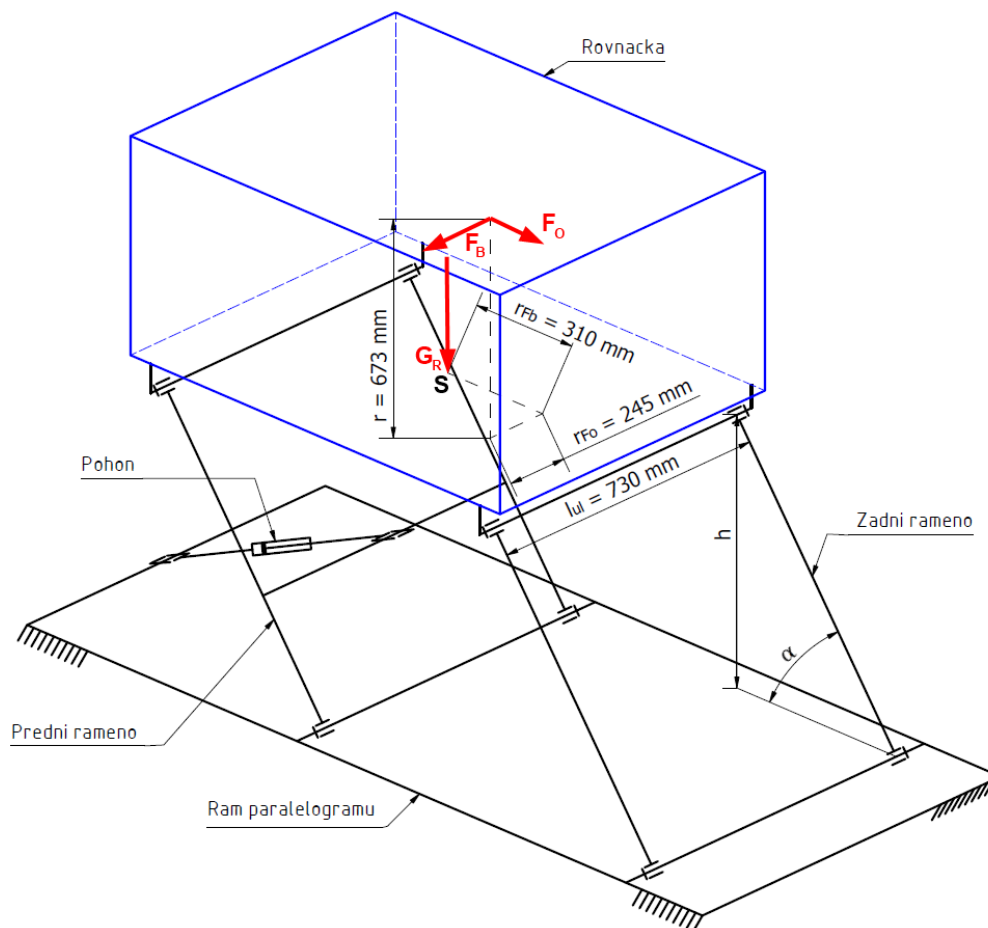


Obr. 22: Uložení horního ramena v horním rámu stolu [5]

Zadavatel v rámci diskuse ohledně zadání této práce vznesl požadavek na statický rozbor mechanismu a stanovení síly působící na hydraulické motory pohánějící paralelogram. Vzhledem k velmi malým posuvovým rychlostem nebude mechanismu analyzován z hlediska jeho dynamiky. Dalším požadavkem zadavatele byla pevnostní analýzu předního ramene paralelogramu spolu s kontrolou vybrané skupiny svarů na hnaném ramenu mechanismu. Tyto požadavky jsou splněny v další části této kapitoly.

3.3.1 Statický rozbor paralelogramu

Pro statickou analýzu zdvihacího mechanismu bylo určeno zatížení silami v ose drátu F_O , boční silou F_B a vlastní tíhou rovnačky G_R . Znázornění sil působících na rovnačku je na Obr. 23, kde bod S představuje střed mezi jednotlivými horními uloženími ramen a na obrázku jsou zakótovány i vzdálenosti působíště sil F_O a F_B od bodu S. Rozměr l_{ul} představuje vzdálenost mezi horními kluznými elementy ramen, r představuje vzdálenost působíště síly F_B a F_O od horizontální roviny horního uložení, a r_{Fb} a r_{Fo} představují kolmé vzdálenosti sil F_B a F_O od středu stolu.



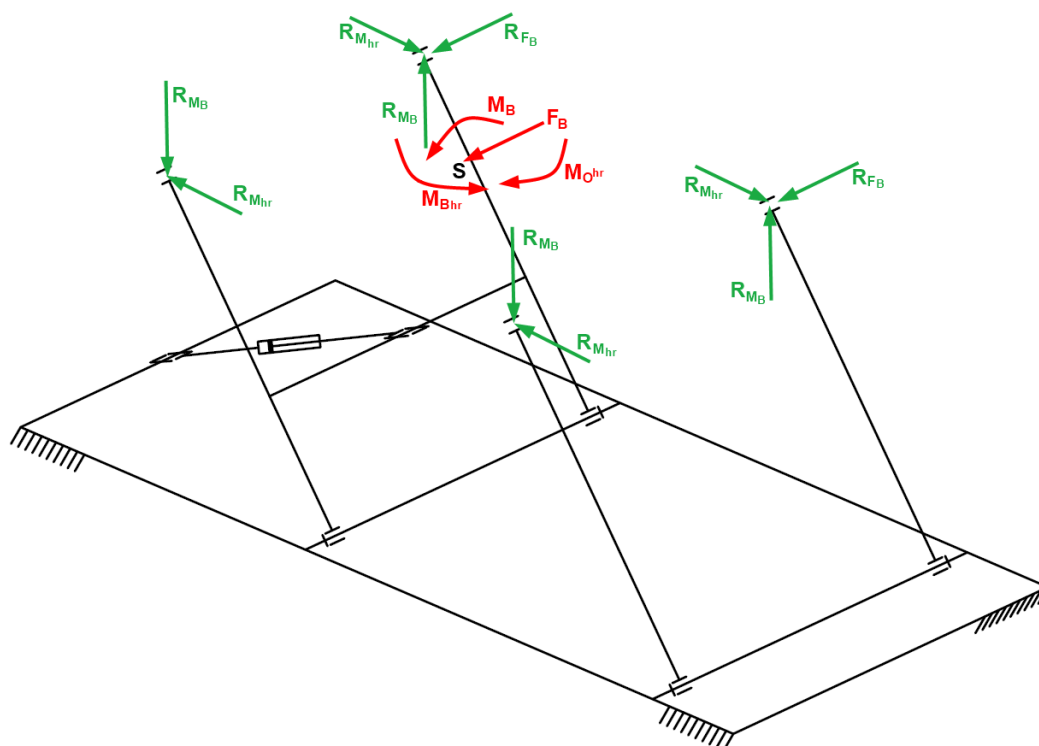
Obr. 23: Síly působící na rovnačku

Statický rozbor pak byl rozdělen do dvou částí. V první byly vyšetřeny reakce působící na ramena mechanismu od zatížení silou F_B posunutou do bodu S spolu s odpovídajícími momenty (M_B a M_{Bhr}) a také momentem M_{Ohr} , který odpovídá posunutí F_O do středu stolu. Je uvažováno, že síla F_B , moment M_B a výsledný moment v horizontální rovině $M_{Chr} = M_{Bhr} - M_{Ohr}$, se rozdělí rovnoměrně do obou ramen mechanismu. Reakce, kterými působí horní rám mechanismu na ramena, jsou pak uvažovány do středů uložení dle Obr. 24 jako:

$$R_{F_B} = \frac{F_B}{2} = 2500 \text{ N}$$

$$R_{M_B} = \frac{M_B}{2 \cdot l_{ul}} = \frac{F_B \cdot r}{2 \cdot l_{ul}} = 2304,8 \text{ N}$$

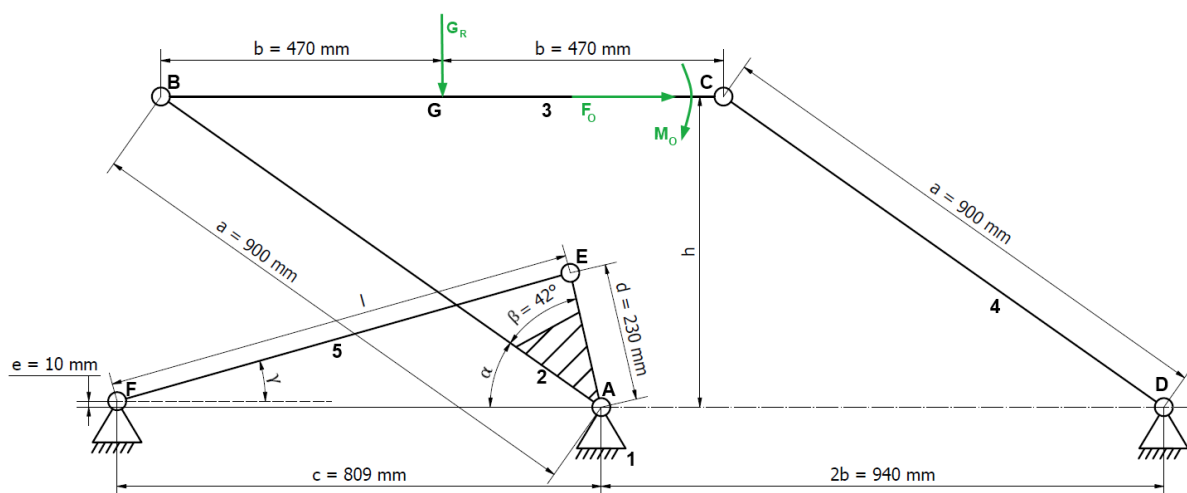
$$R_{M_{Chr}} = \frac{M_{Chr}}{2 \cdot l_{ul}} = \frac{F_B \cdot r_{F_B} - F_O \cdot r_{F_O}}{2 \cdot l_{ul}} = 726 \text{ N}$$



Obr. 24: Zatížení a reakce působící na ramena mechanismu od stolu

Reakce působící na dolní uložení ramen nejsou potřebné pro následnou pevnostní analýzu, takže nebyly dále řešeny.

Ve druhé části byly stanoveny reakce od zatížení tíhou rovnáčky, posuvové síly F_O působící na drát a momentu $M_O = F_O \cdot r$, vzniklého posunutím této síly do bodu S. Mechanismus byl zjednodušen na rovinný případ (Obr. 25) a z modelu poskytnutého zadavatelem práce byly odečteny potřebné rozměry, vzdálenosti a hmotnost jednotlivých těles.



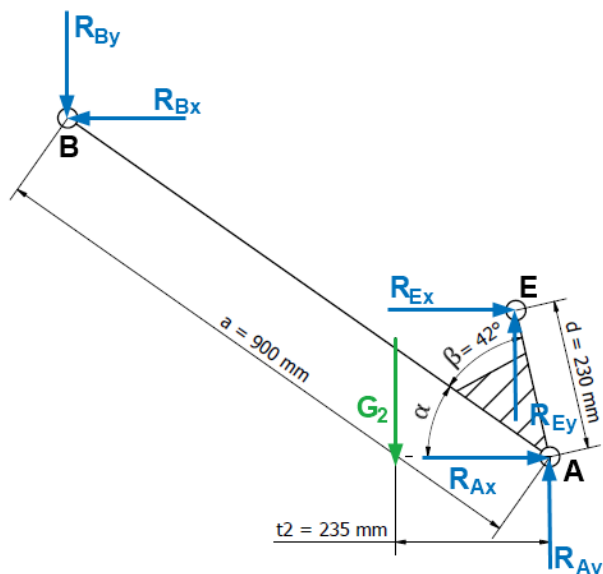
Obr. 25: Výpočtové schéma současného řešení

Hydraulický lineární motor byl nahrazen tělesem 5, které má proměnnou délku l v závislosti na výšce h horního rámu. Poloha těžiště tělesa 5 je proměnná, ale pro výpočtový model byla uvažována její poloha statická jako střed mezi polohou při maximálním a minimálním výsuvu motoru. Toto zjednodušení má s ohledem na zanedbatelnou hmotnost členu 5 oproti ostatním členům minimální vliv na velikosti reakcí. Dalšími proměnnými jsou

úhly α a γ , které jsou taktéž závislé na výšce h horního ramena. Z náhradního výpočtového schéma na Obr. 26 vychází, že soustava těles je nepohyblivá, staticky určitá.

$$n = 3 \cdot (u - 1) - 2 \cdot rv = 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot 6 = 0$$

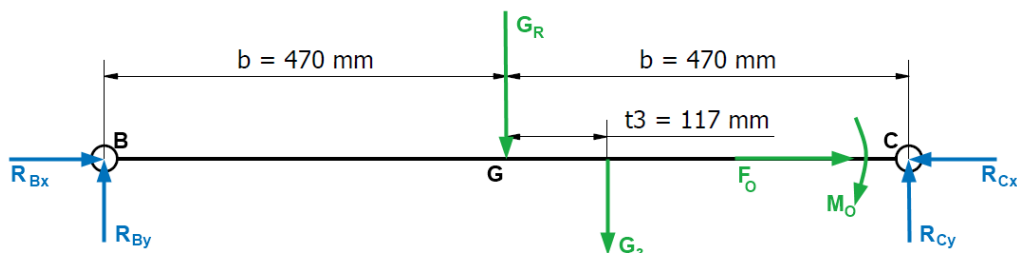
Uvolnění jednotlivých těles mechanismu je k vidění na Obr. 26-29.



Obr. 26: Uvolnění členu 2

Rovnovážné rovnice pro člen 2 jsou poté:

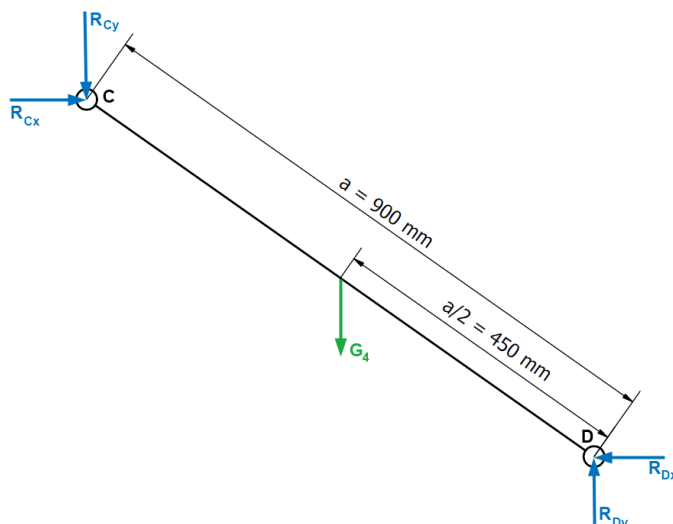
$$\begin{aligned} x: R_{Ax} + R_{Ex} - R_{Bx} &= 0 \\ y: R_{Ay} + R_{Ey} - R_{By} - G_2 &= 0 \\ M_{ot} \text{ k A: } R_{Bx} \cdot a \cdot \sin \alpha + R_{By} \cdot a \cdot \cos \alpha - R_{Ex} \cdot d \cdot \sin(\alpha + \beta) - R_{Ey} \cdot d \cdot \cos(\alpha + \beta) - G_2 \cdot t_2 &= 0 \end{aligned}$$



Obr. 27: Uvolnění tělesa 3

Rovnovážné rovnice pro člen 3 jsou poté:

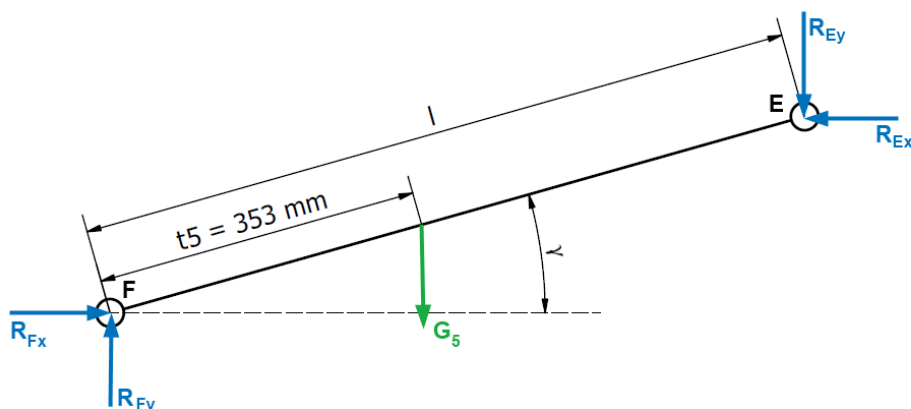
$$\begin{aligned} x: R_{Bx} - R_{Cx} + F_O &= 0 \\ y: R_{By} + R_{Cy} - G - G_R &= 0 \\ M_{ot} \text{ k G: } R_{Cy} \cdot b - M_O - R_{By} \cdot b - G \cdot t_3 &= 0 \end{aligned}$$



Obr. 28: Uvolnění členu 4

Rovnovážné rovnice pro člen 4 jsou poté:

$$\begin{aligned} x: R_{Cx} - R_{Dx} &= 0 \\ y: R_{Dy} - R_{Cy} - G_4 &= 0 \\ M_{ot} \text{ k } D: R_{Cy} \cdot a \cdot \cos \alpha - R_{Cx} \cdot a \cdot \sin \alpha + G_4 \cdot \frac{a}{2} \cdot \cos \alpha &= 0 \end{aligned}$$



Obr. 29: Uvolnění členu 5

Rovnovážné rovnice pro člen 5 jsou poté:

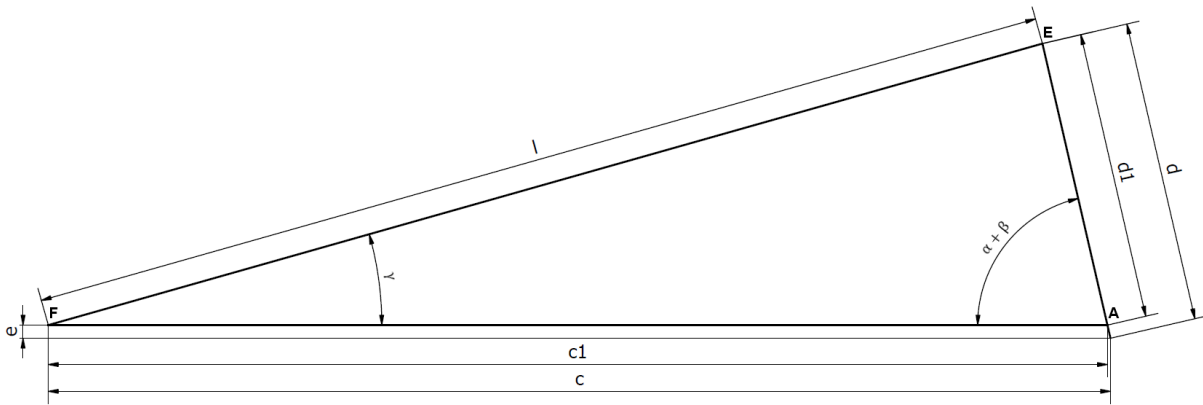
$$\begin{aligned} x: R_{Fx} - R_{Ex} &= 0 \\ y: R_{Fy} - R_{Ey} - G_5 &= 0 \\ M_{ot} \text{ k } F: R_{Ex} \cdot l \cdot \sin \gamma - R_{Ey} \cdot l \cdot \cos \gamma - G_5 \cdot t_5 \cdot \cos \gamma &= 0 \end{aligned}$$

Velikost úhlu α lze z výpočtového modelu stanovit jako:

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{h}{a} \right)$$

Pro určení délky l a úhlu γ je pak potřeba vyjádřit strany c_1 a d_1 trojúhelníku na Obr. 30:

$$\begin{aligned} c_1 &= c - e \cdot \cot(\alpha + \beta) \\ d_1 &= d - \frac{e}{\sin(\alpha + \beta)} \end{aligned}$$



Obr. 30: Pomocný trojúhelník pro vyjádření délky l a úhlu γ

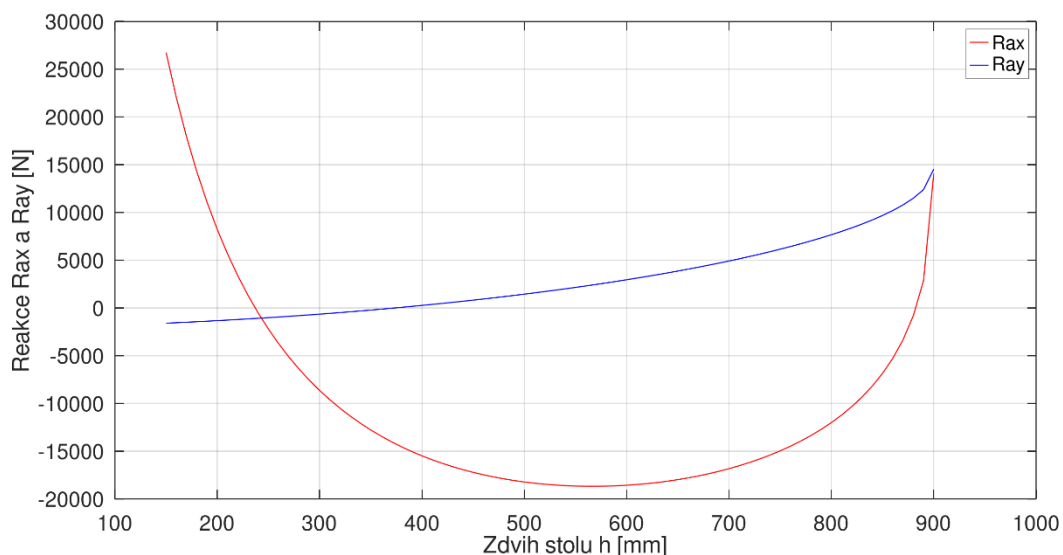
Délku strany l pak lze pomocí kosinové věty vyjádřit jako:

$$l = \sqrt{d_1^2 + c_1^2 - 2 \cdot d_1 \cdot c_1 \cdot \cos(\alpha + \beta)}$$

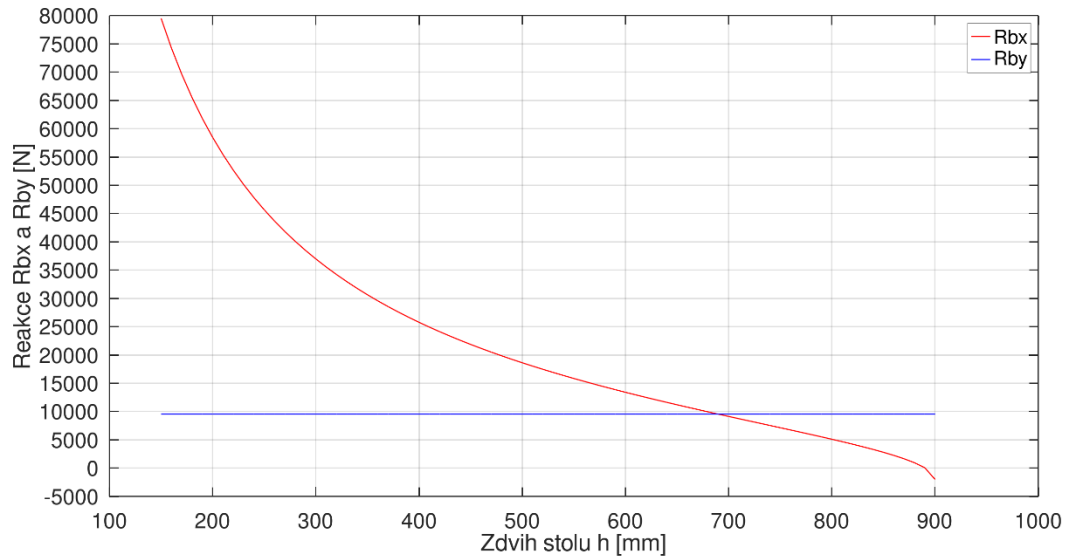
A úhel γ po získání délky strany l pomocí sinové věty jako:

$$\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{d_1}{l} \cdot \sin(\alpha + \beta) \right)$$

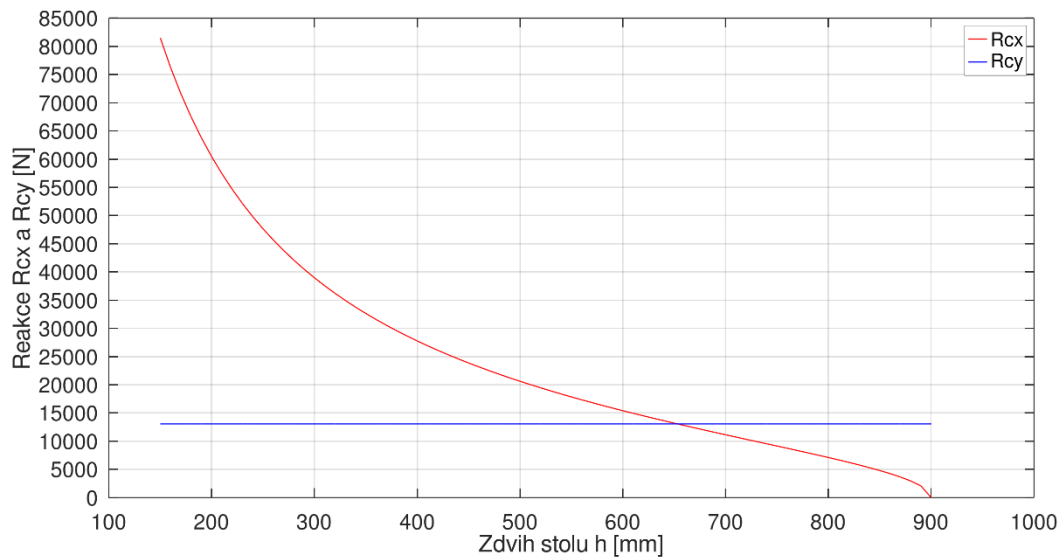
Po vyřešení rovnovážných rovnic byla vyjádřena síla $R_E = \sqrt{R_{Ey}^2 + R_{Ex}^2}$ působící na osu členu 5 (dvojice hydraulických motorů), představující pohon mechanismu, a v programu Octave byly vykresleny grafy průběhů jednotlivých reakcí v závislosti na výšce zdvihu h (Obr. 31-36). Po diskusi se zadavatelem bylo přistoupeno vyjádření reakcí pro maximální možný rozsah zdvihu mechanismu, který je větší než jeho pracovní rozsah. Pro reálný pracovní rozsah stávajícího řešení mezi polohou pro zavedení drátu do trati (mechanismus sedí na dorazech) a maximálním zdvihem do polohy pro zakládání drátu do rovnačky odpovídá oblast od 380 do 900 mm.



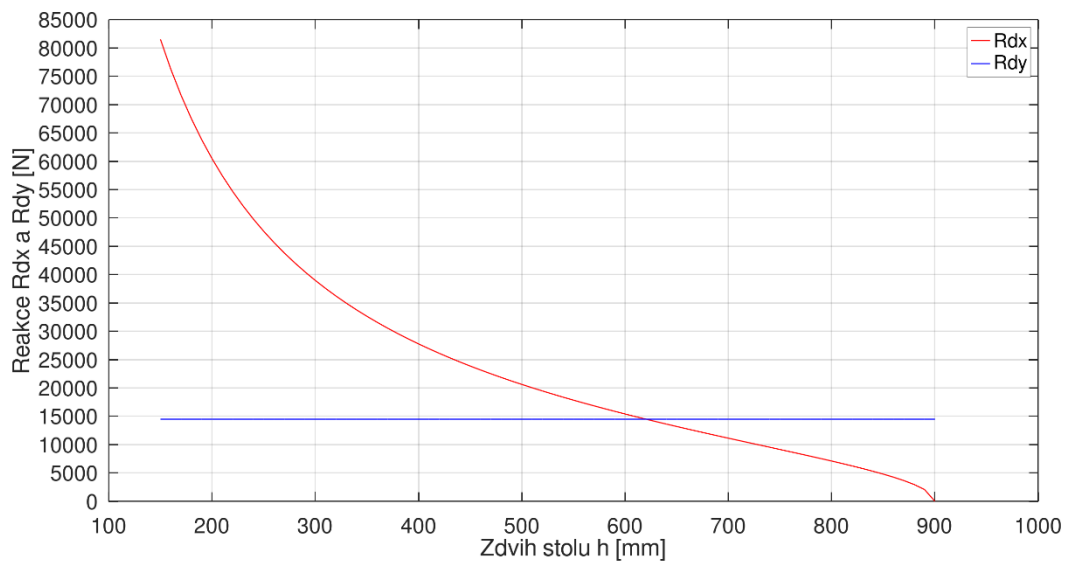
Obr. 31: Průběhy reakcí R_{ax} a R_{ay}



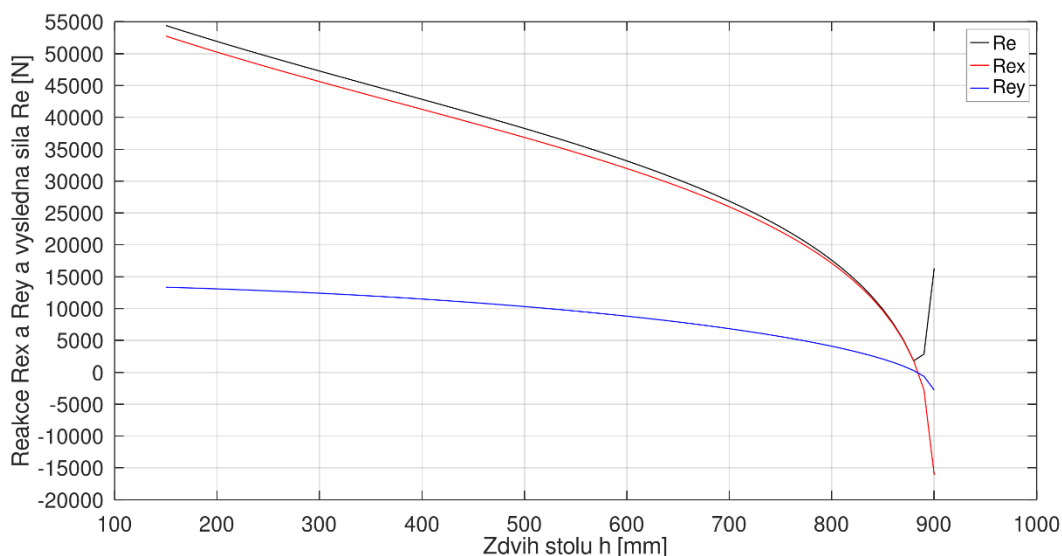
Obr. 32: Průběhy reakcí R_{bx} a R_{by}



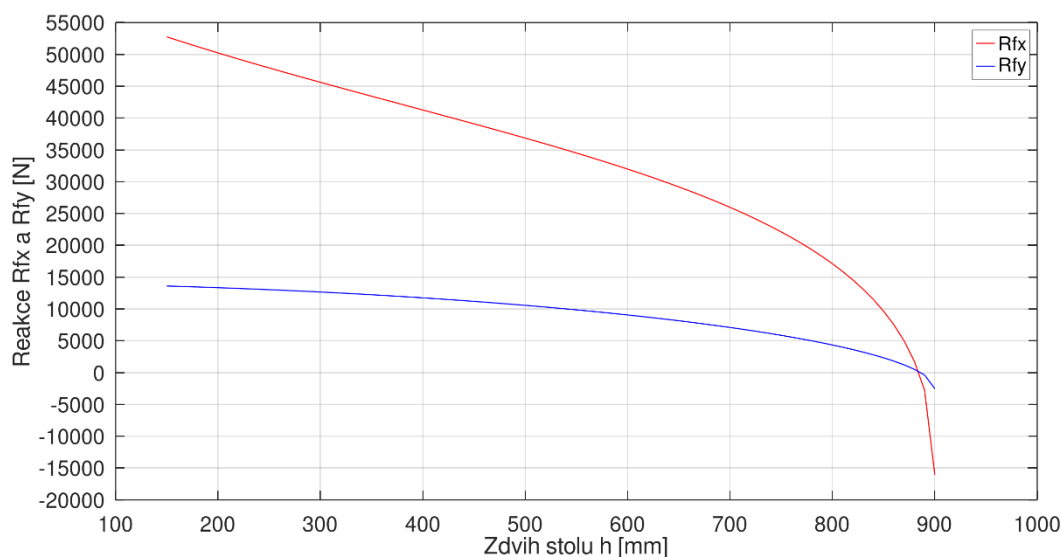
Obr. 33: Průběhy reakcí R_{cx} a R_{cy}



Obr. 34: Průběhy reakcí R_{dx} a R_{dy}



Obr. 35: Průběhy reakcí R_{ex} a R_{ey} a výslednice Re působící na člen 5

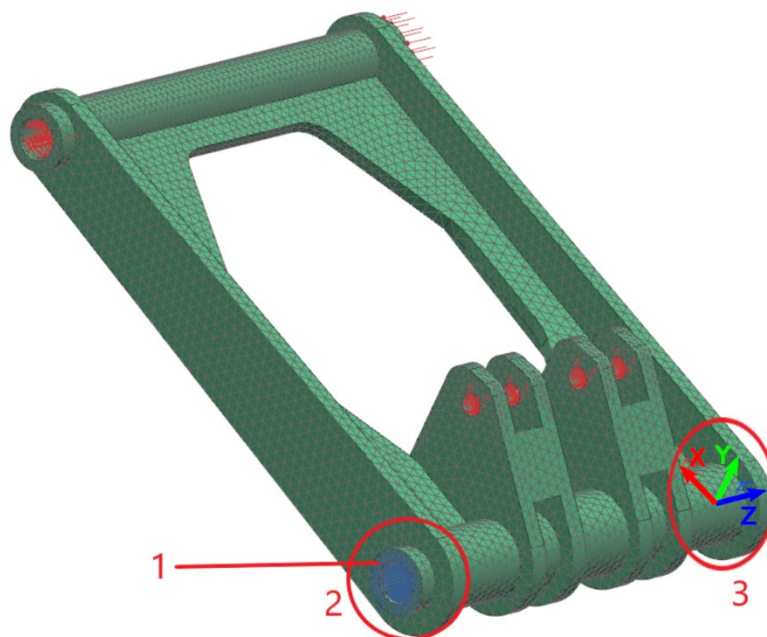


Obr. 36: Průběhy reakcí R_{fx} a R_{fy}

3.3.2 Napětí a deformace hnaného ramena mechanismu

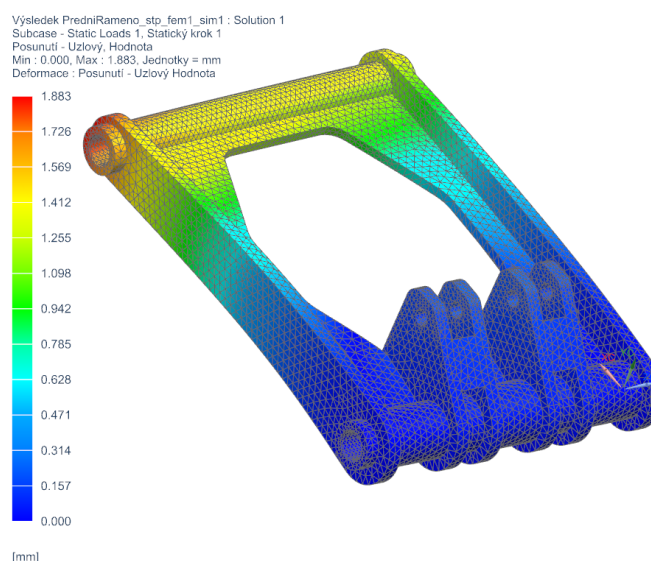
Po získání reakcí působících na hnané rameno mechanismu byla provedena pevnostní analýza pomocí nástrojů MKP v softwaru NX. Pro analýzu byl vytvořen model ramene podle podkladů poskytnutých zadavatelem práce. Rameno je svařenec několika dílčích částí, pro analýzu byl ale model vytvořen jako jedna součást, protože bylo primárně cíleno na napětí a průhyb v dlouhých bočnicích ramen a deskách, ke kterým jsou připojeny hydraulické motory. Model byl zasíťován elementy Ctetra10 o velikosti 25 mm, řešič analýzy byl zvolen Simcenter Nastran pro typ lineární statické úlohy. Materiál byl zvolen z materiálů knihoven NX – ANSI Steel 310, který má nejbližší materiálové vlastnosti k materiálu reálné součásti.

V rámci pevnostní analýzy byl zvolen nejnižší možný zdvih mechanismu, kdy na rameno působí největší síly. Jako okrajové podmínky byly pro zatížení použity vypočítané reakce spolu s vazbami simulujícími reálné uložení součástí. Odpovídající zatěžující síly jsou umístěny do horních uložení ramene a na válcové plochy uložení čepů na kterých jsou připojeny hydraulické motory. Zasíťovaný, zavazbený a zatížený model je znázorněn na Obr. 37. Čísla odkazují na jednotlivé vazby a byl zvýrazněn souřadný systém modelu.



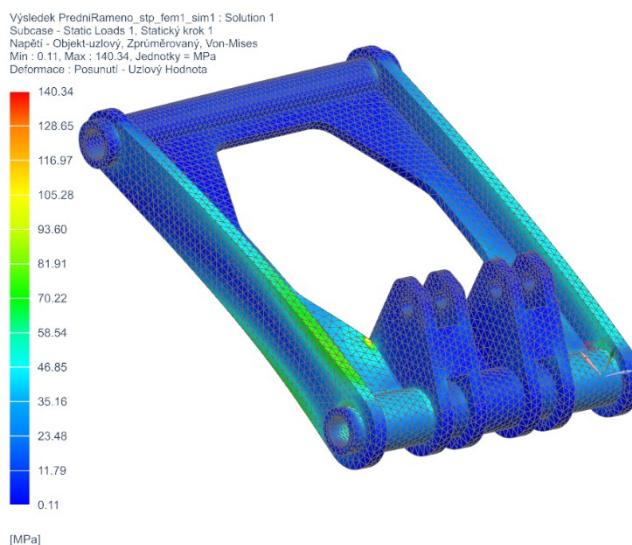
Obr. 37: Model před spuštěním výpočtu

Vazba 1 (na ploše která se opře o kroužek dolního uložení) odebrává posunutí ve směru osy z souřadného systému modelu. Obě vazby 2 a 3 odebrávají posunutí ve směru os x a y, čímž dojde k zachycení jak posuvů, tak i rotací kolem těchto os. Sestavě zůstává jeden stupeň volnosti, rotace kolem osy z, která s ohledem na statický výpočet mechanismu nebyla odebrána, protože výsledný moment vůči této ose je nulový.

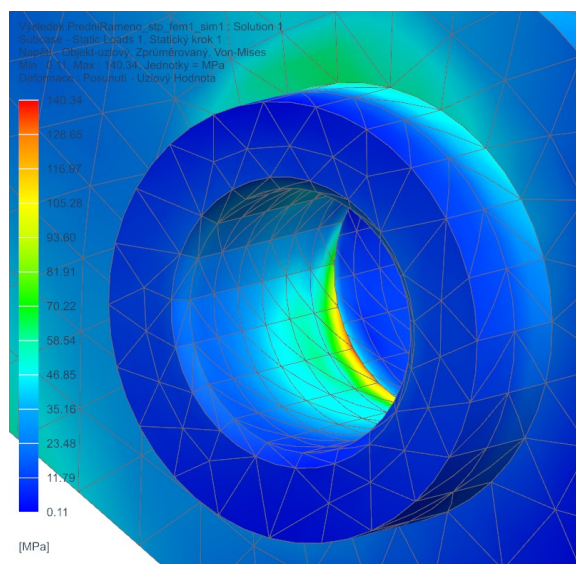


Obr. 38: Průběh posunutí na zatíženém modelu

Na Obr. 38-40, jsou výsledky MKP analýzy pro nejnižší možnou polohu mechanismu, kdy je rameno namáháno největším silovým zatížením. Horní trubka ramene, která je kluzně uložena na tyči horního rámu mechanismu (viz výše) vykazuje posunutí okolo 1,8 mm a v levé bočnici se při horní a spodní hraně vyskytuje napětí přibližně 80 MPa. Deformace i napětí v deskách, ke kterým jsou připojeny hydromotory je dle výsledků minimální. Na Obr. 40 je k vidění špička napětí představující tlak na hraně jednoho ze spodních kluzných elementů uložení, která je ale způsobena okrajovými podmínkami a v reálu by se tlak rozložil na celou plochu, takže by výsledné napětí bylo menší.



Obr. 39: Průběh napětí v modelu



Obr. 40: Detail na špičku napětí naznačující hranový tlak v oblasti uložení

Svařenec ramene je vyroben z materiálu DIN St 52-3 s uvažovanou mezí kluzu v tahu $\sigma_{kt} = 345$ MPa. Při zjištěné maximální hodnotě napětí v bočnicích ramene $\sigma_{max} = 80$ MPa, vychází bezpečnost k mezi kluzu:

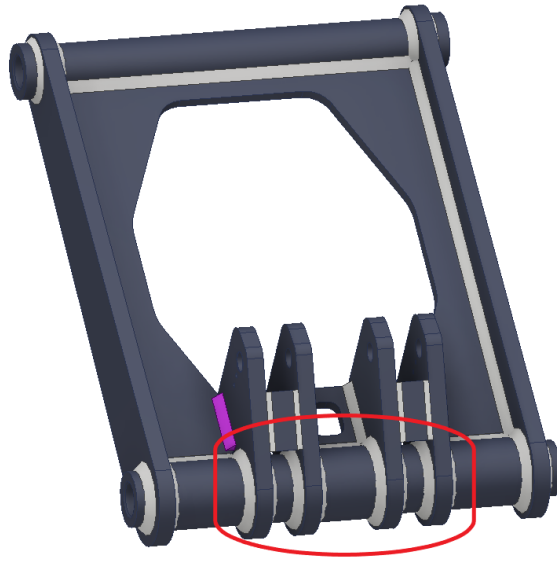
$$k = \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{max}} = 4,3$$

Tato hodnota se pro provoz zařízení jeví jako dostatečně vysoká. Kdyby pro stanovení bezpečnosti k mezi kluzu byla uvažována velikost špičky napětí v oblasti hrany dolního uložení, výsledná bezpečnost by vyšla $k = 3,3$. Tato hodnota by pro provoz zařízení měla být také dostačující.

3.3.3 Analytická kontrola svarů

Zadavatel práce požádal o kontrolu svarů hnaného ramene. Konkrétně se jedná spojovací desky, ke kterým jsou připojeny hydraulické motory se zbytkem součástí. Pro analytický výpočet byly uvažovány pouze svary, které sestavu desek spojují s trubkovitou částí ramene

(Obr. 41). Svary mezi krajními deskami a výztuhou bočnic byly zanedbány, což bude mít za následek vyšší napětí v kontrolovaných svarech.



Obr. 41: Znázornění kontrolovaných svarů

Zatížením přenášeným svary je kroutící moment vyvozený silou hydraulických motorů působících na desky jejich uložení. Tento moment namáhá šest obvodových koutových svarů o velikosti ramene 16 mm na průměru 120 mm a dva koutové svary o stejné velikosti ramene, ale na poloměru 130 mm.

Stůl by měl během svého života absolvovat okolo 30 000 pracovních cyklů, což znamená, že pevnostní kontrolu svarů je nutné provést pro cyklické zatěžování. Výpočtová kontrola svarů byla provedena za použití zdroje [11] a obecné metody výpočtu součinitele bezpečnosti pro trvalou pevnost popsané v [29] za pomoci programu Mathcad a je k nalezení v Příloze č. 1. Výsledný součinitel k meznímu stavu únavy vyšel 2,533. Pro ověření by bylo vhodné svary na únavovou pevnost posoudit některou z normovaných metod, např. ČSN 05 0120, ke které však autor této práce nemá přístup.

3.4 Návrh variant řešení

3.4.1 Posuv

Vzhledem k požadavkům na minimální údržbu a spolehlivost a nižším nárokům na pohon bude pro posuv pro všechny tři uvažované varianty počítáno pouze s valivým vedením ve formě pojezdových rolen a vodících kolejnic. Navrhované varianty jsou tedy vždy modifikací pohonu. Pro stávající řešení je jako pohon použita dvojice hydraulických lineárních motorů, z toho důvodu nebude tato varianta uvažována.

3.4.1.1 Varianta A

Pro variantu A byl jako pohon zvolen pohon ozubeným řemenem. Tato varianta by znamenala návrh řemenového převodu – volbu vhodného řemenu a volbu vhodných katalogových řemenic, aby se nemusely řemenice vyrábět, což by řešení prodražilo. Dále by musel být zvolen vhodný motor s převodovkou, spojka, proveden návrh uložení hnacího hřídele a návrh samotného hnací hřídele pro řemenici, uložení napínací řemenice a návrh vhodného mechanismu pro napínání řemenu. Pohon řemenem se jeví jako vhodná volba pro minimalizaci údržby, jelikož převod není nutné mazat, pouze v určitých intervalech překontrolovat a v případě potřeby dopnout řemen. Pohon má ale nižší tuhost ve srovnání s dalšími navrženými variantami.

3.4.1.2 Varianta B

Varianta B představuje pohon ozubeným hřebenem a pastorkem. Hřeben by byl spojen s pevným rámem a na posuvné části by byl uložen pastorek s motorem, který by při záběru pohyblivou část posouval. Řešení by představovalo návrh vhodného hřebenu s pastorkem a motoru tak, aby bylo možné volit z katalogových dílů výrobců, kteří tyto komponenty nabízejí. Pro pastorek by bylo navrženo vhodné uložení a spojení s hřídelí motoru, který by byl pro navržený převod vybrán. Tato varianta by znamenala zvýšené nároky na údržbu, které by byly vázány na mazání ozubeného převodu.

3.4.1.3 Varianta C

Jako poslední varianta je uvažován pohon pohybovým šroubem, respektive provedením, kdy by byl šroub otočně uložen v pevném rámu a spolu zabírající matice by byla neotočně připojena k posuvné části. Toto řešení by zahrnovalo návrh vhodného šroubu s maticí, návrh uložení šroubu, připojení matice k posouvané části zařízení a spojení šroubu s motorem, který by byl pro tuto aplikaci vybrán. Pohon pohybovým šroubem by představoval vyšší pořizovací náklady a požadavek na mazání převodu podle předepsaného intervalu.

3.4.1.4 Volba vhodné varianty

Všechny navržené varianty pohonu pro vodorovné polohování rovnačky s sebou přinášejí některé pozitivní a negativní aspekty. Ve všech případech bude jako zdroj energie použit katalogový elektrický motor s převodovkou a bude nutné vyřešit přenos hnacího momentu na finální převod. Jako nejvhodnější se z hlediska minimalizace údržby a pořizovacích nákladů jeví Varianta A, která je ze všech návrhů nejméně tuhým pohonem, s čímž se pojí i nejnižší přesnost polohování. Tyto slabé stránky pohonu je ale vzhledem k ručnímu řízení a minimálním požadavkům na přesnost polohování možné zanedbat. Pro samotný konstrukční návrh byla tedy zvolena Varianta A, valivé vedení pojezdovými rolnami v kolejnicových drahách a pohon ozubeným řemenem.

3.4.2 Zdvih

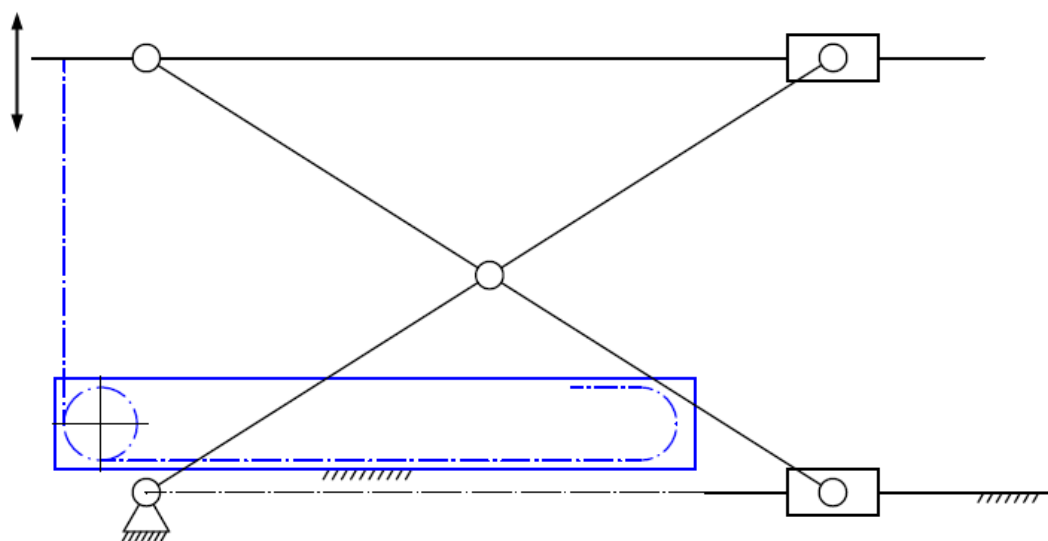
Pro zdvih byly na základě provedené rešerše a analýze konkurenčních řešení navrženy čtyři varianty řešení. Současné provedení zdvihu rovnačky je jedna z vhodných variant pro vertikální polohování rovnačky. S ohledem na hledání jiného řešení proto nebude v rámci této práce uvažována, protože její modifikace pro použití s jiným pohonem, je v podstatě omezena na použití pohybového šroubu např. ve formě zdvižné převodovky, který by nahradil současný hydraulický pohon.

3.4.2.1 Varianta A

Pro první navrženou variantu je uvažována nejrozšířenější kombinace v oblasti zdvihací techniky – nůžkový mechanismu s lineárním hydraulickým motorem. Nejběžnější provedení, kdy motor rozevívá nůžky mechanismu (Obr. 9), přináší proměnné zatížení motoru, nekonzstantní rychlost zdvihu a zejména veliké rekce ve spojích na začátku zdvihu. Proto byla jako varianta A navržena kombinace nůžkového mechanismu s pohonem řešeným teleskopickým lineárním motorem, která je naznačena na Obr.14. Nevýhodou této varianty je nutnost hydraulického okruhu a pohyblivých hadic (z důvodu horizontálního posuvu), kdy hrozí únik kapaliny a s ním spojený pokles motoru. Z toho důvodu by bylo zapotřebí zapojit hydraulickou brzdu do hydraulického okruhu těsně ke vstupu motoru. Konstrukční řešení varianty A je spojeno s návrhem nůžkového mechanismu, což znamená návrh ramen, uložení a vedení jejich konců, jejich propojení středovými čepy a návrh vhodného pohonu.

3.4.2.2 Varianta B

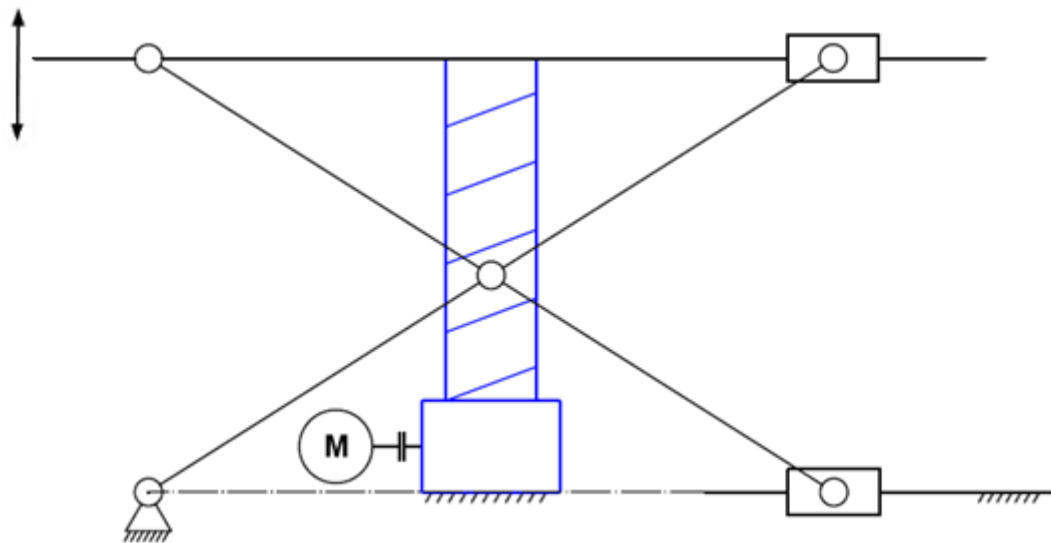
Druhou navrhovanou variantou je použití nůžkového mechanismu v kombinaci s tlačným řetězem viz schéma na Obr. 42. Toto řešení může dosahovat rychlejších posuvů, je spolehlivé, má dobrou životnost a minimální požadavky na údržbu a vysokou účinnost oproti ostatním variantám. Varianta by při snaze zachovat rozměry mechanismu co nejbližší stávajícímu řešení nebyla vhodnou volbou, jelikož pohonná jednotka tlačného řetězu v kombinaci s motorem a spojkou by rozšířila celý mechanismu, což by mělo za následek i zvýšení výrobních nákladů. Konstrukční řešení varianty B bude tedy zahrnovat jako v předchozím případě návrh nůžkového mechanismu a k tomu volbu vhodného tlačného řetězu z katalogů, připojení jeho pohonné jednotky k rámu a konce pohonu k rovnačce, volbu motoru s převodovkou pro optimální rychlost pohybu a vyřešení spojení hnacího hřídele tlačného řetězu s výstupním hřídelem převodovky.



Obr. 42: Schéma varianty B

3.4.2.3 Varianta C

Třetí návrhovou variantou pro zdvih rovnačky je opět nůžkový mechanismus, v tomto případě bude ale zdvih zajištěn pohonnou jednotkou Spirallift (Obr. 43). Toto řešení by mohlo taktéž dosahovat vyšších polohovacích rychlostí než varianta A, systém pohonu by měl mít dostatečnou životnost a vyžaduje minimální údržbu. Nevýhodou je ale nižší účinnost ve srovnání s tlačným řetězem a také vyšší pořizovací náklady. Použití Spiralliftu by s sebou také neslo rozšíření mechanismu jako je tomu v případě tlačného řetězu. Konstrukční návrh by jako v přechozích případech sestával z návrhu samotného nůžkového mechanismu, volbě vhodné pohonné jednotky Spirallift z katalogu výrobce, vyřešení spojení této jednotky s rámem a konce pohonu se zdvihanou rovnačkou a také volbu motoru s převodovkou a jeho propojení s hnacím hřídelem pohonné jednotky Spirallift.

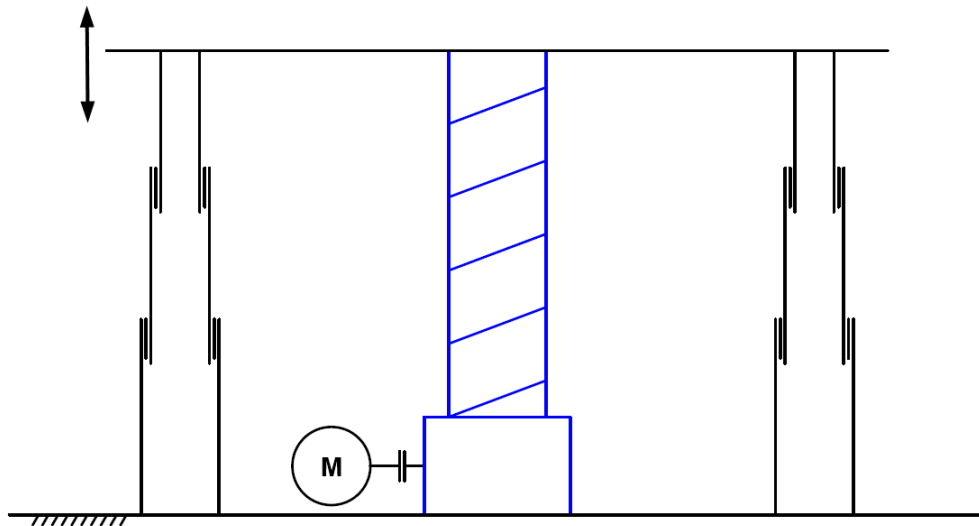


Obr. 43: Schéma varianty C

3.4.2.4 Varianta D

Poslední variantou je návrh teleskopického vedení. V této variantě se předpokládá návrh dvou teleskopických sloupů, umístěných diagonálně v rozích rovnačky. Sloupy by byly tvořeny trubkami, které by byly vedeny v kluzných samomazných pouzdech. Toto řešení bude nejsložitější z hlediska přesnosti montáže a výroby svařovaného rámu, protože sloupy budou muset být dobře ustaveny, aby nedocházelo k příčení.

Pohon by musel být umístěn do středové osy rovnačky. Kdyby se pohon umístil mimo střed, vznikl by klopný moment, jehož následkem by pravděpodobně bylo příčení vedení, nebo nerovnoměrné a rychlejší opotřebování kluzných pouzder. Při zvážení těchto podmínek byl pro variantu D jako pohon zvolen Spirallift. Konstrukční návrh varianty D by zahrnoval návrh teleskopického vedení, což představuje volbu vhodných kluzných pouzder a vodících trubek, spojení vedení s rámem a rovnačkou a volbu vhodné pohonné jednotky Spirallift z katalogu výrobce, vyřešení spojení této jednotky s rámem a konce pohonu se zdvihanou rovnačkou a také volbu motoru s převodovkou a jeho propojení s hnacím hřídelem pohonné jednotky Spirallift. Varianta D je naznačena na Obr. 44.



Obr. 44: Schéma varianty D

3.4.2.5 Volba vhodné varianty

Pro pohyb ve vertikálním směru bylo rozhodnuto o použití varianty A, tedy nůžkového mechanismu s teleskopickým hydraulickým motorem. Toto řešení bylo zvoleno z několika důvodů. Teleskopický hydraulický motor je díky rozměrům vhodnou volbou pro zachování rozměrů co nejbližším současnému zařízení při vyvinutí dostatečných sil a je nejlevnější variantou pohonu. Zušlechťovací trať má vlastní hydraulický okruh, takže nebude nutné řešit samostatný zdroj tlakové kapaliny. Síla působící na pohon je konstantní během celého zdvihu, čemuž by vyhovovalo i použití tlačného řetězu a Spiralliftu, nicméně ty přináší zvýšené požadavky na prostor a vyšší pořizovací cenu.

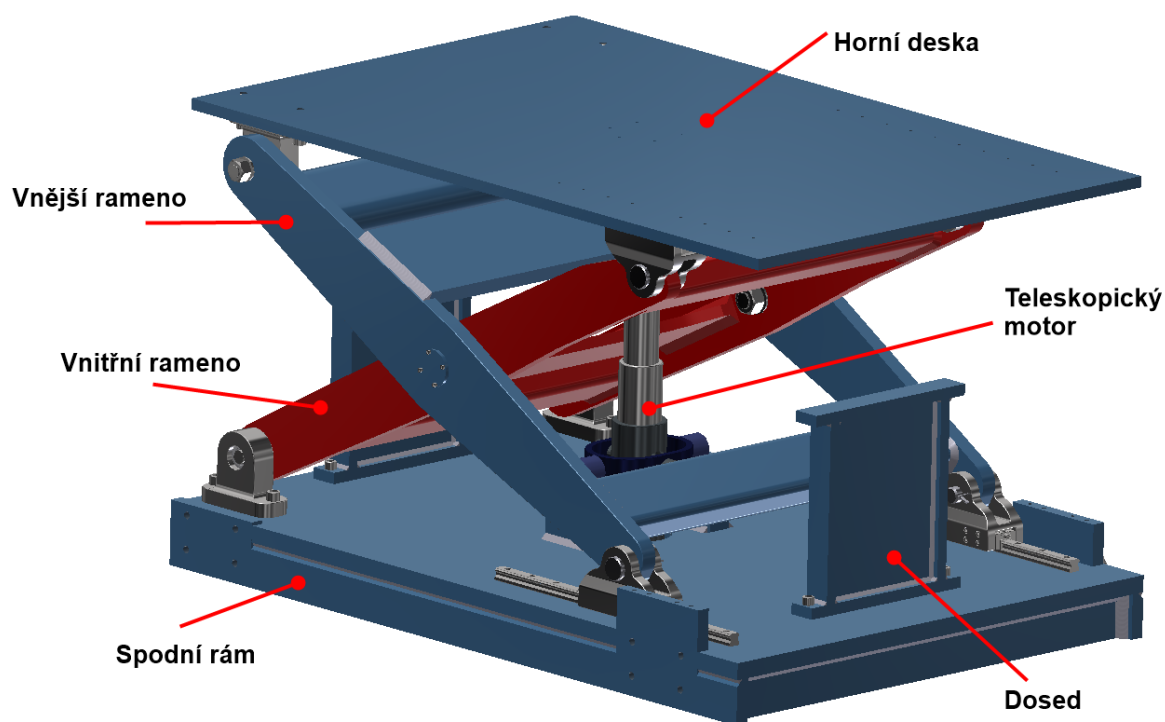
Nůžkový mechanismus je jednoduchý, na jedné straně budou ramena uložena do ložiskových domků a pro posuvné vedení bude použito valivých hnízd s kolejnici, které jsou schopny zachytit i boční zatížení a klopné momenty. Kolejnice a ložiskové domky bude jednoduché uchytit k rámu bez nutnosti složitého návrhu dolního rámu a horní desky, na které bude rovnačka.

3.5 Konstrukční návrh vlastního řešení

V dalších kapitolách je popsán samotný konstrukční návrh zvolené varianty řešení včetně výpočtů jednotlivých komponent. Je zde popsán návrh zdvihacího mechanismu pro rovnačku, který je možné posouvat ve směru osy drátu. Pro posuv bylo navrženo vedení pojezdovými rolnami spolu s pohonem ozubeným řemenem. Pohon zdvihu byl vyřešen použitím teleskopického lineárního hydraulického motoru, který byl nakonec umístěn do středu mechanismu. Vedení zdvihu a zachycení dalších zatěžovacích sil je zajištěno nůžkovým mechanismem.

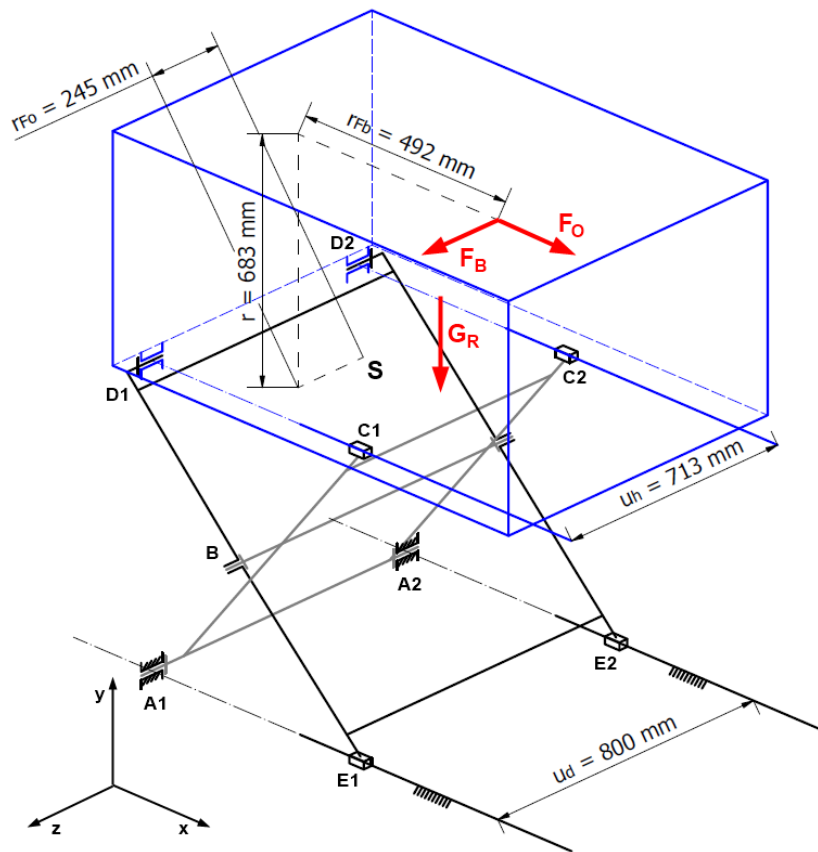
3.5.1 Návrh zdvihacího mechanismu

Zdvihací mechanismu byl navržen jako nůžkový mechanismus a to tak, aby síla vyvozená pohonem eliminovala zatížení od hmotnosti rovnačky, čímž dojde k co největší redukci velikosti reakcí ve spojích jednotlivých členů mechanismu. Toho bylo docíleno umístěním pohonu do místa, kde na horní rám mechanismu působí tíha rovnačky. Finální návrh zdvihacího mechanismu je k vidění na Obr. 45.



Obr. 45: Model navrženého zdvihacího mechanismu

Celý polohovací mechanismu zahrnující zdvih i posuv byl koncipován tak, aby mezi spodní hranou posuvného rámu, na kterém je umístěn mechanismus nůžek a pohon, byla mezera 10 mm. Otočné uložení ramen bylo vyřešeno soudečkovými ložisky, posuvná vazba použitím kuličkových valivých jednotek s kolejnicemi a středový spoj mezi rameny kluznými kloubovými ložisky s kosoúhlým stykem. Zjednodušené výpočtové schéma nůžkového mechanismu včetně zatěžujících sil je zobrazeno na Obr. 46. Pohon mechanismu není pro přehlednost do schéma zakreslen.



Obr. 46: Prostorové schéma nůžkového mechanismu

Rovnačka je ve schématu naznačena modrou barvou, vnější rameno mechanismu černou a vnitřní rameno šedou. Zakótované vzdálenosti začínající písmenem r představují posunutí zatěžujících bočních sil F_B a osové síly F_O do bodu S při nejvyšším zdvihu mechanismu, kde, jak bude ukázáno dále, je mechanismus nejvíce namáhán. Bod S reprezentuje střed mezi body $D1$, $D2$, $C1$ a $C2$, které představují ložiska (D) a valivé jednotky (C). Kóty u_d a u_h jsou vzdálenostmi ve směru osy y mezi vodícími drahami jednotek a středy ložisek, u_d pro připojení k dolnímu rámu, u_h k hornímu.

3.5.1.1 Statický výpočet nůžkového mechanismu

Vyšetření reakcí v jednotlivých bodech mechanismu je opět rozděleno do dvou částí. V první části budou vyšetřeny reakce způsobené tíhou rovnačky, osovou silou F_O a momentem M_O , který vznikne posunutím této síly o vzdálenost r do bodu S . Ve druhé budou vyšetřeny reakce od zbývajících zatěžujících sil.

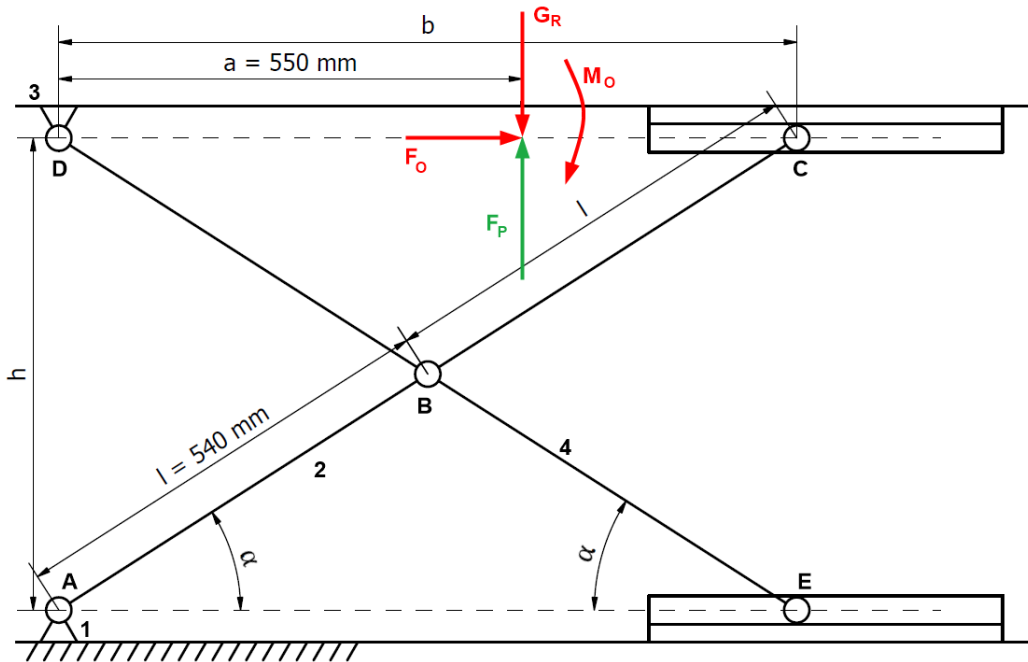
3.5.1.1.1 Reakce od G_R , F_O a M_O

Pro tuto část byl výpočet zjednodušen na rovinný případ a v bodě E byla uvažována obecná vazba odebírající jeden stupeň volnosti ve směru osy y . Z náhradního výpočtového schéma zobrazeného na Obr. 47 potom vyplývá, že mechanismus má jeden stupeň volnosti.

$$n = 3 \cdot (u - 1) - 3 \cdot rv - 2 \cdot ov = 3 \cdot (4 - 1) - 3 \cdot 2 - 2 \cdot 1 = 1$$

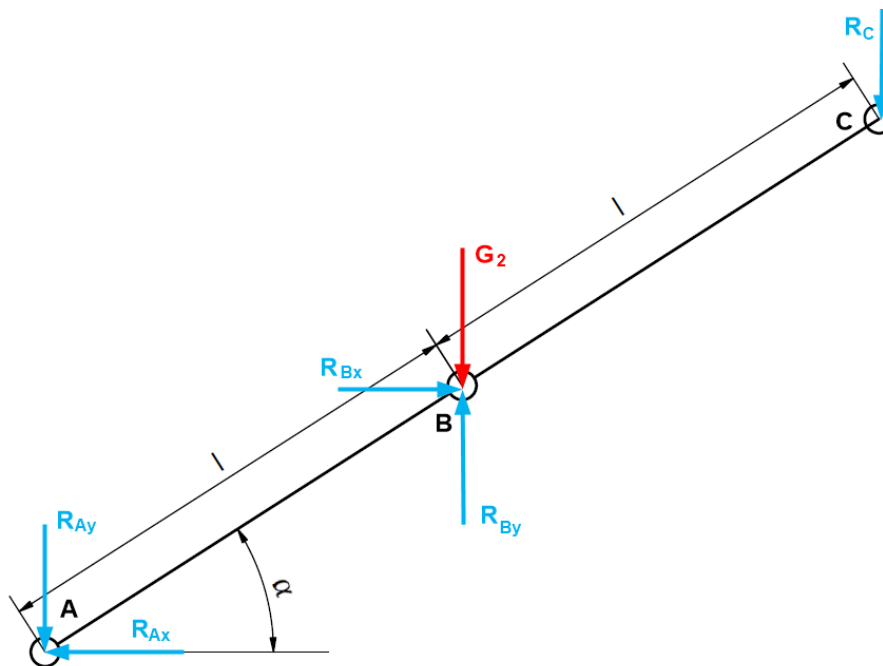
Tento stupeň volnosti byl odebrán přidáním síly hydraulického pohonu F_P , která tento stupeň volnosti mechanismu odebírá a jejíž velikost pro dosažení statické rovnováhy byla vyčíslena po vyjádření a vyřešení rovnovážných rovnic jednotlivých členů. Ve výpočtech bylo počítáno i s tíhou jednotlivých těles, přičemž jejich těžiště byla umístěna do středu součástí,

protože je uvažováno, že součásti budou symetrické případně téměř symetrické. Velikosti tíhových sil jednotlivých členů odhadnuty jako $G_2 = G_4 = 2000$ N a $G_3 = 2500$ N.



Obr. 47: Náhradní výpočtové schéma rovinného nůžkového mechanismu

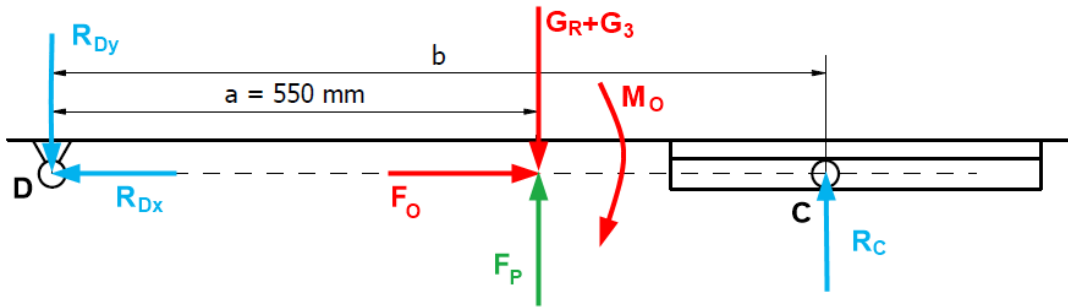
Uvolnění jednotlivých těles mechanismu je k vidění na Obr. 48-50.



Obr. 48: Uvolnění členu 2

Rovnovážné rovnice pro člen 2 jsou poté:

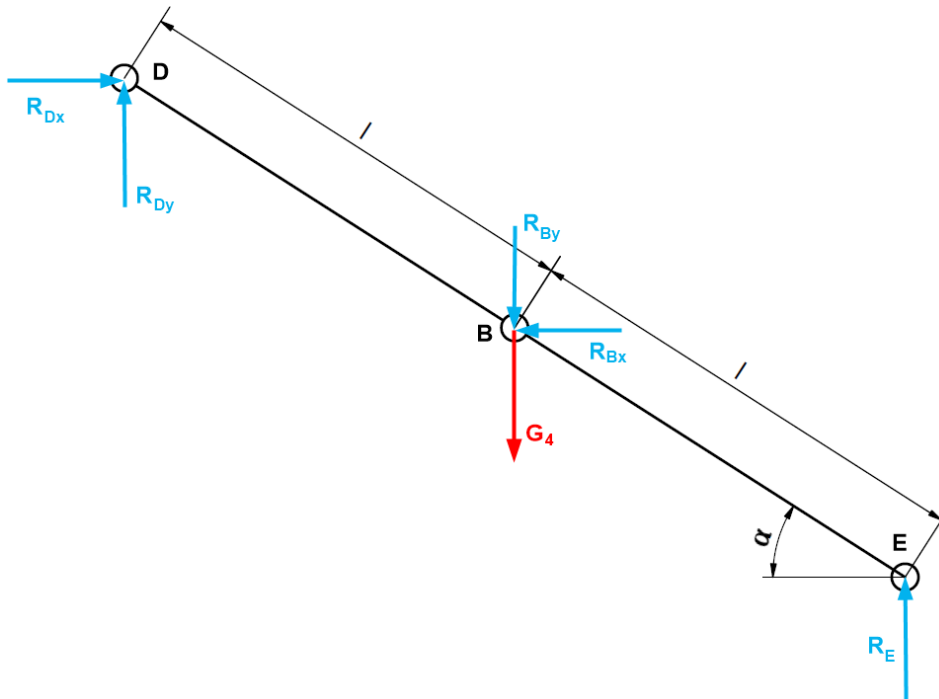
$$\begin{aligned}
 x: R_{Bx} - R_{Ax} &= 0 \\
 y: R_{By} - R_{Ay} - R_C - G_2 &= 0 \\
 M_{ot} \text{ k B: } R_{Ay} \cdot l \cdot \cos \alpha - R_{Ax} \cdot l \cdot \sin \alpha - R_C \cdot l \cdot \cos \alpha &= 0
 \end{aligned}$$



Obr. 49: Uvolnění členu 3

Rovnovážné rovnice pro člen 3 jsou poté:

$$\begin{aligned} x: R_{Dx} - F_O &= 0 \\ y: F_P + R_C - R_{Dy} - G_R - G_3 &= 0 \\ M_{ot} \text{ k D: } R_{Cy} \cdot b + F_P \cdot a - M_O - (G_R + G_3) \cdot a &= 0 \end{aligned}$$

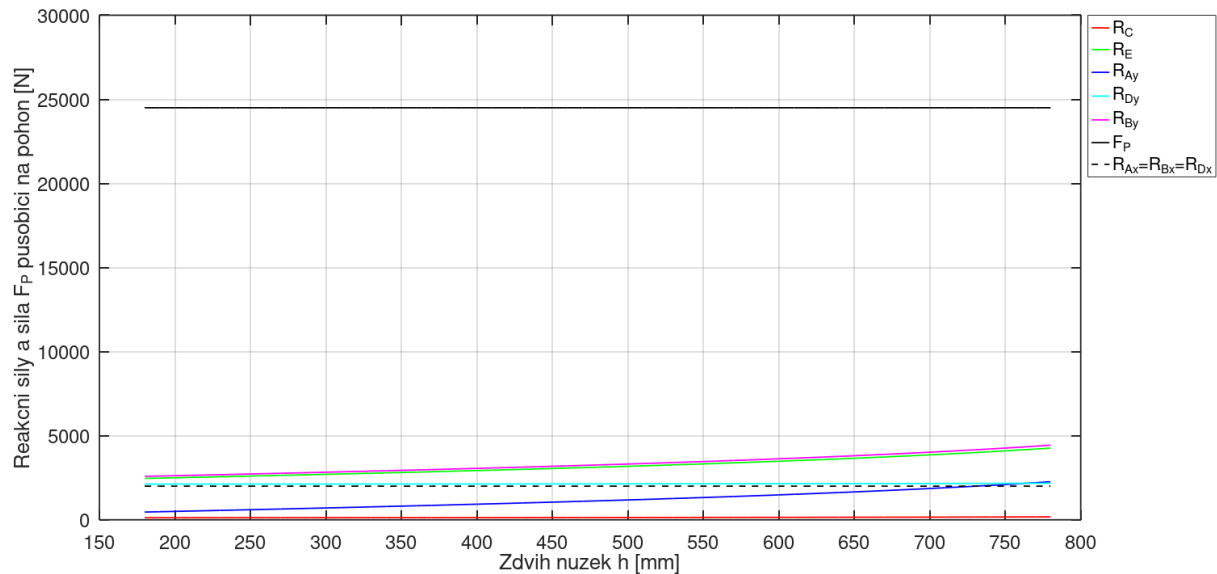


Obr. 50: Uvolnění členu 4

Rovnovážné rovnice pro člen 4 jsou poté:

$$\begin{aligned} x: R_{Dx} - R_{Bx} &= 0 \\ y: R_{Dy} + R_E - R_{By} - G_4 &= 0 \\ M_{ot} \text{ k B: } R_E \cdot l \cdot \cos \alpha + R_{Dx} \cdot l \cdot \sin \alpha - R_{Dy} \cdot l \cdot \cos \alpha &= 0 \end{aligned}$$

Po vyřešení soustavy rovnovážných rovnic byl v programu Octave vykreslen graf průběhu sil (Obr. 51), ze kterého je patrné, že mechanismus je nejvíce namáhán v nejvyšší poloze. V této poloze bude mechanismus nejvíce namáhán také od zatížení boční silou (největší rameno momentu síly F_B vůči dolnímu rámu). Maximální hodnoty reakcí a síla pohonu získané z výpočtů jsou uvedeny v Tab. 1.



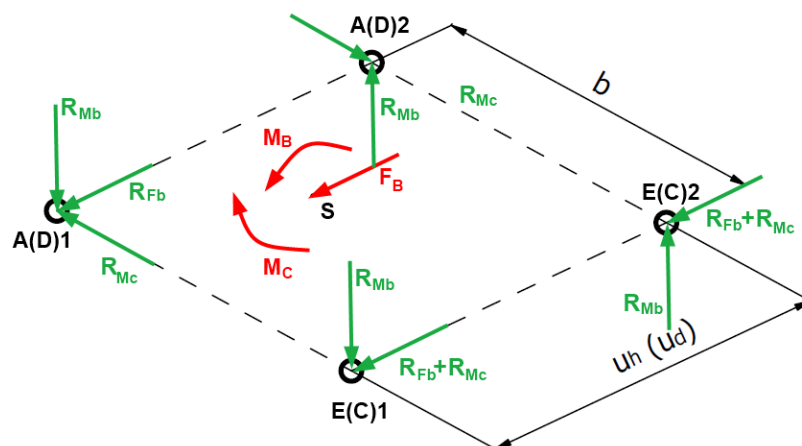
Obr. 51: Reakce ve vazbách mechanismu a síla pohonu v závislosti na zdvihu

Tab. 1: Maximální hodnoty reakcí a síly pohonu

Reakce	Velikost [N]
R_{Ax}, R_{Bx}, R_{Dx}	2000
R_{Ay}	2262,4
R_{By}	4436,4
R_C	174
R_{Dy}	2174
R_E	4262,4
F_P	24500

3.5.1.1.2 Reakce od F_B , M_B a M_C

Ve druhé části statického výpočtu reakcí ve vazbách mechanismu bylo vypočítáno zatížení od síly F_B , momentu M_B vznikajícího její posunutím o vzdálenost r do bodu S a momentu M_C , který vznikne posunutím sil F_B o vzdálenost r_{Fb} a F_O o vzdálenost r_{Fo} do bodu S. Výsledný moment je poté možno vypočítat jako $M_C = F_B \cdot r_{Fb} - F_O \cdot r_{Fo}$. Reakce, kterými působí horní rám s rovnáčkou na ramena (případně ramena na spodní rám) pak byly vyjádřeny za pomoci Obr. 52.



Obr. 52: Reakce od F_B , M_B a M_C

Jedinými rozdíly pro vyjádření reakcí v horních a dolních vazbách jsou jiné vzdálenosti mezi vazbami ve směru osy y (u_d, u_h) a větší moment M_B působící na spodní vazby (delší rameno r). Pro řešení bylo uvažováno, že se všechna zatížení rozloží rovnoměrně mezi obě ramena mechanismu. Pro stanovení reakcí ramen ve vazbách spodního rámu bylo přistupováno s předpokladem, že se celý mechanismus nad ním (ramena, horní rám, rovnáčka) při přenášení zatížení chovají jako nekonečně tuhý celek.

Reakci od momentu M_B bylo pak možné vyjádřit jako:

$$R_{Mb} = \frac{M_B}{2 \cdot u} = \frac{F_B \cdot r}{2 \cdot u}$$

Do rovnice byly při vlastním výpočtu dosazeny odpovídající hodnoty pro u (u_d, u_h) a r (683 a 1463 mm).

Reakce R_{Fb} pro vazby v bodě A(D)1 odpovídá polovině síly F_B a reakce R_{Fb} pro vazby v bodech E(C)1 a E(C)2 odpovídají jedné čtvrtině síly F_B (polovina síly F_B působící na rameno je zachycena jednotkami na dvou kolejnicích). Reakce od zachycení poloviny momentu M_{Chr} , v bodech A(D)1 a A(D)2 je možné stanovit použitím momentové rovnice dvojice sil jako:

$$R_{Mc} = \frac{M_C}{2 \cdot u}$$

Jako poslední je nutné určit reakce od momentu M_{Chr} , v bodech E(C)1 a E(C)2, které je při uvažování, že by se mechanismus opřel v bodě A(D)1 stanovit použitím momentové rovnice se středem otáčení v tomto bodě jako:

$$R_{Mc} = \frac{M_C}{4 \cdot b}$$

V Tab. 2 jsou uvedeny výsledné reakce pro jednotlivé vazby.

Tab. 2: Výsledné reakce

Spoj	Reakce	Velikost [N]
A1 A2	R_{Fb} (pouze A1)	2500
	R_{Mb}	4571,9
D1 D2	R_{Mc}	1543,8
	R_{Fb} (pouze D1)	2500
	R_{Mb}	2394,8
C1 C2	R_{Mc}	1732,1
	R_{Fb}	1250
	R_{Mb}	2394,8
E1 E2	R_{Mc}	826,7
	R_{Fb}	1250
	R_{Mb}	4571,9
	R_{Mc}	826,7

3.5.1.2 Volba hydraulického motoru

Po výpočtu velikosti síly pohonu F_P a získání informace, že hydraulický okruh zušlechťovací trati pracuje na jmenovitém tlaku 160 bar, bylo možné přistoupit k volbě vhodného teleskopického motoru. Z katalogu [30] výrobce Fisatech vybrán motor označený 100 070 03 30, který při tlaku 160 bar disponuje maximální možnou zátěží 2 650 kg, což

odpovídá síle 25 997 N (při uvažování $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$). Motor má tři stupně o celkovém zdvihu 700 mm. Parametry motoru jsou uvedeny v Příloze č 2. Pro uložení motoru k rámu rovnačky byla z téhož katalogu vybrána kolébka s označením 113 120 0950 a domečky 115 0000 350.

3.5.1.3 Návrh uložení a vedení

Tato část práce popisuje návrh a kontrolu pohyblivých spojení ramen k rámu, horní desce a vzájemně mezi sebou. Jak bylo zmíněno výše, pro otočné uložení ramen byly zvoleny soudečková ložiska, pro posuvné konce ramen valivá hnízda v kombinaci s kolejkami a vzájemné spojení ramen bylo navrženo jako spoj kluznými kloubovými ložisky s kosoúhlým stykem.

3.5.1.3.1 Návrh ložisek A a D

Jako první bylo nutné stanovit nejzatíženější ložisko, které bylo následně zkontrolováno. Proto byly vypočítány výsledné reakce v jednotlivých ložiscích. V této části je nutné si uvědomit, jak působí jednotlivé reakce, protože na Obr. 48-50 jsou reakce u členů zakresleny tak, jak na daný člen působí ostatní členy nebo rám. Zatímco na Obr. 52 je zakresleno, jak působí horní rám na ramena, nebo pro případ dolních spojení nehmotný mechanismus na dolní rám. Nezbytné je také vzít v úvahu, že reakce v kapitole 3.5.2.1 se v jednotlivých bodech rozloží vždy mezi dvě spojení. Výsledné reakce ve směrech os jsou vypočítány níže.

A1:

$$\begin{aligned}x: \frac{R_{Ax}}{2} - R_{Mc} &= -543,8 \text{ N} \\y: \frac{R_{Ay}}{2} - R_{Mb} &= -3440,7 \text{ N} \\z: R_{Fb} &= 2500 \text{ N}\end{aligned}$$

A2:

$$\begin{aligned}x: \frac{R_{Ax}}{2} + R_{Mc} &= 2543,8 \text{ N} \\y: \frac{R_{Ay}}{2} + R_{Mb} &= 5703,1 \text{ N} \\z: &= 0 \text{ N}\end{aligned}$$

D1:

$$\begin{aligned}x: \frac{R_{Dx}}{2} - R_{Mc} &= -732,1 \text{ N} \\y: \frac{R_{Dy}}{2} - R_{Mb} &= -1307,9 \text{ N} \\z: R_{Fb} &= 2500 \text{ N}\end{aligned}$$

D2:

$$\begin{aligned}x: \frac{R_{Dx}}{2} + R_{Mc} &= 2732,1 \text{ N} \\y: \frac{R_{Dy}}{2} + R_{Mb} &= 3481,9 \text{ N} \\z: &= 0 \text{ N}\end{aligned}$$

Z vypočítaných výsledků je patrné, radiálně (ve směrech x a y) nejvíce zatíženým ložiskem je ložisko v bodě A2 a největší kombinované zatížení působí na ložisko A1. Zkontrolována tedy byla tato ložiska.

Kontrola byla vzhledem k minimálnímu pohybu a nízkým rychlostem otáčení ložisek provedena pouze statická. Dále byl zkontrolován nejvíce namáhaný čep, který spojuje ramena s ložisky. Tímto čepem je čep ložiska A2. Jako poslední byla provedena kontrola šroubů uchycujících ložiskové domky. Pro tuto kontrolu bylo zapotřebí určit nejzatíženější šroub ložiskových domků.

Kompletní výpočtová kontrola provedená částečně v programu Mathcad a částečně v programu MITCalc je uvedena v Příloze č. 3 Zde v textu je shrnuty důležité body návrhu spolu se zhodnocením výsledků.

3.5.1.3.1.1 Kontrola ložisek a čepu

Byla vybrána soudečková ložiska BS2-22052RS/VT143 výrobce SKF a kontrola byla provedena podle postupu popsáném v katalogu výrobce [31]. Hůře vyšlo ložisko A1, které je zatíženo kombinací axiální a radiální síly. Součinitel statické bezpečnosti pro toto ložisko vyšel 5,511, což výrazně převyšuje minimální hodnotu doporučenou výrobcem. Součinitel statické bezpečnosti radiálně zatíženého ložiska A2 vyšel 7,046.

Jako nejzatíženější čep byl zkontrolován čep ložiska A2, na který působí největší ohybový moment. Bezpečnost mezi kluzu čepu pro zvolený materiál DIN St 70-2 vyšla 2.709, což je považováno za dostatečně vysokou hodnotu. Čep byl zkontrolován také na únavovou pevnost pro osazení v místě spoje s ramenem. Protože součinitel k meznímu stavu únavy vyšel nízký (1,166), bylo přistoupeno k výpočtu počtu cyklů do porušení součásti. Vypočítaný počet cyklů $3,66 \cdot 10^6$ řádově převyšuje předpokládaný počet cyklů v rámci životnosti zařízení, spoj byl tedy shledán vyhovujícím.

3.5.1.3.1.2 Kontrola šroubů ložiskových domků

Pro pevnostní kontrolu zvolených šroubů ISO 4762 M16x45 z pevnostní třídy 10.9 bylo nejprve nutné určit nejzatěžovanější šroub. Jako tento šroub byl vypočítán jeden z dvojice šroubů ložiskového domku A2, kde na šrouby působí největší tahová síla ve směru osy y. V rámci kontroly byly kontrolovány ještě síly ve šroubech domku D1, které vyšly nižší.

Pevnostní kontrola nejvíce zatíženého šroubu byla provedena v programu MITCalc, kde byly parametry voleny na základě dokumentace k tomuto výpočtovému nástroji, která je dostupná na stránkách distributora. Jelikož je zatížení mechanismu cyklické a pro mechanismus je počítáno s dosedacími dorazy, čímž dojde k odlehčení spojů, byl šroub kontrolován také pro dynamické míjivé zatížení. Součinitel bezpečnosti k mezi kluzu pro navržený šroub, vyšel 5,69 a výsledná dynamická bezpečnost v tahu 36,61. Tyto hodnoty jsou považovány za dostatečné.

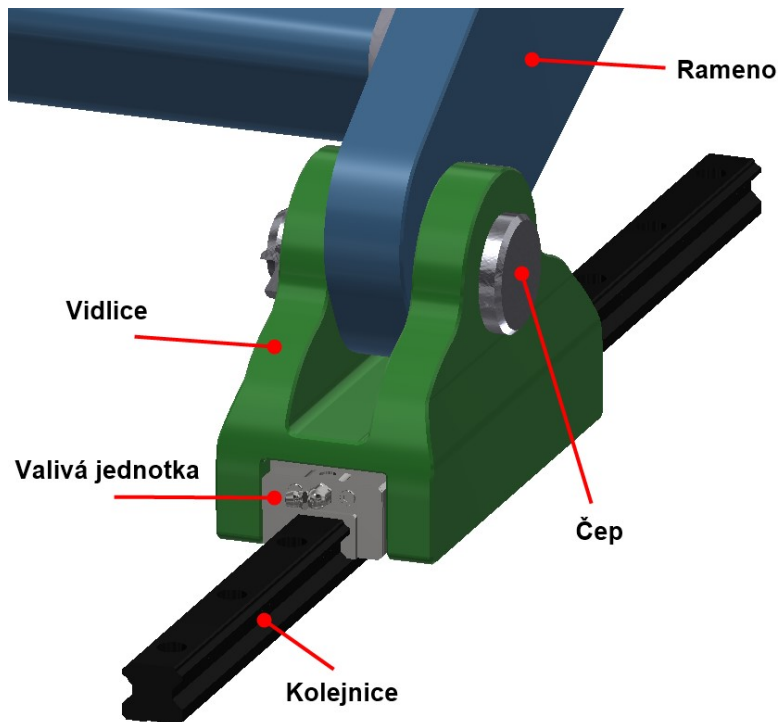
3.5.1.4 Návrh a kontrola valivých jednotek

Z výše získaných výsledných hodnot reakcí je patrné, že větší silové zatížení bude působit na jednotky E, největší konkrétně na E1. Kontrolováno bylo tedy vedení. Jako první bylo stanoveno zatížení působící v tomto místě. Opět je zde nutné dbát na konvenci znamének jako v případě ložisek a reakci R_E rozdělit napůl mezi pár dvou vedení. Výsledné zatížení působící na v bodě E1 pak bylo stanoveno jako:

$$y: -\frac{R_E}{2} - R_{Mb} = -6703,1 \text{ N}$$
$$z: -R_{Fb} - R_{Mc} = 2500 \text{ N}$$

Následně byla vybrána valivá jednotka vhodné výšky HSR 25YR výrobce THK. Pro zvýšení únosnosti musely být nakonec použity jednotky dvě. Jednotky jsou přišroubovány do tělesa, které je vidlicí pro otočné spojení s ramenem pomocí čepu, jak je naznačeno na Obr. 53.

Vypočítané zatížení dvojice jednotek ve směru osy z působí ve směru osy čepu vidlice a jednotky zatěžuje přídatným klopným momentem, který byl do výpočtu také zahrnut. Zatížení ve směru osy y působí na dvojici jednotek jako radiální zatížení. Kontrola jednotek byla taktéž provedena pouze statická podle katalogu výrobce [32]. Výsledný součinitel statické bezpečnosti vyšel 2,931, což je dle výrobce dostatečná hodnota pro dané provozní podmínky.



Obr. 53: Model vidlice s valivými jednotkami

Následně byla provedena kontrola čepového spojení mezi ramenem a tělesem jednotek v programu MITCalc. Vstupní parametry spolu s kompletním nastavením výpočtu jsou uvedeny v Příloze č. 3. Výsledky pevnostní kontroly jsou zobrazeny na Obr. 54. Hodnoty bezpečností pro zvolený čep ISO 2341 B 30x85 jsou považovány za dostatečné.

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly spoje			
3.1 Kontrola kolíku na smyk		3.9 Kontrola otláčení: Čep - Vidlice	
3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ_D 70,0 [MPa]	3.10 Dovolенý tlak	p_D 30,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 6,8 [MPa]	3.11 Srovnávací tlak	p 7,0 [MPa]
3.4 Bezpečnost	10,32	3.12 Bezpečnost	4,30
3.5 Kontrola kolíku na ohyb		3.13 Kontrola otláčení: Čep - Táhlo	
3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ_D 110,0 [MPa]	3.14 Dovolенý tlak	p_D 30,0 [MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ 31,6 [MPa]	3.15 Srovnávací tlak	p 9,3 [MPa]
3.8 Bezpečnost	3,48	3.16 Bezpečnost	3,22

Obr. 54: Výsledky pevnostní kontroly čepu spojení ramene a tělesa valivých jednotek

3.5.1.5 Návrh a kontrola spoje B

S ohledem na výše uvedenou úvahu, že zatížení F_B , M_B a M_C působící na ramena mechanismu se rozloží rovnoměrně napůl do obou ramen a další předpoklad, že ramena budou dostatečně tuhá, se pro spoj B předpokládá, že bude přenášet pouze reakce vypočítané pro rovinný mechanismus v kapitole 3.5.2.1. Opět je nutné výsledné reakce rozdělit napůl, jelikož

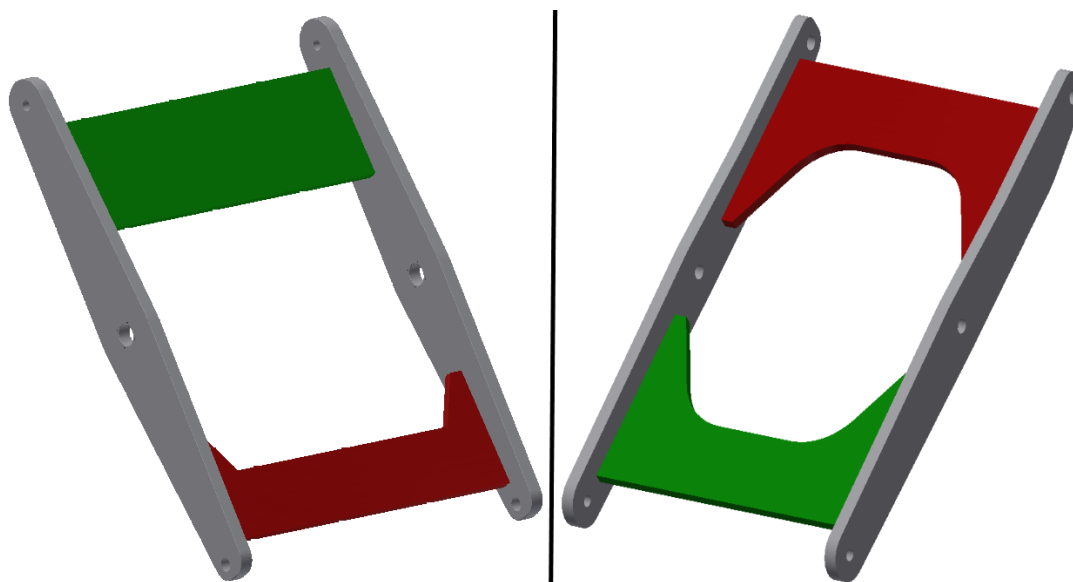
je spoj tvořen dvojicí ložisek. Pro tento spoj byla zvolena bezúdržbová kluzná naklápěcí ložiska GAC 25F s kosoúhlým stykem výrobce SKF.

Jelikož se jedná o kluzná ložiska, byla podle pokynů výrobce kromě statické bezpečnosti zkontrolována také jejich životnost. Veškeré výpočty byly provedeny podle katalogu výrobce [33]. Výsledné ekvivalentní zatížení splňuje podmínku výrobce, protože je více jak desetinásobně nižší než statická únosnost ložisek. Vypočítaná životnost 535 h pokryje téměř trojnásobně předpokládaný desetiletý provoz zařízení. Čep spoje se s bezpečností k mezi kluzu 10,081 se jeví jako předdimenzovaný, jeho průměr je ale odvislý od vnitřního průměru ložiska.

3.5.1.6 Návrh a kontrola ramen

Po návrhu a kontrole uložení, vedení a spoje B bylo přistoupeno k návrhu ramen mechanismu. Ramena mechanismu jsou navržena jako svařenec z materiálu DIN St 52-3 s uvažovanou mezí kluzu v tahu $\sigma_{kt} = 345$ MPa. Bočnice ramen jsou navrženy jako výpalky z plechu P30 – 1000x2000 ČSN 42 5310. Pro spojení bočnic ramen byly původně uvažovány výztuhy ze stejného polotovaru.

Prvotní návrh ramen je k vidění na Obr. 55. Zeleně zvýrazněná výztuha je na straně ramen u otočných uložení, červená u posuvných konců. Vnější rameno představuje člen 2 ve výše popsaném statickém rozboru mechanismu, vnitřní rameno naopak člen 3.

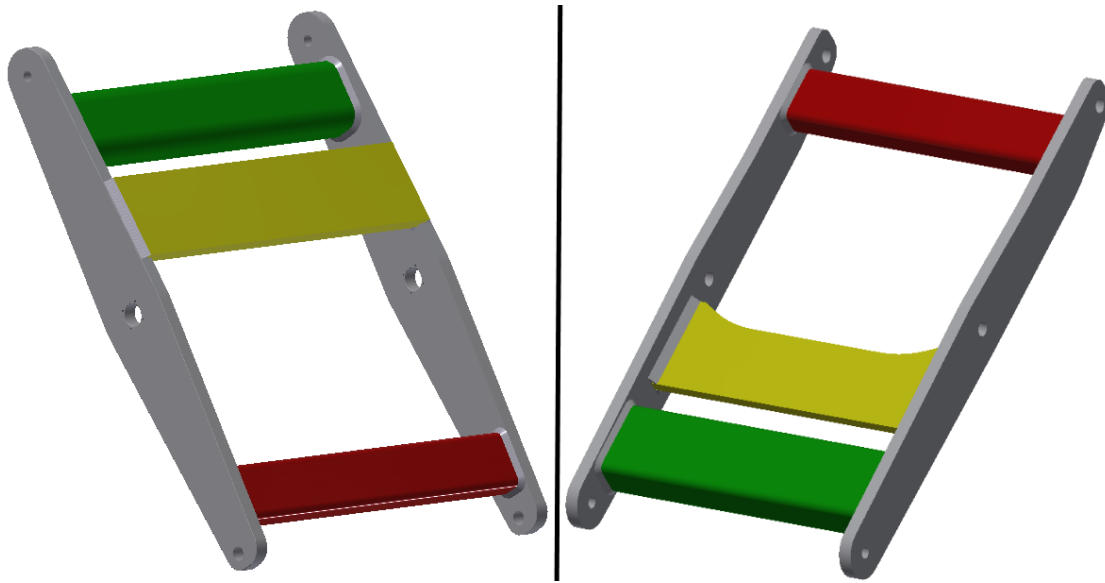


Obr. 55: Původní návrh ramen (vlevo vnější rameno, vpravo vnitřní rameno)

Pro obě z ramen byla následně provedena pevnostní kontrola pomocí MKP nástrojů v softwaru NX. První analýzy měly uspokojivé výsledky maximálních hodnot redukováného napětí. Ramena vykazovala hodnoty deformací okolo 3 mm, které se přistoupením k iteračnímu procesu, kdy byla ramena postupně upravována tak, aby jednotlivé části mechanismu v žádné poloze nekolidovaly vzájemně ani s motorem, podařilo snížit.

Výsledný tvar ramen je k vidění na Obr. 56. Pro obě ramena byl jako výztuha u posuvných konců použit profil ISO 12633-2 - 120x60x10 (na obrázku červenou barvou). Na straně otočného uložení byl pro vnější rameno vybrán profil ISO 10799-2 - 150x100x12 a pro rameno vnitřní profil ISO 12633-2 - 160x80x10 (výztuhy jsou na obrázku zvýrazněny zelenou barvou). Pro snížení deformací byla navíc pro obě ramena přidána třetí výztuha z výše uvedeného plechu P30 (žlutá barva).

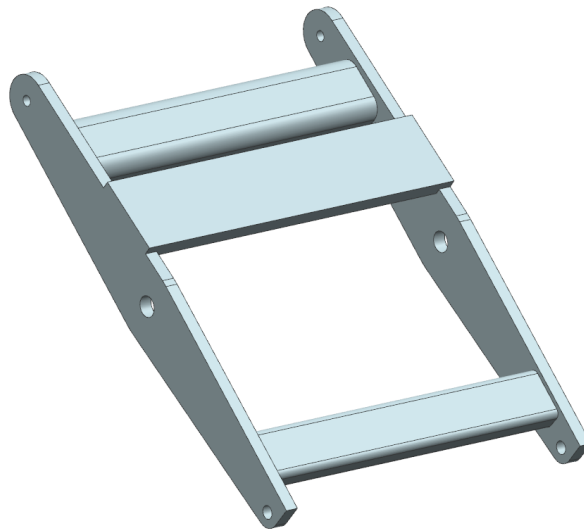
Dále uvedená pevnostní kontrola provedená pro ramena simuluje nejhorší zatěžovací stav mechanismu. Tímto stavem, jak bylo popsáno výše, je maximální zdvihu mechanismu.



Obr. 56: Konečný návrh ramen (vlevo vnější rameno, vpravo vnitřní rameno)

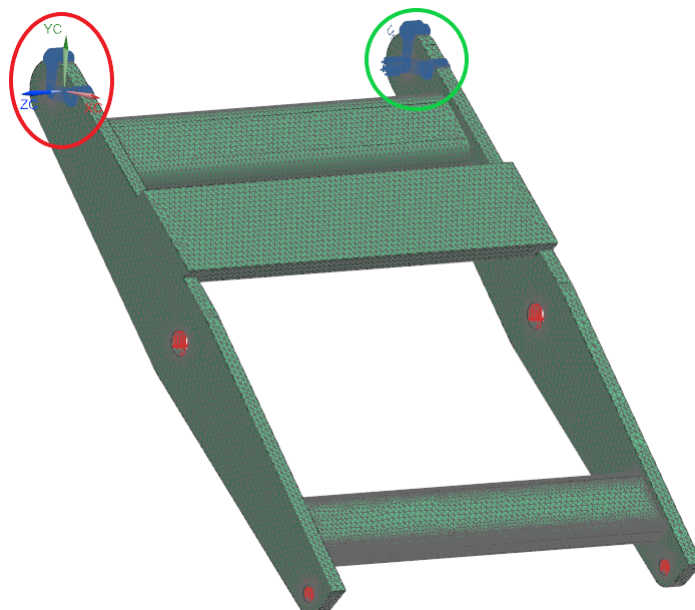
3.5.1.6.1 Pevnostní kontrola vnějšího ramene

Konečný tvar zjednodušeného výpočtového modelu vnějšího ramene je k vidění na Obr. 57. V modelu byly zanedbány svary a v rámci pevnostní analýzy bylo cíleno na zjištění průběhu napětí v bočnicích a výztuhách, a především na zjištění deformací ramene.



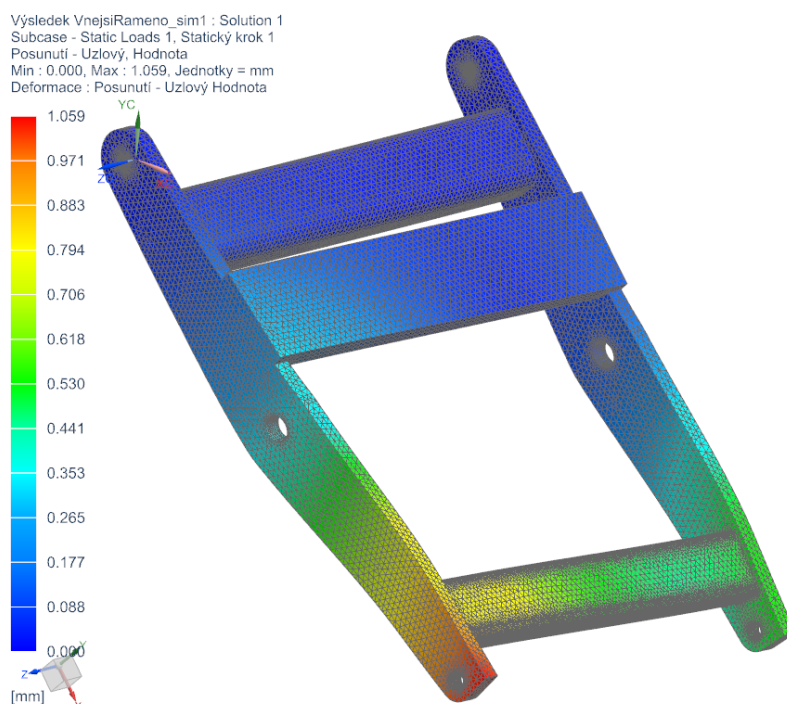
Obr. 57: Výpočtový model vnějšího ramene

Zasíťovaný model opatřený vazbami a zatížený odpovídajícími silami je k vidění na Obr. 58. Model byl zasíťován prvky Ctetra 10 a kvůli zamezení chybám při síťování musela být zvolena menší velikost prvků 12 mm. Poté byl model zavazben pro odebrání posunutí ve směru osy x a y v místě připojení čepů, které spojují rameno s ložisky (zelený a červený kruh na obrázku) a posunutí ve směru osy z bylo odebráno na otvoru pro čep, kde dojde k opření o ložisko (červený kruh). Výše vypočítané reakční síly byly umístěny do otvorů pro ložiska spoje B a otvory pro čepové spojení ramene s tělesem pro valivé jednotky.



Obr. 58: Zasíťovaný, zavazbený a zatížený model vnějšího ramene

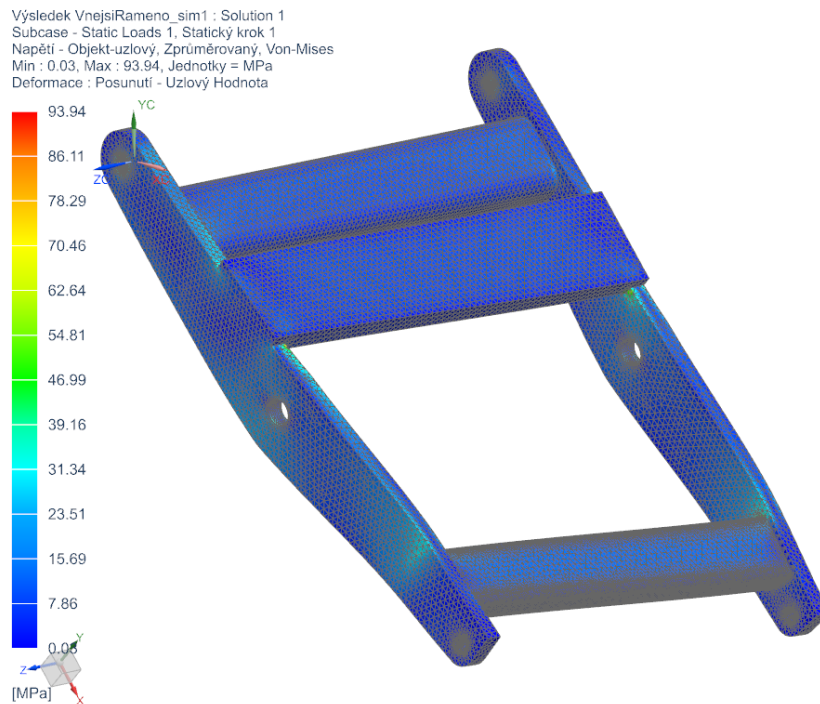
Výsledky výpočtů jsou zobrazeny na Obr. 59 – 61. Největšího posunutí dochází na konci bočnice, kde se sčítají reakce R_E a R_{M_b} v bodě E1. Konec druhé bočnice tak velké posunutí nevykazuje a to z toho důvodu, že v tomto místě jsou reakce R_E a R_{M_b} opačné. Největší posunutí má hodnotu 1,059 mm, což bylo při uvážení, že vzdálenost mezi otvory pro čepy otočného uložení a čepy pro spojení s tělesy valivých hnízd je 1 080 mm, shledáno dostatečné.



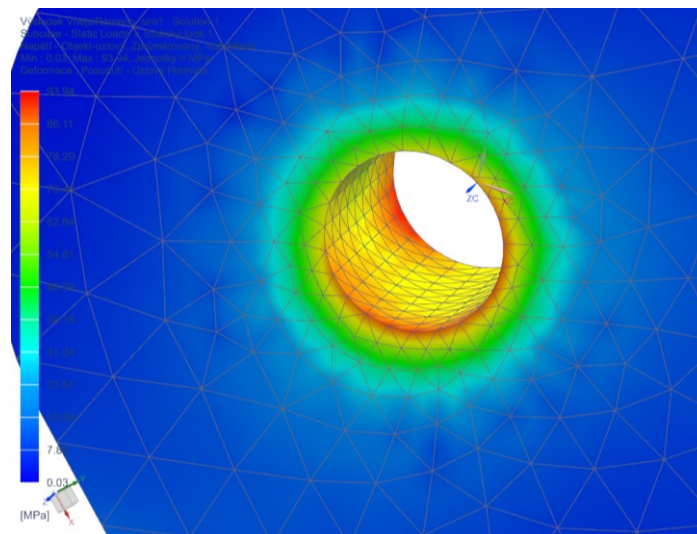
Obr. 59: Výsledná deformace vnějšího ramene

Při kontrole redukovaného napětí ramene bylo zjištěno, že napětí dosahuje nejvyšší hodnoty při horní hraně levé bočnice poblíž střední výztuhy (cca 80 MPa) a v místě připojení jednoho z čepů, který odebírá tři stupně volnosti (94 MPa). Tlak v tomto místě je dán okrajovými podmínkami a v reálu by se zde napětí rozložilo rovnoměrněji. Pro stanovení

bezpečnosti k mezi kluzu je tedy uvažována hodnota 80 MPa. Bezpečnost k mezi kluzu pak vychází 4,3, což je považováno za dostatečnou hodnotu.



Obr. 60: Průběh napětí vnějšího ramene



Obr. 61: Nejvyšší napětí vnějšího ramene

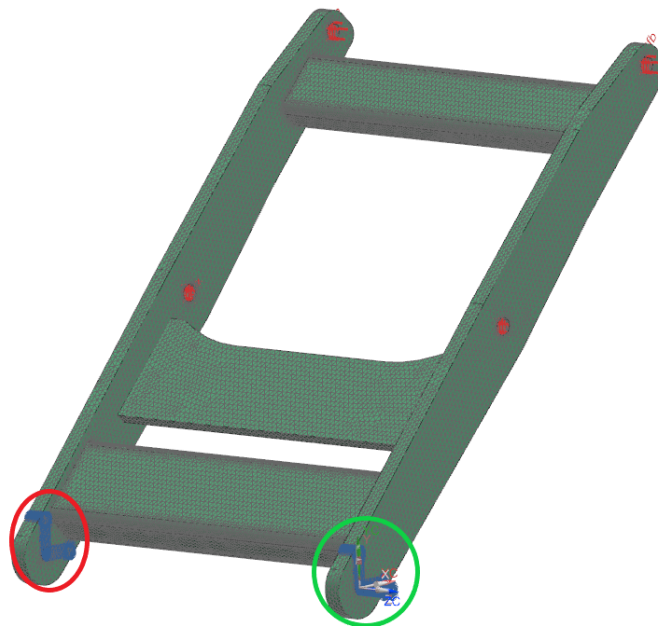
3.5.1.6.2 Pevnostní kontrola vnitřního ramene

Konečný tvar zjednodušeného výpočtového modelu vnitřního ramene je k vidění na Obr. 62. V modelu byly opět zanedbány svary a jako v případě vnějšího ramene bylo cíleno na zjištění průběhu napětí v bočnicích a výtžuhách, a především na zjištění deformací ramene.



Obr. 62: Výpočtový model vnitřního ramene

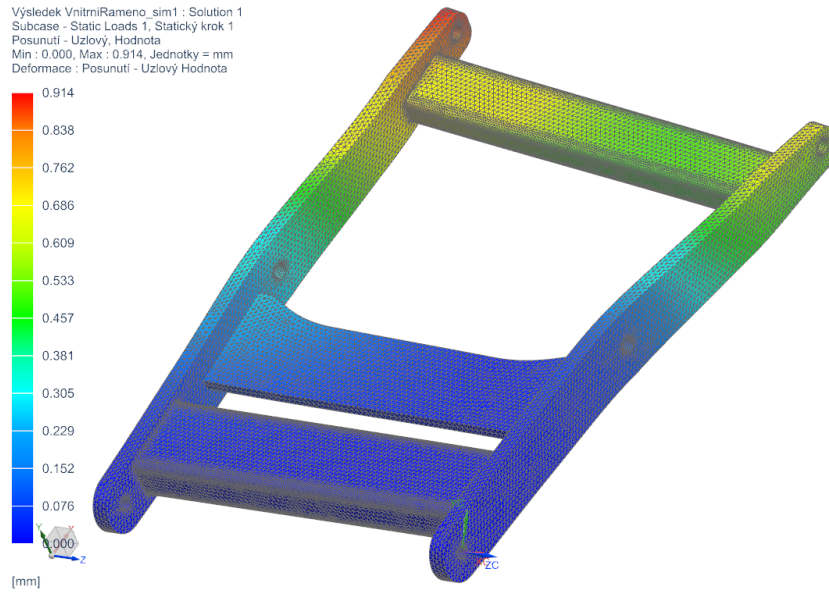
Zasítovaný model opatřený vazbami a zatížený odpovídajícími silami je k vidění na Obr. 63. Model byl zasítován prvky Ctetra 10, v tomto případě musela být kvůli zamezení chybám při síťování zvolena ještě menší velikost prvků 10 mm. Poté byl model zavazben pro odebrání posunutí ve směru osy x a y v místě připojení čepů, které spojují rameno s otočným uložením (zelený a červený kruh na obrázku) a posunutí ve směru osy z bylo odebráno na tom čepu, který se opře o ložisko (zelený kruh). Výše vypočítané reakční síly byly umístěny do otvorů pro ložiska spoje B a otvory pro čepové spojení ramene s tělesem pro valivé jednotky.



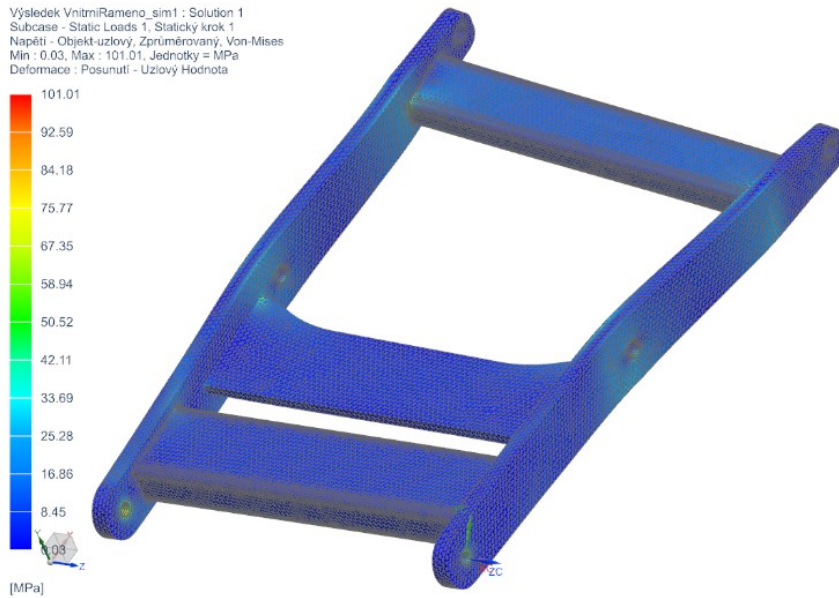
Obr. 63: Zasítovaný, zavazbený a zatížený model vnitřního ramene

Výsledky výpočtů jsou zobrazeny na Obr. 64 – 66. K největšímu posunutí dochází na konci bočnic, kde působí především reakce R_{M_B} pro body C1 a C2. Největší posunutí má hodnotu 0,914 mm, což je lepší hodnota než pro vnější rameno.

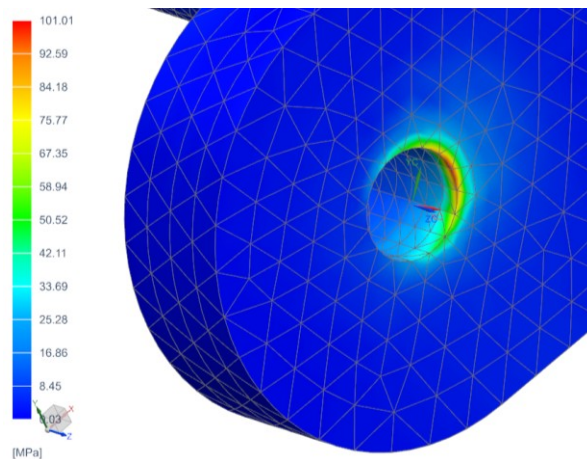
Při kontrole redukovaného napětí bylo zjištěno, že v bočnicích a výztuhách napětí dosahuje maximálních hodnot okolo 50 MPa, což dává součinitel k mezi kluzu 6,9. Největšího napětí 101 MPa vykazuje opět jeden z otvorů pro čep, což je opět dáno okrajovými podmínkami a v reálném kontaktu by k hranovému tlaku nedocházelo a napětí by se na ploše rozložilo rovnoměrněji



Obr. 64: Výsledná deformace vnitřního ramene



Obr. 65: Průběh napětí vnitřního ramene

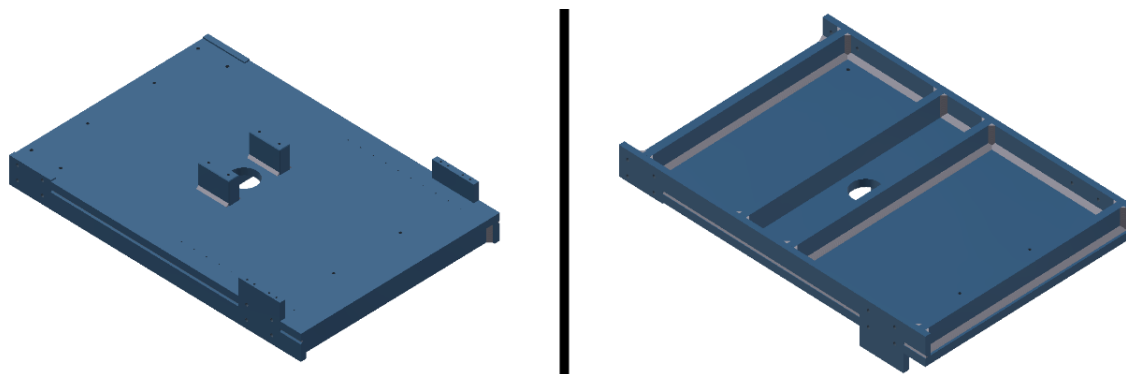


Obr. 66: Nejvyšší napětí vnitřního ramene

3.5.1.7 Návrh a kontrola spodního rámu zdvihacího mechanismu

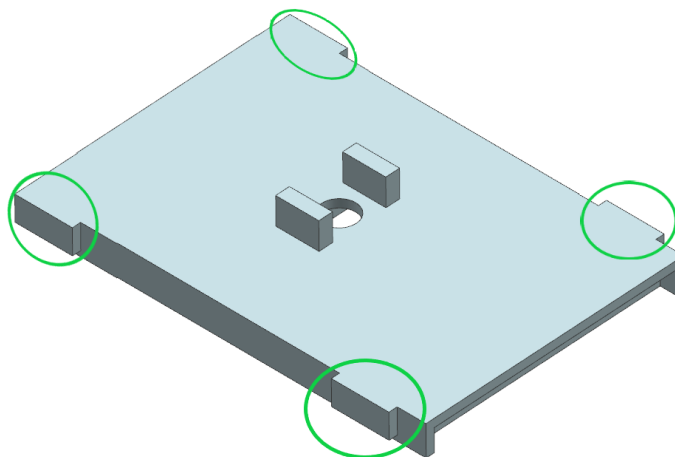
Z obavy, že by se mohl spodní rám zdvihacího mechanismu výrazně prohnut od síly pohonu, byla provedena také kontrola deformace tohoto dílu. Jelikož bylo cíleno pouze na průhyb od zatížení pohonem, reakce působící na kolejnice a na ložiskové domky ramen byly zanedbány. Tyto zanedbané reakce jsou blízko kraje rámu a oproti síle pohonu jsou o řád nižší, takže je zde předpoklad, že jimi způsobené deformace jsou minimální.

Spodní rám zdvihacího mechanismu (Obr. 67) byl navržen jako svařenec z materiálu DIN St 52-3. Deska rámu a podélné bočnice jsou z plechu P30 – 1000x2000 dle ČSN 42 5310. Příčné výztuhy jsou z polotovaru ISO 1035-3 80x30 a dva navařené hranoly pro uchycení motoru z polotovaru ISO 1035-35 150x50.



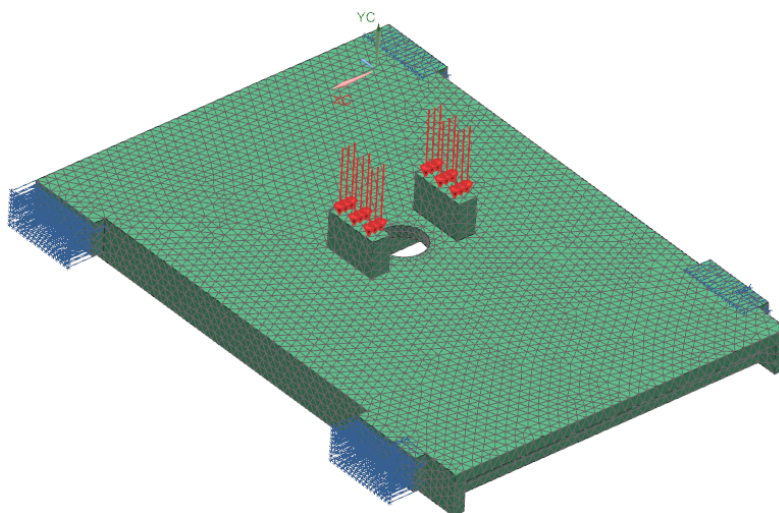
Obr. 67: Spodní rám zdvihacího mechanismu (vlevo pohled shora)

Pro MKP analýzu v softwaru NX byl vytvořen zjednodušený model (Obr. 68), ve kterém byly zanedbány svary a díry pro uchycení pojezdových rolen, kolejnic valivých hnízd a ložiskových domků pro uložení ramen. Model byl také opatřen čtyřmi hranoly, které jsou na Obr. 67 označeny zelenými kruhy. Tyto hranoly představují příruby pojezdových rolen a v tomto místě byly modelu odebrány stupně volnosti.



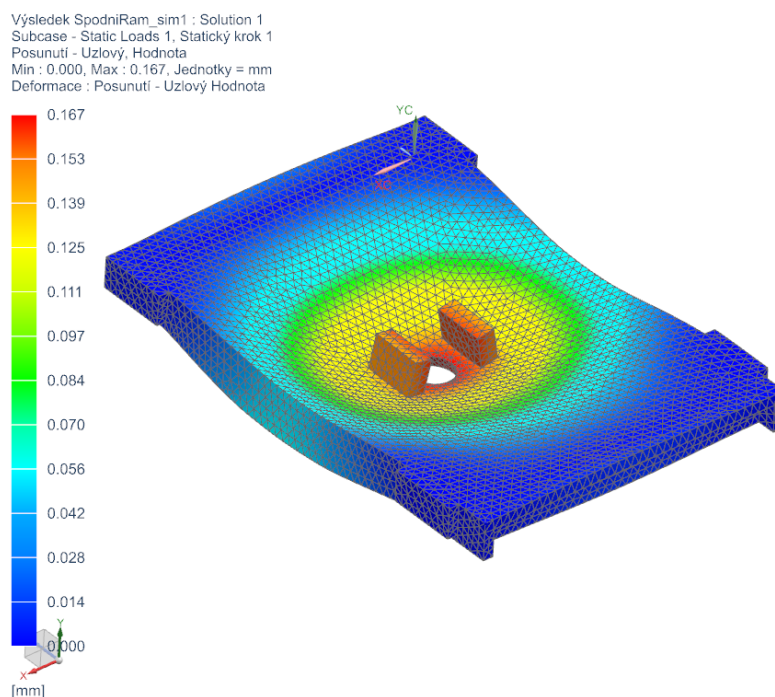
Obr. 68: Výpočtový model spodního rámu zdvihacího mechanismu

Zasíťovaný model opatřený vazbami a zatížený silou pohonu je k vidění na Obr. 69. Model byl zasíťován prvky Ctetra10 o velikosti 25 mm a následně zavazben pro odebrání posunutí ve všech směrech na výše popsaných hranolech. Následně byl zatížen silou odpovídající vypočtené reakci pohonu, a to na plochách, kde budou upevněny domky teleskopického motoru.



Obr. 69: Zasiťovaný, zavazbený a zatížený model spodního rámu zdvihacího mechanismu

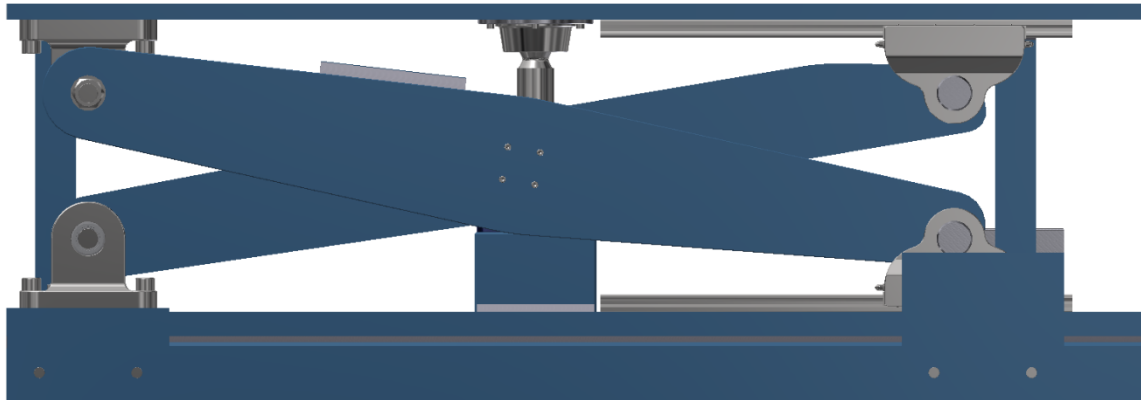
Výsledek výpočtu deformace pomocí MKP je zobrazen na Obr. 70. Maximální deformace je 0,167 mm, což je zanedbatelná hodnota. Z výsledků analýzy je patrné, že se rám nejvíce prohne přímo pod působícím zatížením, což odpovídá předpokladu. Deformace rámu je minimální, proto byl rám shledán jako vhodně navržený.



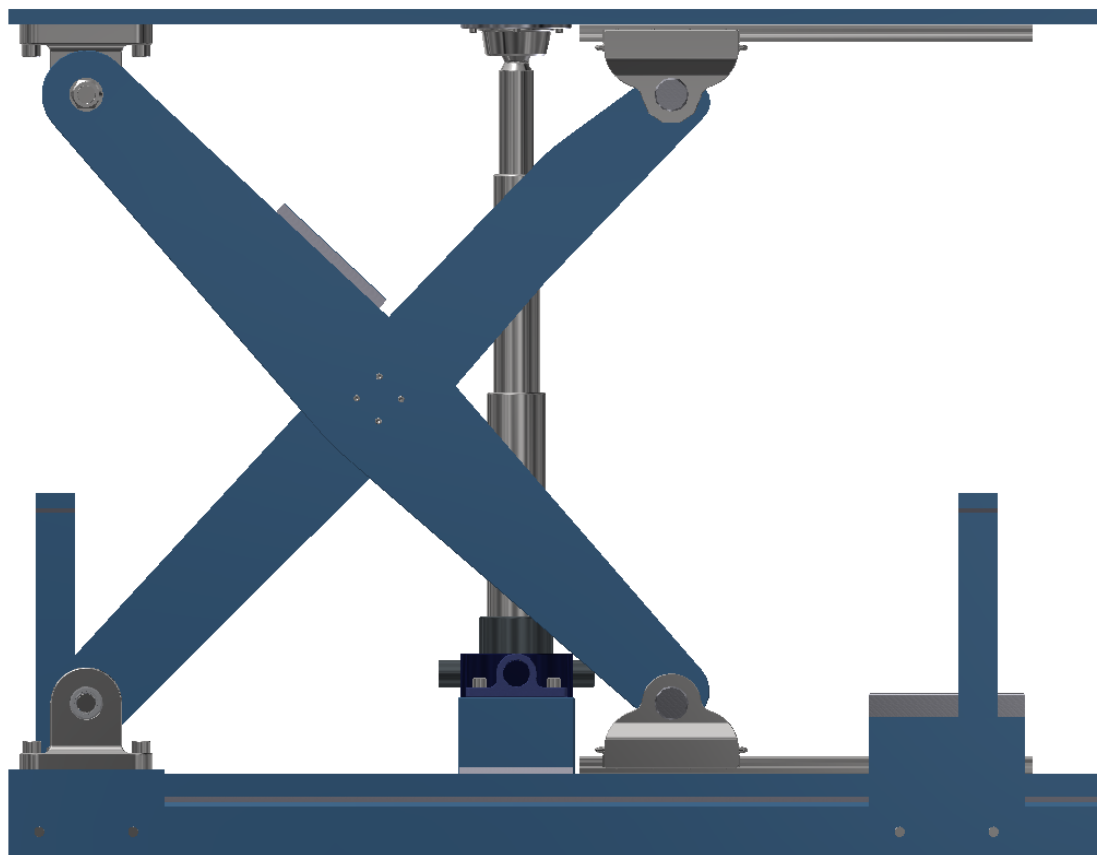
Obr. 70: Výsledná deformace spodního rámu zdvihacího mechanismu

3.5.1.8 Kompletní mechanismus zdvihu

Na Obr. 71 a 72 jsou zobrazeny boční pohledy na navržený mechanismus v nejnižší a nejvyšší poloze. Horní deska, na které bude umístěna rovnáčka kontrolována na průhyb nebyla. V jejím případě se předpokládá, že bude zpevněna vlastním rámem rovnáčky. Dosedy pro rovnáčku jsou po dosednutí horní desky namáhány tlakovou silou, která se mezi ně rozdělí. Byly zkontrolovány pouze zběžným výpočtem, pro který byla uvažována tlaková síla odpovídající síle pohonu. Napětí v dosedech potom při ploše stojny jednoho dosedu $6\,800\text{ mm}^2$ vychází téměř nulové.



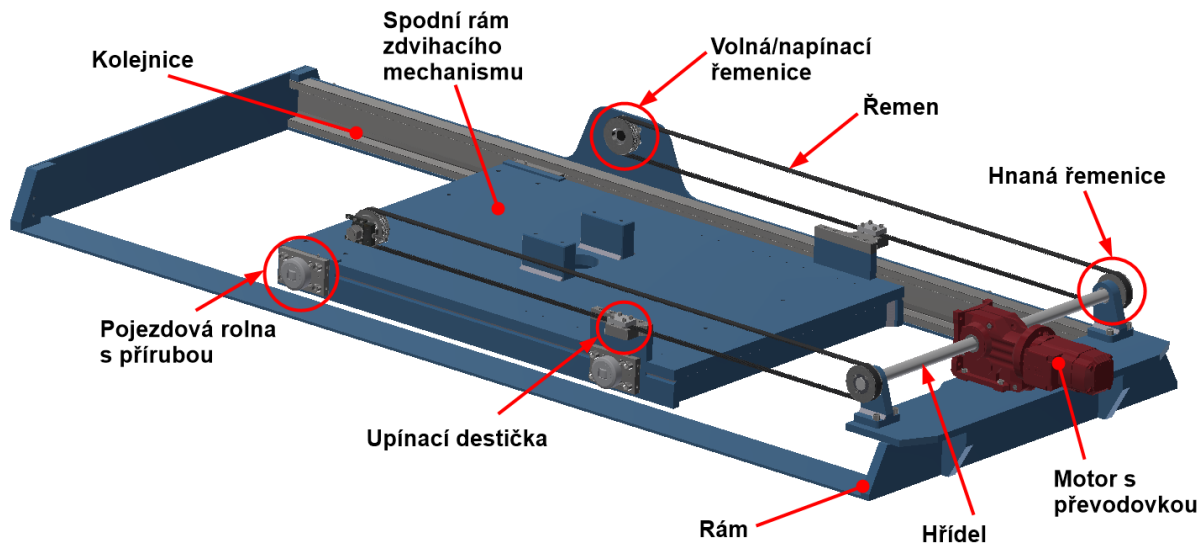
Obr. 71: Boční pohled na mechanismus v nejnižší poloze



Obr. 72: Boční pohled na mechanismus v nejvyšší poloze

3.5.2 Návrh posuvu

Pro posuvný pohyb byla zvolena kombinace pojezdových roln a kolejnic s pohonem pomocí ozubeného řemenu. V této kapitole je uveden návrh zvoleného řešení včetně potřebných výpočtů. Finální návrh posuvu je uveden na Obr. 73.

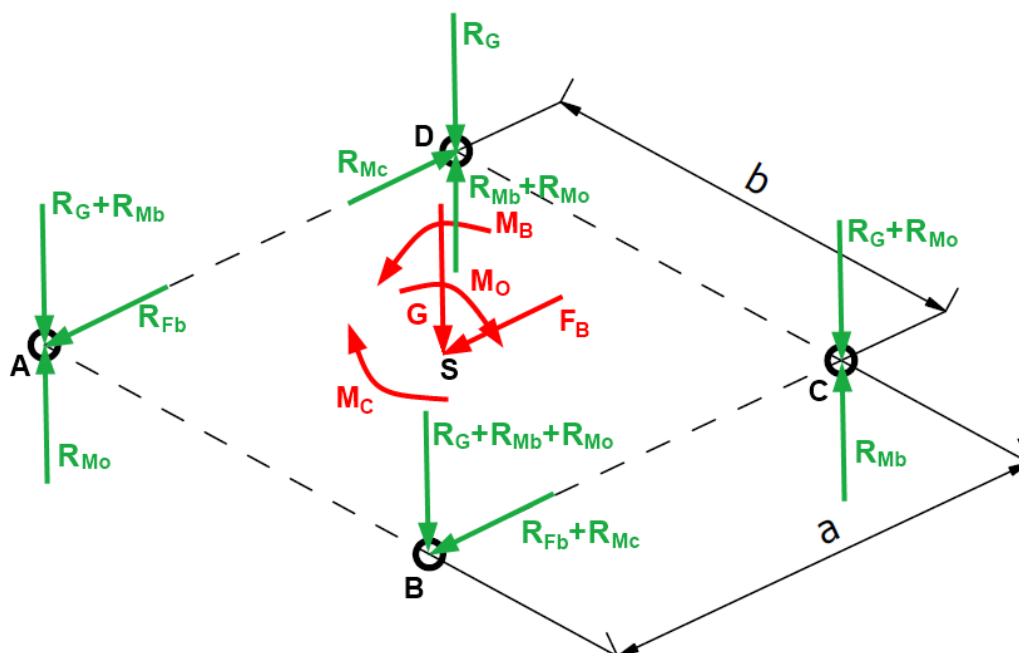


Obr. 73: Navržený posuvový mechanismus

3.5.2.1 Návrh a kontrola pojezdových roln a kolejnic

3.5.2.1.1 Stanovení reakcí ve vedení

Prvním krokem pro návrh pojezdových roln je stanovení reakcí, kterými budou rolny působit na kolejnice. Tyto reakce jsou způsobeny výše popsaným zatížením rovnačky a pro jejich určení bylo použito schéma na Obr. 74. Jedinou silou, která přímo nepůsobí na rolny je síla F_O , která působí ve směru pohybu a bude zachycena pohonem. Rolny ale musí zachytit moment způsobený touto silou.



Obr. 74: Schéma pro výpočet reakcí působících na rolny

Posunutím sil F_O a F_B do geometrického středu rolen S, vzniknou momenty M_O , M_B a M_C . Zatížení G představuje zatížení od tíhy samotné rovnačky (20 000 N) a od hmotnosti zdvihacího mechanismu (1 070 kg), která byla po nastavení materiálů odečtena z modelu. Celkové zatížení G potom při uvažování $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ odpovídá hodnota 30 493 N.

Zatížení G se rozloží mezi všechny čtyři rolny jako reakce:

$$R_G = \frac{G}{4}$$

Síla F_B způsobí opření rolen do kolejnice v bodech A a B a reakce je možné vyjádřit jako:

$$R_{Fb} = \frac{F_B}{2}$$

Reakce od momentu M_B , který má tendenci mechanismus klopit v bočním směru je možné vyjádřit jako:

$$R_{Mb} = \frac{M_B}{2 \cdot a}$$

Moment M_C má tendenci mechanismus otáčet okolo svislé osy zatíží rolny B a D, které přitlačí do kolejníc. Reakce je možné vyjádřit jako:

$$R_{Mc} = \frac{M_C}{b}$$

Moment M_O , bude mechanismus naklápět v podélném směru a reakce je možné vyjádřit jako:

$$R_{Mo} = \frac{M_O}{2 \cdot b}$$

Vypočítané hodnoty reakcí, kterými působí rolny do kolejníc jsou uvedeny v Tab. 3. Z výpočtového schéma je patrné, že nejzatíženější rolnou je rolna B. Proto byla kontrola provedena pouze pro ni, stejně jako následná kontrola šroubů jejího uchycení ke spodnímu rámu zdvihového mechanismu. Tato kontrola je provedena až v další části práce, jelikož šrouby pro připojení rolny B a C budou zachycovat ještě posuvovou sílu působící na upínací destičky ozubených řemenů. Celý výpočet reakcí včetně momentů vzniklých posunutím sil je součástí Přílohy č. 4.

Tab. 3: Vypočítané reakce rolen

Reakce	Velikost [N]
R_G	7 623
R_{Fb}	2 500
R_{Mb}	3 632
R_{Mc}	1 441
R_{Mo}	1 453

3.5.2.1.2 Volba a kontrola pojezdových rolen s kolejnici

Po stanovení nejzatíženější rolny, bylo přistoupeno k volbě katalogových rolen spolu s vhodnými kolejnici. Pro aplikaci byly zvoleny kombinované rolny od výrobce Winkel typu 4.058 (vzhledově odpovídá Obr. 6), které jsou schopny zachytit jak zatížení v radiálním směru, tak i působení bočních sil. Pro rolnu byla vybrána i katalogová příruba AP 3.1-LUB umožňující její montáž a případné domazávání. Pro vedení byly zvoleny kolejnice PG 3 NbV v délce

3000 mm, které jsou opatřeny dírami M12 pro montáž do rámu. Parametry zvolené rolny 4.058 jsou uvedeny na Obr 75.



Typ	F_R kN	F_A kN	C kN	C_0 kN	C_A kN	C_{0A} kN	Váha kg	Příruby	Profil
4.058	22,40	7,00	68,0	72,0	23	23	1,62	AP3.1 AP3-Q AP3.1-LUB	3 NbV 3020 NbV

legenda | Fixní osové ložisko WINKEL

Obr. 75: parametry rolny Winkel 4.058 [34]

Rolny byly vzhledem k občasnému pohybu a nízkým rychlostem kontrolovány pouze na statickou únosnost. Kontrolní výpočty jsou uvedeny v Příloze č. 4, statický součinitel bezpečnosti kontrované rolny vyšel pro radiální směr 5,666 a pro axiální 5,836. Maximální zatížení nepřesahují výrobcem stanovené meze pro kontakt mezi rolnou a kolejnicí, navržené rolny s kolejnicemi jsou vyhovující.

3.5.2.2 Návrh pohonu

Pohonný systém mechanismu posuvu musí vyvodit dostatečnou sílu, aby překonal valivý odpor rolen, působící osovou sílu F_O a dosahoval posuvové rychlosti $v = 0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, která byla pro polohování obsluhou zvolena. Posun zdvihacího mechanismu mezi krajními polohami (1 500 mm) by tak měl trvat 15 s. V první části je provedena volba motoru s převodovkou, v další části je navržen řemen s řemenicemi, ložiska pro řemenice, přenosový hřídel a jeho uložení spolu se spojením perem pro přenos výkonu z motoru na hřídel. Jako poslední jsou zkontrolovány šrouby pro uchycení rolen a ložiskových domků hřídele.

3.5.2.2.1 Návrh motoru s převodovkou

Pro výpočet celkového potřebného výkonu motoru posuvového mechanismu bylo nutné určit posuvovou sílu. Ta bude muset překonat osovou sílu F_O a valivý odpor pojezdových rolen, který je způsoben jejich radiálním a axiálním zatížením. Velikost síly valivého odporu byla vypočítána zvlášť pro každou rolnu na základě vypočítaných reakcí. Ve výpočtech bylo použito rameno valivého odporu z tabulek v [35] pro styk ocelové kolo-ocelová kolejnice $\zeta = 0,45 \text{ mm}$. Poloměr radiálního kroužku valivé rolny $R_1 = 44,2 \text{ mm}$ a poloměr axiálního kroužku valivé rolny $R_2 = 18 \text{ mm}$. Velikosti sil valivých odporů pak vycházejí:

$$F_{VA} = (R_G + R_{Mb} - R_{Mo}) \cdot \frac{\xi}{R_1} + R_{Fb} \cdot \frac{\xi}{R_2} = 162,3 \text{ N}$$

$$F_{VB} = (R_G + R_{Mb} + R_{Mo}) \cdot \frac{\xi}{R_1} + (R_{Fb} + R_{Mc}) \cdot \frac{\xi}{R_2} = 227,9 \text{ N}$$

$$F_{VC} = (R_G - R_{Mb} + R_{Mo}) \cdot \frac{\xi}{R_1} = 55,4 \text{ N}$$

$$F_{VD} = (R_G - R_{Mb} - R_{Mo}) \cdot \frac{\xi}{R_1} + R_{Mc} \cdot \frac{\xi}{R_2} = 61,9 \text{ N}$$

Celková síla, kterou musí pohon vyvodit je pak rovna:

$$F_P = F_O + F_{VA} + F_{VB} + F_{VC} + F_{VD} = 2\,507,5 \text{ N}$$

Potřebný výkon pohonu je pak při uvažované účinnosti řemenového převodu $\eta_{rem} = 0,97$:

$$P = \frac{F_P \cdot v}{\eta_{rem}} = 0,259 \text{ kW}$$

Pro výběr motoru s převodovkou byl použit konfigurátor výrobce SEW Eurodrive a byl nakonfigurována sestava motoru s kuželočelní převodovkou KA47BDR2S63MS4/BE03/TF s parametry uvedenými v Tab. 4. Motor disponuje brzdou a byl nakonfigurován v patkovém provedení s dutým hřídelem o průměru 35 mm s drážkou pro přenos výkonu pomocí spojení perem.

Tab. 4: Parametry sestavy motoru s převodovkou KA47BDR2S63MS4/BE03/TF

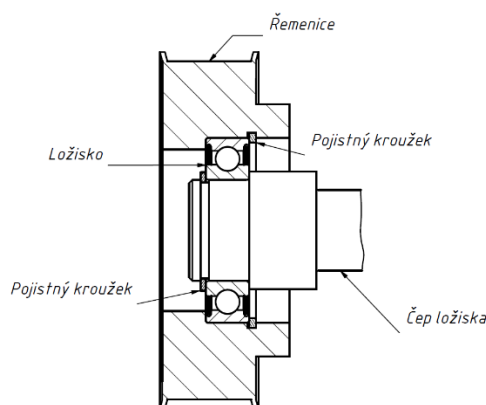
Výkon [kW]	Výstupní moment [N·m]	Výstupní otáčky [min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru [min ⁻¹]	Převodový poměr [-]
0,3	149	19	1220	63,3

3.5.2.2 Návrh ozubeného řemenu a řemenic

Jako pohonný členem byl vybrán ozubený řemen. S ohledem na zástavbu samotného zdvihacího mechanismu, bylo rozhodnuto, že rám zdvihacího mechanismu bude poháněn jedním řemenem na každé straně, což znamená, že každý řemen ponese polovinu zatížení.

Pro návrh řemene byl použit konfigurátor výrobce ozubených řemenů ContiTech. Pro mechanismus byl nakonfigurován řemen SYNCHROFORCE CXP s profilem zubů HTD 8M o šířce 20 mm. Vzdálenost řemenic byla s ohledem na katalogové délky řemenů zvolena 1744 mm, což je pro požadovaný posuv 1500 mm vyhovující. Řemen má celkovou délku 3808 mm a celý systém jednoho řemenu je schopen přenést celkový výkon 0,4 kW. Při definovaném požadovaném přenosu výkonu 0,15 kW na jeden řemen, otáčkách 19 min⁻¹ a řemenicích o 40 zubech je obvodová složka síly řemene rovna 1480 N a rychlost posuvu je rovna 0,1 m·s⁻¹. Použití dvou řemenů dává posuvovou sílu 2960 N, která je pro aplikaci dostatečná. Kompletní výpis z konfigurátoru řemene je k této práci přiložen jako Příloha č. 5.

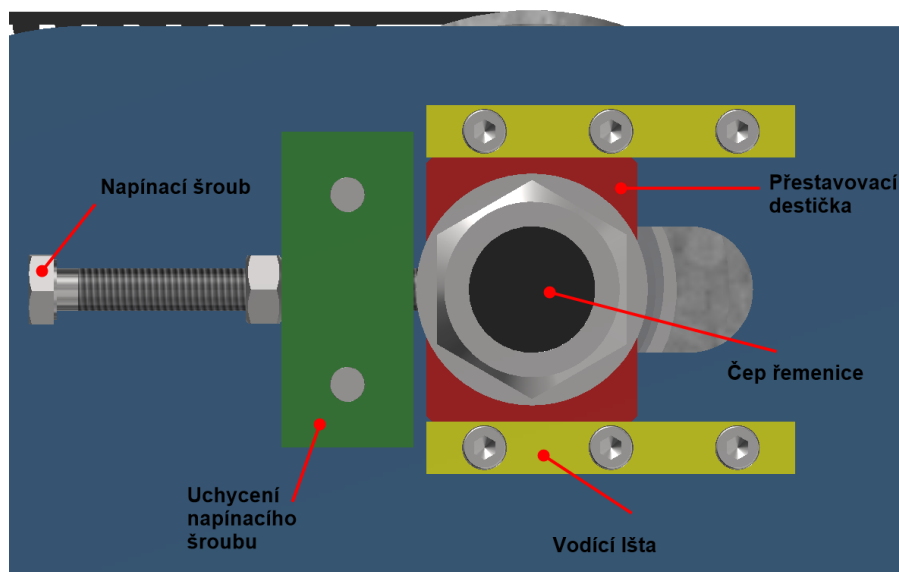
Řemenice odpovídající požadovanému profilu a počtu zubů byly zvoleny z katalogů Haberkorn. První z nich, 40-8M-20, bude otočně uložena pomocí ložiska na čepu a při posuvu řemene se bude volně protáčet. Řemenice má předvrtanou díru, kterou bude pro ložisko nutné zvětšit a díru opatřit drážkou pro pojistný kroužek, aby byla zajištěna její správná poloha viz Obr. 76.



Obr. 76: Uložení volné řemenice

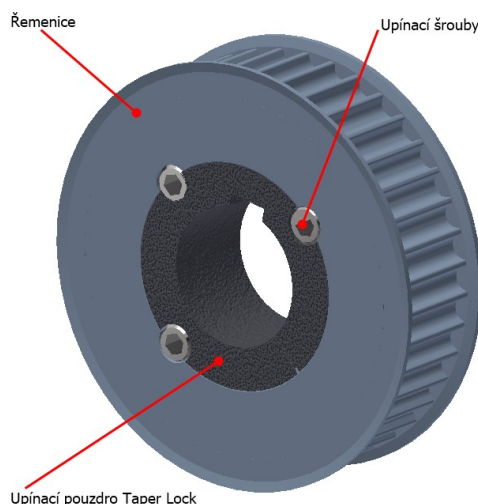
Tato řemenice bude zároveň sloužit pro první napnutí řemenu a jeho případné dopnutí během provozu pomocí jednoduchého napínacího mechanismu sestávajícího z destičky, která

bude posouvat čep, vodících lišt a napínacího šroubu. Napínací mechanismus je zobrazen na Obr. 77.



Obr. 77: Jednoduchý napínací prvek řemenu

Druhá řemenice, TL40-8M-20, je vyráběna pro upnutí na hřídel pomocí pouzdra Taper Lock 1610. Toto pouzdro, které firma Haberkorn nabízí od výrobce SIT S.p.A, má při průměru vrtání 24 mm přenos kroutícího momentu 135 N·m, při průměru 38 již 240 N·m. Hřídel pohonu bude mít v závislosti na díře převodového motoru průměr 35 mm a jelikož se hnací kroutící moment rozdělí mezi řemenice dvě, bude každá přenášet 74,5 N·m. Pouzdro je tedy pro spojení řemenice s hřídelem vyhovující. Na Obr. 78 je celá sestava hnané řemenice včetně upínacího pouzdra a šroubů. Z katalogů Haberkorn byla pro zvolený řemen vybrána také upínací destička 20 HTD 8M.



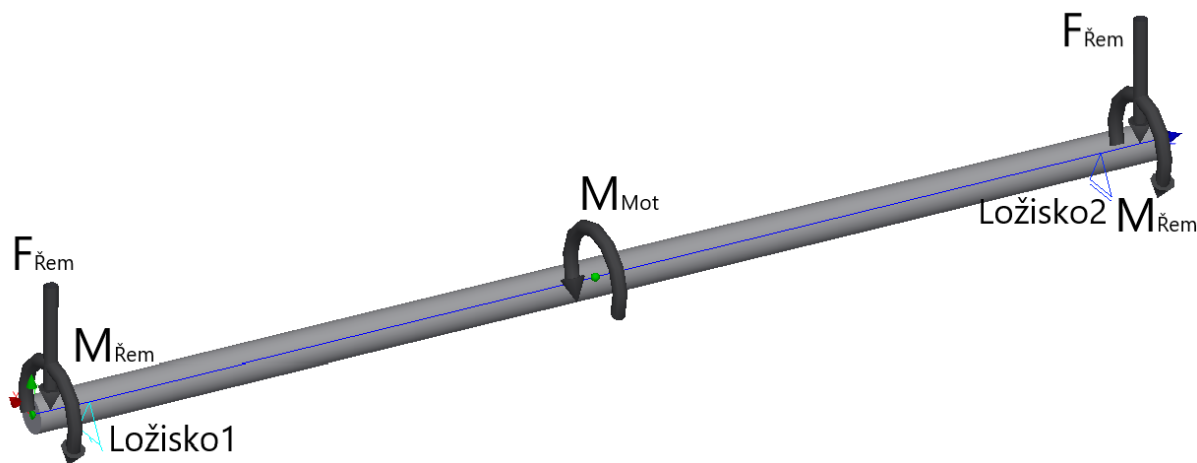
Obr. 78: Řemenice TL40-8M-20 s pouzdem Taper Lock 1610

3.5.2.2.3 Návrh hnacího hřídele

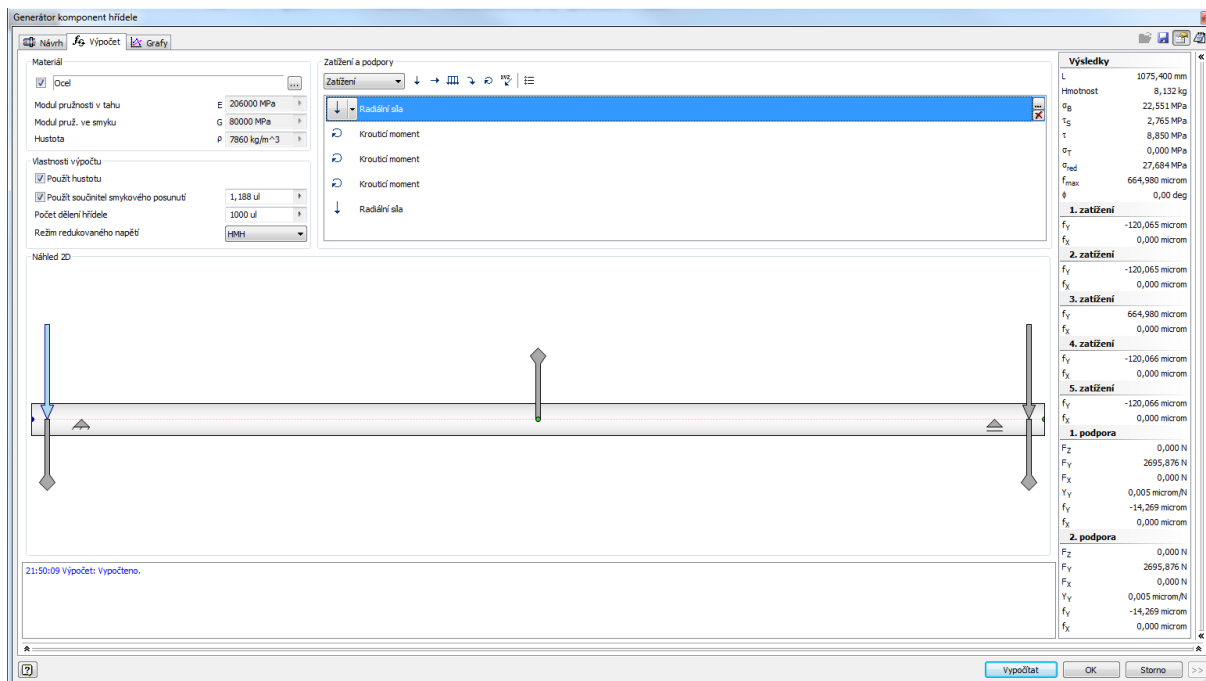
Přenosový hřídel pro řemenice byl nakonfigurován pomocí nástroje v programu Inventor. Navržený hřídel o průměru 35 mm má délku 1 075,4 mm, ve středu je opatřen drážkou pro pero ISO 2491 A 10x3,5x110 a má čtyři drážky pro pojistné kroužky. Dva pojistné kroužky

budou zajišťovat polohu ložisek hřídele, dva jsou pro nastavení polohy ozubených řemenic s pouzdry Taper Lock. Řemenice i ložiska budou na hřídeli umístěny symetricky.

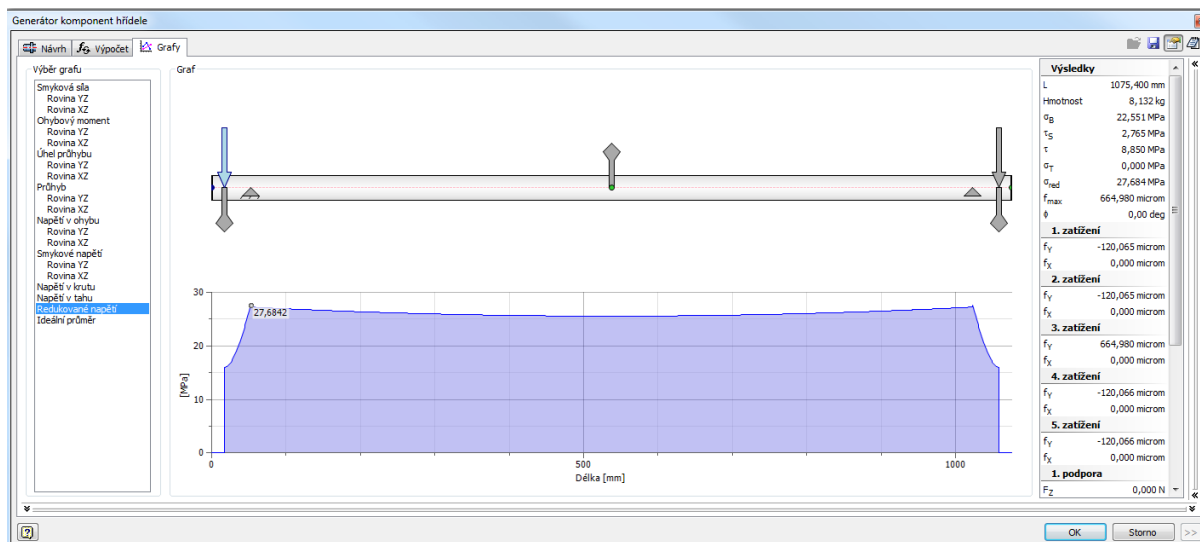
Na Obr. 79 – 81 je k vidění nastavení výpočtu hřídele v Inventoru a výsledky redukovaného napětí. Hřídel je zatížen radiálními silami v místě uchycení řemenic silou 2 656 N, která je součástí výsledků z konfigurátoru řemene, kroučícím momentem motoru 149 N·m ve středu hřídele a polovičními momenty opačného směru v místě uchycení řemenic. Maximální redukované napětí hřídele vychází 27,7 MPa, které v kombinaci se zvoleným materiálem DIN St 52-3 dává k mezi kluzu $\sigma_{kt} = 345$ MPa součinitel bezpečnosti přes 12.



Obr. 79: Zatížený model hřídele



Obr. 80: Nastavení výsledky výpočtu hřídele



Obr. 81: Redukované napětí hřídele

3.5.2.2.3.1 Kontrola pera hřídele

Po návrhu hřídele bylo zkontrolováno také navržené pero ISO 2491 10x8x110 ve výpočtovém softwaru MITCalc. Výsledky výpočtu jsou uvedeny na Obr. 83 a nastavení výpočtu je součástí Přílohy č. 4.

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly spoje			
3.1 Kontrola hřídele na krut		3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele	
3.2 Dovolené napětí v krutu	τ_D	200	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	71,1	[MPa]
3.4 Bezpečnost		2,81	
3.9 Kontrola pera na otláčení		3.13 Kontrola otláčení drážky náboje	
3.10 Dovolený tlak	p_D	130	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	61,8	[MPa]
3.12 Bezpečnost		2,10	
3.6 Dovolený tlak	p_D	130	[MPa]
3.7 Srovnávací tlak	p	61,8	[MPa]
3.8 Bezpečnost		2,10	
3.14 Dovolený tlak	p_D	130	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	61,1	[MPa]
3.16 Bezpečnost		2,13	

Obr. 82: Výsledky kontroly pera hřídele

3.5.2.2.4 Návrh a kontrola ložisek

3.5.2.2.4.1 Ložiska otočných řemenic

Pro otočné řemenice byly zvoleny ložiska kuličková ložiska 6006-2RS1 výrobce SKF. Zatěžující radiální síla je vyvozena silami řemenu a její hodnota 2 656 N je součástí výsledků z konfigurátoru řemene. Kontrola ložisek byla s ohledem na minimální otáčky řemenice provedena pouze statická a je uvedena v Příloze č. 4. Výsledný součinitel statické bezpečnosti vyšel 3,125, což je dle výrobce vyhovující. Dále byl zkontrolován čep pro ložiska, jehož bezpečnost k mezi kluzu vyšla 6,166, což je považováno za dostatečné.

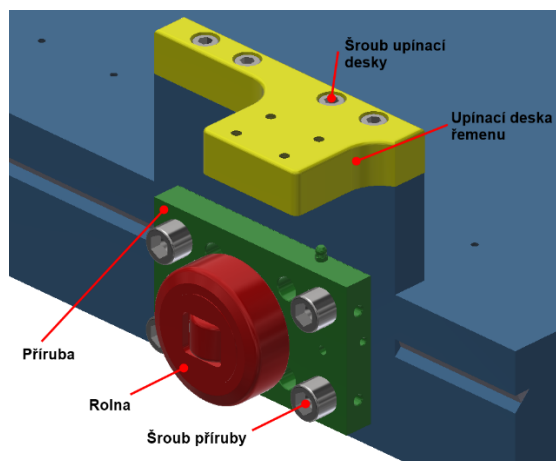
3.5.2.2.4.2 Ložiska hřídele

Pro uložení hřídele byla zvolena kuličková ložiska 61907-2RS1 výrobce SKF. Hodnota zatěžující radiální síly 2 696 N byla odečtena z výsledků výpočtu hřídele provedeného v Inventoru. Kontrola ložisek byla ze stejných důvodů opět provedena pouze statická a je uvedena v Příloze č. 4. Výsledný součinitel statické bezpečnosti vyšel 2,893, což je dle výrobce ložisek vyhovující.

3.5.2.3 Kontrola šroubů

3.5.2.3.1 Šrouby pojezdových roln a upínacího tělesa řemenu

Pojezdové rolny byly vybrány včetně katalogový přírub AP 3.1-LUB, přišroubovány k e spodnímu rámu zdvihacího mechanismu, jak je naznačeno na Obr. 83. Na obrázku je k vidění i deska, ke které se pomocí upínací destičky upne řemen. Šrouby této desky byly zkontrolovány také a jejich výpočet je součástí Přílohy č. 4.



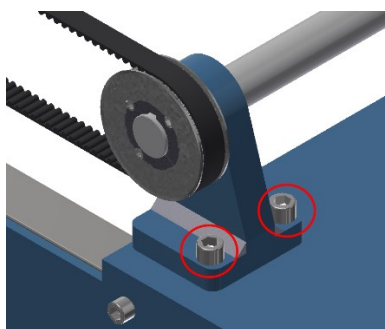
Obr. 83: Pojezdová rolna s přírubou a deska pro upnutí řemenu

Šrouby pro přírubu pojezdové rolny byly zvoleny ISO 4762 M16 z pevnostní třídy 12.9. Zatížení šroubů bylo nastaveno jako pulzující, protože rolna bude bez založeného drátu namáhána pouze tíhou rovnačky a zdvihacího mechanismu a při založení drátu se přidají další reakce zmíněné výše. Výsledná bezpečnost k mezi kluzu v tahu 3,15 a dynamická bezpečnost 31,76. Šrouby jsou považovány za vyhovující.

Šrouby pro upínací desku byly vybrány ISO 4762M10 z pevnostní třídy 10.9. Zatížení pro tyto šrouby bylo nastaveno jako míjivé, protože ve chvíli, kdy není do rovnačky založen drát, nepůsobí na šrouby žádná síla od pohonu. Naopak v případě, kdy je drát v rovnačce a mechanismus se pohybuje působí na šrouby maximální plná síla pohonu. Šrouby byly s bezpečností na mezi kluzu 3,44 a dynamickou bezpečností v tahu s hodnotou téměř 200 shledány jako vyhovující.

3.5.2.3.2 Šrouby domků ložisek hřídele

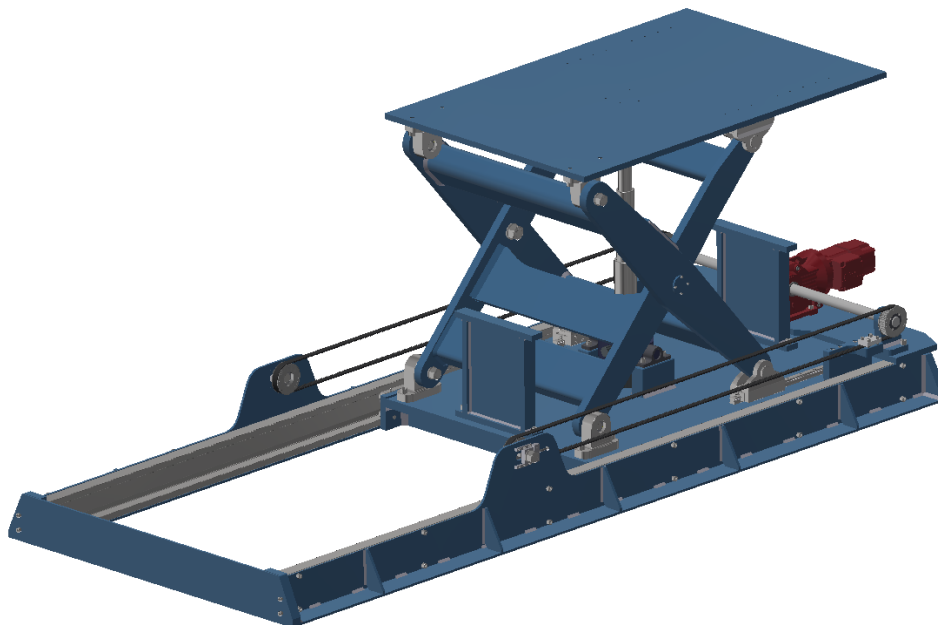
Jako poslední byly zkontrolovány šrouby upevňující domky pro ložiska hřídele řemenic, které jsou zakroužkovány na Obr. 84. Výpočet zatížení šroubů je opět součástí Přílohy č. 4. Kontrola byla pro tyto šrouby s ohledem na předpokládané konstantní předepnutí řemenů provedena pouze statická s uspokojivou bezpečností na mezi kluzu 3,28.



Obr. 84: Domek ložiska hřídele

3.5.3 Navržené konstrukční řešení

Nově navržené konstrukční řešení polohování rovnačky je k vidění na Obr. 85. Pro navrhované součásti byla provedena přibližná kalkulace, která je uvedena v Tab. 5. Ceny dílčích položek jsou uvedeny bez DPH a byly získány buď od specializovaných dodavatelů, nebo v případě běžně dostupných dílů, jakými jsou ložiska a spojovací materiál, z nabídek internetových obchodů. Jedinou položkou, kterou se nepodařilo zjistit je motor s převodovkou od firmy SEW, proto je v tabulce uveden pouze odhad.



Obr. 85: Polohovací mechanismus v poloze pro zakládání drátu

Tab. 5: Přibližná kalkulace nakupovaných dílů

Položka	Cena [CZK]
Teleskopický hydraulický motor	6 500
Kolébka motoru + domky	2 400
Ložiska (4 x soudečková, 2 x kluzná, 4 x valivá)	11 200
4 x Valivé vedení (kolejnice 640 mm + 2 jednotky)	27 900
4 x Pojezdová rolna + příruba	22 400
Kolejnice pojezdových roln (3000 mm)	30 000
Řemenový převod (2 x řemen, 4 x řemenice, 2 x pouzdo Taper Lock)	6 000
Motor s převodovkou SEW (odhad)	15 000
Spojovací prvky	5 000
Přibližná celková cena nakupovaných dílů:	126 400

Cenový odhad nákladů na výrobu a montáž navrženého řešení s ohledem na neznalost technologického zázemí u zadavatele a zároveň malých zkušeností autora této práce provedena nebyla.

Celkový sestavný výkres a vybraná výkresová dokumentace je k práci vložena jako Příloha č.6

4 Zhodnocení navrženého řešení a shrnutí

Navržené řešení splňuje definovaný rozsah pohybu pro zdvih i pro posuv a byl dodržen také požadavek na zástavbovou výšku v minimální poloze. Pro zdvih byl použit hydraulický lineární teleskopický motor, který je možné zajistit proti poklesu použitím hydraulické bezpečnostní brzdy, čímž je splněn další z požadavků zadání. Na provozní podmínky znamenající pro určité konstrukční celky cyklické zatížení byl brán ohled a kritické součásti byly kontrolovány i na únavovou bezpečnost.

Polohovací mechanismus je schopný zachytit veškeré zatěžující síly a při minimálních deformacích ramen nůžek by měla být zajištěna jeho dostatečná stabilita. Pro snížení údržby v rámci provozu zařízení byla všechna valivá ložiska volena v zakrytém provedení a kluzná ložiska byla vybrána v bezmazném provedení. To znamená že by měla být bezúdržbová, výrobce ale občasné mazání doporučuje pro zlepšení jejich trvanlivosti. Pro posuvový pohon byl zvolen řemen Synchroforce CXP, pro který výrobce v katalogu uvádí, že se dá od prvního napnutí provazovat bez dopínání.

Posuvová rychlost nového řešení vycházející z parametrů řemenového $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, by pro polohování na základě vizuální kontroly mohla být ideální. Krajní polohy by museli být opatřeny koncovými dorazy, aby došlo k zamezení lidské chyby při polohování a zničení zařízení. Rychlost zdvihu bude odvislá na parametrech hydraulického okruhu zušlechťovací trati. V případě příliš rychlého zdvihu se nabízí možnost použít v hydraulickém okruhu škrťací prvek, který by rychlost snížil. Výsuv motoru by musel být hlídán koncovými dorazy, aby nedošlo ke kolizi ramen s teleskopickým motorem při přílišném zdvihu.

Značným rozdílem mezi nově navrženým a původním řešením jsou řádově nižší síly ve vazbách, které se podařilo redukovat vhodně umístěným pohonem pod těžištěm rovnačky. To by spolu s použitím valivých prvků místo kluzných elementů mohlo trochu snížit energetickou náročnost celého zařízení. Další výhodou minimalizace vazeb je zjednodušení horního rámu, na kterém je umístěna rovnačka. Ten mohl přejít do desky, což bude mít za následek snížení výrobních nákladů. Se snížením reakčních sil a tím i namáhání mechanismu není nové řešení tak náročné na masivní provedení, což má za následek snížení hmotnosti.

5 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout řešení pro polohování rovnačky na začátku zušlechťovací trati na pružinový drát, který se stará o její správnou pozici v rámci zavádění drátu ze svitku do trati. Po seznámení s řešením a základními požadavky bylo přistoupeno k rešerši technických možností, kterými je možné dosáhnout definovaných parametrů.

Po rešeršní části práce byla provedena hlubší specifikace úlohy spolu s analýzou současného řešení, které zahrnovalo jeho statický výpočet, MKP analýzu zadavatelem vybraného konstrukčního prvku a analyticky provedenou kontrolu svarů, kde byla ze strany zadavatele obava o přílišné namáhání. Výsledky této části jsou pro MKP analýzu uspokojivé, kontrolu svarů by bylo vhodné ověřit ještě dalším normovaným výpočtem.

V rámci vlastního konstrukčního řešení byl navržen mechanismus pro zdvih a posuv rovnačky. Jak bylo avizováno zadavatelem této práce, největším problémem celého zadání byl požadavek na minimální zástavbovou výšku, která přináší do návrhu řadu limitujících omezení, a to především pro návrh zdvižného mechanismu. Ten byl nakonec navržen s pohonem lineárním teleskopickým motorem uloženým svisle vůči podlaze a pro vedení pohybu, zachycení zatěžujících sil a tím i zajištění stability byl použit nůžkový mechanismus. Bylo navrženo uložení jeho ramen, vyřešeno vedení jejich posuvných konců a otočné spojení v jejich středu. Následně byla ramena zkontrolována pomocí MKP nástrojů spolu s rámem, kde byl kontrolován jeho průhyb. Pro posuv bylo použito jedno z nejlevnějších řešení, pohon pomocí ozubeného řemenu spolu s vedením pohybu pojezdovými rolnami a kolejkami. Toto řešení se jeví jako efektivní s velmi malými ztrátami a v rámci této práce byla vybrána sestava motoru s převodovkou, ozubený řemen s řemenicemi, pojezdové rolly a kolejkice. Výběr proběhl na základě kontrolních výpočtů.

Dalším postupem po konstrukčním návrhu by muselo být navržení řízení posuvu a mechanismu, volba bezpečnostní hydraulické brzdy pro pohon zdvihu, která je pro bezpečnost zásadní a také by bylo vhodné s ohledem na provozní podmínky zakrytovat ozubený řemen posuvového mechanismu. Posledním prvkem, který je pro mechanismus nutné dořešit je ukotvení k podlaze.

Seznam použitých zdrojů

- [1] Kdo Jsme. *Mubea* [online]. Attendorn (Germany): Muhr und Bender, © 2023 [cit. 2023-01-08]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cs/kdo-jsme>
- [2] O skupině Mubea. *Práce Mubea* [online]. Prostějov: Mubea, © 2019 [cit. 2023-01-08]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/skupina-mubea/>
- [3] Závod Žebrák. *Práce Mubea* [online]. Prostějov: Mubea, © 2019 [cit. 2023-01-08]. Dostupné z: <https://www.pracemubea.cz/zavod-zebrak/>
- [4] Riemenspannsysteme. In: *Mubea* [online]. Attendorn (Germany): Muhr und Bender, © 2023 [cit. 2023-01-08]. Dostupné z: <https://www.mubea.com/cs/hnac%C3%AD-%C3%BAstroj%C3%AD>
- [5] Materiály poskytnuté zadavatelem práce Mubea spol. s r. o.
- [6] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, Vydavatelství, 2012. ISBN 978-80-261-0126-0.
- [7] Vnitřní struktura vedení HRX. In: *THK* [online]. Praha: © THK CO. [cit. 2023-01-10]. Dostupné z: <https://www.thk.com/?q=cz/node/21124>
- [8] Fixní osové ložisko Winkel. In: *Winkel.de* [online]. Illingen: © WINKEL, 2023 [cit. 2023-01-10]. Dostupné z: <https://www.winkel.de/cz/winkel-rollen/winkel-rolle-axialrolle-fest>
- [9] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 2*. Praha: Computer Press, 2000. ISBN 80-7226-202-5.
- [10] KRÁTKÝ, Jaroslav, Eva KUBEC KRÓNEROVÁ a Stanislav HOSNEDL. *Obecné strojní části 2: Základní a složené převodové mechanismy*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2011. ISBN 978-80-261-0066-9.
- [11] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIMUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [12] Hreben. In: *Apexdynaczech* [online]. Otrokovice: © APEX DYNAMICS Czech [cit. 2023-01-11]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/pastorky-a-ozubene-hrebeny/>
- [13] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.
- [14] PERNEDER, Raiumund a Osborne IAN. *Handbook Timing Belts: Principles, Calculations, Applications*. Berlin: Springer, 2012. ISBN 978-3-624-17754-5.
- [15] OPTIBELT GMBH, ed. *Technical Manual: Polyurethane Timing Belts* [online]. Höxter (Germany): © Arntz OPTIBELT Group [cit. 2023-01-21]. Dostupné z: <https://www.optibelt.com/us/services/technical-manuals/>
- [16] 5305725. In: *Morskate* [online]. Oosterveldsingel (Netherlands): Copyright Morskate Aandrijvingen BV, 2023 [cit. 2023-01-21]. Dostupné z: <https://www.morskatedrivetechnology.com/products/drive-technology/timing-belt-pulleys-and-timing-belts/timing-belts-and-clamping-plates/clamping-plates.html>
- [17] Zvedací plošina Ameise® s jednoduchým nůžkovým mechanismem. In: *Jungheinrich PROFISHOP* [online]. Říčany: © Jungheinrich (ČR), 2023 [cit. 2023-01-22]. Dostupné z: <https://www.jungheinrich-profishop.cz/Zvedaci-plosina-Ameise-sjednoduchym-nuzkovym-mechanismem-24245-167633/>

- [18] Spindletisch. In: *Ade* [online]. Offenburg (Germany): ADE-WERK [cit. 2023-01-22]. Dostupné z: <https://www.ade.de/en/lifting-technology/drive-systems/screw-driven.html>
- [19] MYSZKA, David H. *Machines and mechanisms: applied kinematic analysis*. 4. Upper Saddle River (New Jersey): Prentice Hall, 2012. ISBN -13: 978-0-13-215780-3.
- [20] RIGID CHAIN TECHNOLOGY. *Serapid* [online]. Rouxmesnil-Bouteilles (France): SERAPID France [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/rigid-chain-technology>
- [21] LinkLift. *Serapid* [online]. Rouxmesnil-Bouteilles (France): SERAPID France [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://www.serapid.com/en/products-and-solutions/linklift-lift-system-heavy-loads>
- [22] *LIFT SYSTEMS: Linear telescopic lifting columns* [online]. V6. Rouxmesnil-Bouteilles (France): SERAPID, 04/2019. REF PL004EN. Dostupné také z: https://www.serapid.com/en/system/files/download/serapid_en_lift_systems.pdf
- [23] *Linklift: technical guide* [online]. Rouxmesnil-Bouteilles (France): STI Serapid Group. Dostupné také z: <https://www.serapid.com/en/downloads/linklift>
- [24] Double rigid chain lift table. In: *Dynalserg* [online]. Barcelona: Dynalserg, SL, © 2023 [cit. 2023-02-01]. Dostupné z: <https://www.dynalserg.eu/lift-tables/by-type-of-transmission/rigid-chain-lift-tables>
- [25] Spiralift technology. *Paco Spiralift* [online]. St-Hubert (Canada): © Paco Spiralift, 2023 [cit. 2023-02-03]. Dostupné z: <https://www.pacospiralift.com/solutions/spiralift-solutions/>
- [26] *Product brochure* [online]. Saint-Hubert (Canada): © Paco Spiralif, MARCH 2019. DC053-PACO. Dostupné také z: <https://www.pacospiralift.com/library/>
- [27] Spiralift Mechanical Lift. In: *LIFT-TABLES.NET* [online]. Solution Dynamics, 2021 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.lift-tables.net/autoquip/spiral-mechanical-lift.php>
- [28] PHOENIX telescopic lifting columns from Pfaff-silberblau. In: *Columbus McKinnon* [online]. Getzville (New York): © Columbus McKinnon Corporation, 2022 [cit. 2023-03-01]. Dostupné z: <https://www.columbusmckinnon.com/en-us/resources/cmco-articles/pfaff-silberblau--phoenix-telekophubsau-lelektronenspeicherring-bessy-ii/#>
- [29] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2008. ISBN 978-80-01-04138-3.
- [30] *Teleskopické válce hydraulické* [online]. Zemplínska Teplica: Fisatech. Dostupné také z: <http://www.fisatech.cz/wp-content/uploads/2017/09/teleskopicke-valce.pdf>
- [31] *Valivá ložiska*. © SKF Group, Březen 2019. PUB BU/P1 17000/1 CS. Dostupné také z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968096351e/pdf_preview_medium/0901d1968096351e_pdf_preview_medium.pdf#cid-121486
- [32] *LM Guide: General Catalog*. THK. 514E. Dostupné také z: <https://www.hennlich.cz/lin-tech/linearni-vedeni-valive/>
- [33] *SKF spherical plain bearings and rod ends*. © SKF Group, May 2013. PUB BU/P1 06116/1 EN. Dostupné také z: https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d19680154a05/pdf_preview_medium/0901d19680154a05_pdf_preview_medium.pdf#cid-122020

[34] 4.058 Fixní osové ložisko WINKEL. *Winkel.de* [online]. Illingen: © WINKEL, 2023 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.winkel.de/cz/winkel-rollen/typ/axial-bearing-fixed/4.058>

[35] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.

Seznam použitého softwaru

SW č. 1: Octave – grafy a výpočty

SW č. 2: PTC Mathcad Prime 3.1 – Výpočty

SW č. 3: MITCalc – Výpočty

SW č. 4: Siemens NX 2019 – MKP analýza

SW č. 5: Autodesk Inventor Professional 2019 – Výkresová dokumentace

Seznam příloh vevázaných

PŘÍLOHA č. 1: Výpočtová kontrola svarů

PŘÍLOHA č. 2: Parametry zvoleného teleskopického motoru [30]

PŘÍLOHA č. 3: Výpočty mechanismu zdvihu

PŘÍLOHA č. 4: Výpočty posuvu

PŘÍLOHA č. 5: Výpis z konfigurátoru řemene

Seznam příloh volně vložených

DP23_0: Sestavný výkres polohovacího mechanismu s kusovníkem

DP23_2: Sestavný výkres podsestavy mechanismu zdvihu s kusovníkem

DP23_2-8: Výrobní výkres ložiskových domků otočně uložených konců ramen

PŘÍLOHA č. 1

Výpočtová kontrola svarů

Kontrola svarů

Parametry svarů:

$z := 16 \text{ mm}$	- rameno svarů
$a_{sv} := \cos(45^\circ) \cdot z = 11.314 \text{ mm}$	- účinná tloušťka svarů
$n_1 := 6$	- počet menších svarů
$d_1 := 120 \text{ mm}$	- vnitřní průměr menších svarů
$D_{V1} := d_1 + 2 \cdot a_{sv}$	- vnější průměr menších svarů
$n_2 := 2$	- počet větších svarů
$d_2 := 130 \text{ mm}$	- vnitřní průměr větších svarů
$D_{V2} := d_2 + 2 \cdot a_{sv}$	- vnější průměr větších svarů

Přenášené zatížení:

$r := 230 \text{ mm}$	- rameno sil
$\beta := 42 \text{ deg}$	- úhel odečtený ze schématu výpočtového mechanismu
$\alpha_{max} := 24.96 \text{ deg}$	- úhel α pro největší zatížení mechanismu
$\alpha_{min} := 90 \text{ deg}$	- úhel α pro nejmenší zatížení mechanismu
$R_{Ex_max} := 42129 \text{ N}$	- velikost síly R_{Ex} pro polohu s největším zatížením
$R_{Ex_min} := 16069 \text{ N}$	- velikost síly R_{Ex} pro polohu s nejmenším zatížením
$R_{Ey_max} := 11698 \text{ N}$	- velikost síly R_{Ey} pro polohu s největším zatížením
$R_{Ey_min} := 2776 \text{ N}$	- velikost síly R_{Ey} pro polohu s nejmenším zatížením

Hodnoty největšího a nejmenšího přenášeného kroutícího momentu svarů:

$$M_{Kmax} := R_{Ex_max} \cdot r \cdot \sin(\alpha_{max} + \beta) + R_{Ey_max} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{max} + \beta) = (9.97 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{Kmin} := -R_{Ex_min} \cdot r \cdot \sin(\alpha_{min} + \beta) - R_{Ey_min} \cdot r \cdot \cos(\alpha_{min} + \beta) = -2.319 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Průřezový modul svarů pro krut dle [29]:

$$W_K := 6 \cdot \frac{\pi \cdot D_{V1}^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{D_{V1}}\right)^3\right) + 2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{V2}^3}{16} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_2}{D_{V2}}\right)^3\right) = (1.916 \cdot 10^6) \text{ mm}^3$$

Maximální a minimální smykové napětí ve svarech:

$$\tau_{max} := \frac{M_{Kmax}}{W_K} = 5.204 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min} := \frac{M_{Kmin}}{W_K} = -1.211 \text{ MPa}$$

Střední nominální hodnota smykového napětí ve svarech je potom:

$$\tau_{m_nom} := \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 1.997 \text{ MPa}$$

Amplituda nominálního smykového napětí:

$$\tau_{a_nom} := \tau_{max} - \tau_{m_nom} = 3.207 \text{ MPa}$$

Parametry pro výpočet součinitele bezpečnosti k meznímu stavu únavy dle [11]:

$$\sigma_{pt} := 490 \text{ MPa} \quad \text{- mez pevnosti materiálu}$$

$$a := 272.0 \quad \text{- součinitel pro výpočet vlivu jakosti povrchu}$$

$$b := -0.995 \quad \text{- exponent pro výpočet vlivu jakosti povrchu}$$

$$k_a := a \cdot \left(\frac{\sigma_{pt}}{\text{MPa}}\right)^b = 0.573 \quad \text{- součinitel jakosti povrchu (uavžován povrch po kování - nejnižší výsledný součinitel)}$$

$$k_b := 1.51 \cdot \left(\frac{d_2}{\text{mm}}\right)^{-0.157} = 0.703 \quad \text{- součinitel vlivu velikosti tělesa pro průměr součástí 51 až 245 mm (volen průměr větších svarů - nižší výsledná hodnota součinitele)}$$

$$k_c := 0.59 \quad \text{- součinitel vlivu způsobu zatěžování pro krut}$$

$$k_d := 1 \quad \text{- součinitel vlivu teploty}$$

$$k_e := 0.753 \quad \text{- součinitel spolehlivosti (zvolen pro 99,9%)}$$

$$\beta_{sv} := 2.7 \quad \text{- součinitel vrubu svarového spoje}$$

Mez únavy v ohybu za rotace zkušební tyče dle [11]:

$$\sigma_{Co} := 0.504 \cdot \sigma_{pt} = 246.96 \text{ MPa}$$

Korigovaná mez únavy ve smyku dle [11]:

$$\tau'_C := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 44.176 \text{ MPa}$$

Mez pevnosti ve smyku dle [11]:

$$\sigma_{ms} := 0.67 \cdot \sigma_{pt} = 328.3 \text{ MPa}$$

Střední smykové napětí při uvažování vlivu svaru dle [11]:

$$\tau_m := \tau_{m_nom} \cdot \beta_{sv} = 5.391 \text{ MPa}$$

Amplituda smykového napětí při uvažování vlivu svaru dle [11]:

$$\tau_a := \tau_{a_nom} \cdot \beta_{sv} = 8.659 \text{ MPa}$$

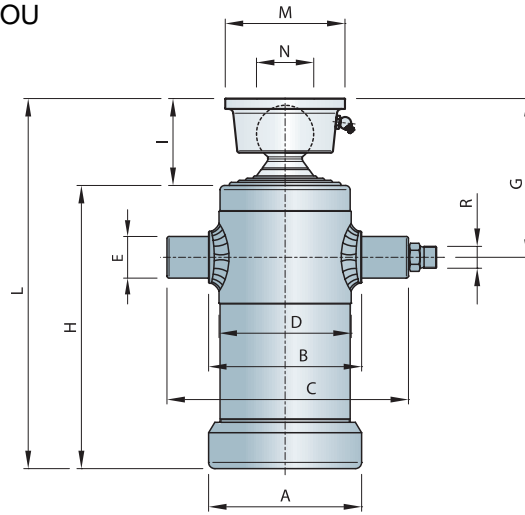
Výsledný součinitel k meznímu stavu únavy dle [11] za použití Gerberova kritéria:

$$k_u := \left(\frac{\sigma_{ms}}{2 \cdot \tau_m} \right)^2 \cdot \frac{\tau_a}{\tau'_C} \cdot \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \tau_m \cdot \tau'_C}{\tau_a \cdot \sigma_{ms}} \right)^2} \right) = 2.533$$

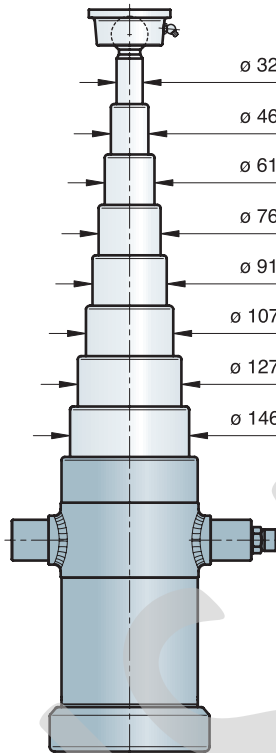
PŘÍLOHA č. 2

Parametry zvoleného teleskopického motoru [30]

HYDRAULICKÝ VALEC S GULOU



BREMENO V KG PRE JEDNOTLIVÉ VYSUNUTIA



	ø 146	ø 127	ø 107	ø 91	ø 76	ø 61	ø 46	ø 32
100 Bar	16.730	12.660	8.980	6.500	4.530	2.920	1.660	800
125 Bar	20.910	15.820	11.230	8.120	5.660	3.650	2.070	1.000
160 Bar	26.770	20.250	14.370	10.400	7.250	4.670	2.650	1.280
180 Bar	30.110	22.790	16.170	11.700	8.160	5.250	2.980	1.440

NIKDY NEPRESAHUJTE MAX. UVEDENÉ HODNOTY. MAXIMÁLNY TLAK 200 Bar.

OZNACENIE	POPIS	ZDVIH mm	VYSUNUTIA	PRIEMER VYSUNUTÍ mm								MAX. ZATAŽENIE GULE V KG PRI 100 Bar	ROZMERY VALCA (mm)								VÁHA Kg	OBJEM (Litre)				
				32	46	61	76	91	107	127	146		A	B	C	D	E	G	H	I			L	M	N	R
100 050 02 30	50-02-30	500	2			O	O					3000	110	115	200	95	35	153	330	80	410	115	55	1/2"	20	2,4
100 060 02 30	60-02-30	600	2			O	O					3000	110	115	200	95	35	153	380	80	460	115	55	1/2"	21	2,8
100 070 02 30	70-02-30	700	2			O	O					3000	110	115	200	95	35	153	428	80	508	115	55	1/2"	24	3,2
100 036 03 30	36-03-30	360	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	199	69	268	100	45	1/2"	13	1,6
100 050 03 30	50-03-30	500	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	245	69	314	100	45	1/2"	14	2,0
100 060 03 30	60-03-30	600	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	278	69	347	100	45	1/2"	16	2,4
100 070 03 30	70-03-30	700	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	311	69	380	100	45	1/2"	17	2,7
100 080 03 30	80-03-30	800	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	345	69	414	100	45	1/2"	19	3,1
100 090 03 30	90-03-30	900	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	380	69	449	100	45	1/2"	20	3,4
100 105 03 30	105-03-30	1050	3		O	O	O					3000	110	115	200	95	35	142	428	69	497	100	45	1/2"	22	4,0

PŘÍLOHA č. 3

Výpočty mechanismu zdvihu

1 Kontrola ložisek A a D

1.1 Kontrola ložisek

Parametry zvolený ložisek BS2-2205-2RS/VT143:

- $C_0 := 44 \text{ kN}$ - statická únosnost ložiska
 $Y_0 := 1.8$ - výpočtový faktor pro stanovení ekvivalentního zatížení
0.35 - limitní hodnota pro výpočet ekvivalentního zatížení

Kontrola ložiska A1:

Zatížení ložiska (F_z je axiální silou působící na ložisko):

$$F_x := -543.8 \text{ N} \quad F_y := -3440.7 \text{ N} \quad F_z := 2.5 \text{ kN}$$

$$F_r := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 3.483 \text{ kN} \quad - \text{ výsledné radiální zatížení ložiska}$$

Výpočet:

$$\frac{F_z}{F_r} = 0.718 > 0.35 \Rightarrow \text{nutný výpočet ekvivalentního zatížení ložiska}$$

$$P_0 := F_r + 1.8 \cdot F_z = 7.983 \text{ kN} \quad - \text{ ekvivalentní zatížení ložiska}$$

$$s_0 := \frac{C_0}{P_0} = 5.511 \quad - \text{ výsledný součinitel statické bezpečnosti}$$

Kontrola ložiska A2:

Zatížení ložiska (F_z je axiální silou působící na ložisko):

$$F_x := 2543.8 \text{ N} \quad F_y := 5703.1 \text{ N} \quad F_z := 0 \text{ kN}$$

$$F_r := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 6.245 \text{ kN} \quad - \text{ výsledné radiální zatížení ložiska}$$

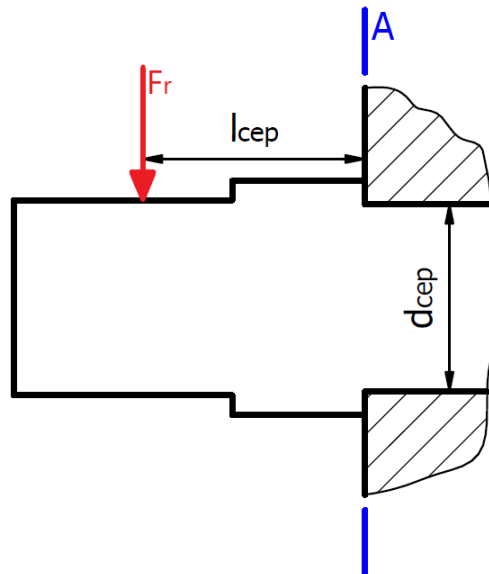
Výpočet:

$$P_0 := F_r = 6.245 \text{ kN} \quad - \text{ ložisko bez ax. zatížení}$$

$$s_0 := \frac{C_0}{P_0} = 7.046 \quad - \text{ výsledný součinitel statické bezpečnosti}$$

1.2 Kontrola čepu ložiska A2

Výpočtové schéma:



Parametry spoje:

$d_{cep} := 24 \text{ mm}$	- průměr čepu
$l_{cep} := 28.5 \text{ mm}$	- délka čepu
$\sigma_{kt} := 363 \text{ MPa}$	- mez kluzu materiálu
$\sigma_{pt} := 686 \text{ MPa}$	- mez pevnosti materiálu
$F_r = 6.245 \text{ kN}$	- zatížení čepu radiální silou

Statická kontrola čepu:

$$\tau := \frac{F_r}{\pi \cdot \frac{d_{cep}^2}{4}} = 13.804 \text{ MPa} \quad - \text{ smykové napětí v čepu}$$

$$\sigma := \frac{F_r \cdot l_{cep}}{\pi \cdot \frac{d_{cep}^3}{32}} = 131.136 \text{ MPa} \quad - \text{ ohybové napětí v čepu}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = 134.011 \text{ MPa} \quad - \text{ redukované napětí dle hypotézy } \tau_{max}$$

$$s_k := \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = 2.709 \quad - \text{ bezpečnost k mezi kluzu}$$

Kontrola kritického řezu A čepu na ohybovou únavu:

$$a := 4.51 \quad b := -0.265 \quad - \text{ parametry pro výpočet souč. jakosti povrchu}$$

$$k_a := a \cdot \left(\sigma_{pt} \cdot \frac{1}{MPa} \right)^b = 0.799 \quad - \text{ součinitel vlivu jakosti povrchu}$$

$$k_b := 1.24 \cdot \left(d_{cep} \cdot \frac{1}{mm} \right)^{-0.107} = 0.883 \quad - \text{ součinitel vlivu velikosti tělesa}$$

$$k_c := 1 \quad - \text{ součinitel vlivu způsobu zatěžování}$$

$$k_d := 1 \quad - \text{ součinitel vlivu teploty}$$

$$k_e := 0.753 \quad - \text{ součinitel spolehlivosti pro 99,9\%}$$

$$q := 0.7 \quad - \text{ vrubová citlivost materiálu}$$

$$\alpha := 2.3 \quad - \text{ součinitel tvaru vrubu}$$

$$\beta := 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1.91 \quad - \text{ součinitel vrubu}$$

$$\sigma_{Co} := 0.504 \cdot \sigma_{pt} = 345.744 \text{ MPa} \quad - \text{ mez únavy materiálu}$$

$$\sigma'_{Co} := k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 183.586 \text{ MPa} \quad - \text{ snížená mez únavy materiálu}$$

$$\sigma_{red_vrub} := \sigma_{red} \cdot \beta = 255.961 \text{ MPa} \quad - \text{ napětí způsobené vrubem}$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{red_vrub}}{2} = 127.98 \text{ MPa} \quad - \text{ amplituda napětí (míjivé zatížení)}$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{red_vrub}}{2} = 127.98 \text{ MPa} \quad - \text{ střední napětí}$$

$$k_u := \frac{\sigma_{pt}^2}{2 \cdot \sigma_a \cdot \sigma'_{Co}} \cdot \left(-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma'_{Co}}{\sigma_{pt}} \right)^2} \right) = 1.344 \quad - \text{ součinitel bezpečnosti k meznímu stavu únavy}$$

Součinitel únavové životnosti není vysoký, proto je dále proveda kontrola počtu cyklů do porušení součásti:

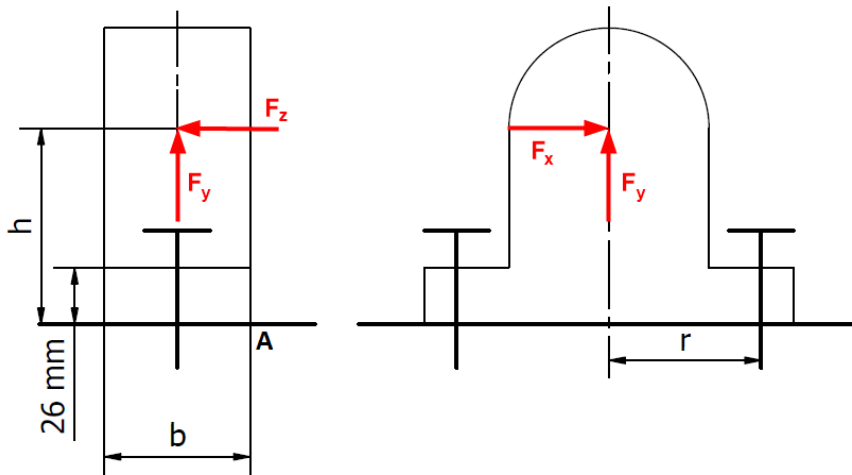
$$\sigma'_f := \sigma_{pt} + 345 \text{ MPa} = (1.031 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

$$b := -\frac{\log\left(\frac{\sigma'_f}{\sigma'_{Co}}\right)}{\log(2 \cdot 10^6)} \quad f := \frac{\sigma'_f}{\sigma_{pt}} \cdot (2 \cdot 10^3)^b \quad a := \frac{(f \cdot \sigma_{pt})^2}{\sigma'_{Co}} \quad \sigma_{AN} := \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{pt}}}$$

$$N_{cepu} := \left(\frac{\sigma_{AN}}{a} \right)^{\frac{1}{b}} = 3.66 \cdot 10^6 \quad \blacksquare \text{ požadované cykly } 30\,000 - \text{ spoj vyhovuje}$$

1.3 Kontrola šroubů

Výpočtové schéma:



Parametry domků:

- $b := 67 \text{ mm}$ - šířka základny domku
- $r := 70 \text{ mm}$ - vzdálenost šroubů od středu domku
- $h := 90 \text{ mm}$ - výška středu ložiska
- $n := 2$ - počet šroubů

Šrouby domku A2

Zatížení domku:

- $F_x := 2543.8 \text{ N}$ - tečná síla působící ve středu ložiska (směr kolmý na osu ložiska)
- $F_y := 5703.1 \text{ N}$ - osová síla
- $F_{y1} := \frac{F_y}{n} = 2.852 \text{ kN}$ - osová síla působící na jeden šroub
- $F_T := \frac{F_x}{n} = 1.272 \text{ kN}$ - výsledná tečná síla, kterou musí zachytit jeden šroub
- $F_{M1} := \frac{F_x \cdot h \cdot r}{r^2} = 3.271 \text{ kN}$ - osová síla působící na šroub způsobená momentem od F_x

$$F_A := F_{M1} + F_{y1} = 6.122 \text{ kN}$$

- výsledná osová síla působící na namáhanější šroub z dvojice

Šrouby domku D1

Zatížení domku:

$$F_x := 732.1 \text{ N} \quad \text{- tečná síla působící ve středu ložiska (směr kolmý na osu ložiska)}$$

$$F_y := -1307.9 \text{ N} \quad \text{- osová síla (tlačí domek k rámu)}$$

$$F_z := 2.5 \text{ kN} \quad \text{- tečná síla působící ve středu ložiska (směr v ose ložiska)}$$

$$F_{y1} := \frac{F_y}{n} = -0.654 \text{ kN} \quad \text{- osová síla působící na jeden šroub}$$

$$F_T := \frac{\sqrt{F_x^2 + F_z^2}}{n} = 1.302 \text{ kN} \quad \text{- výsledná tečná síla, kterou musí zachytit jeden šroub}$$

$$F_{M1} := \frac{F_x \cdot h \cdot r}{r^2} = 0.941 \text{ kN} \quad \text{- osová síla působící na šroub způsobená momentem od } F_x$$

$$F_{M2} := \frac{2 \cdot F_z \cdot h}{b} = 6.716 \text{ kN} \quad \text{- osová síla působící na šrouby způsobená momentem od } F_z \text{ (A = bot otáčení)}$$

$$F_A := F_{M1} + \frac{F_{M2}}{2} + F_{y1} = 3.646 \text{ kN} \quad \text{- výsledná osová síla působící na namáhanější šroub z dvojice}$$

Nejvíce namáhaným šroubem bude jeden ze šroubů domku A2, proto byla pevnostní analýza provedena pouze pro něj. Byl zvolen šroub ISO 4762 M16 z pevnostní třídy 10.9. Výška mezi hlavou šroubu a začátkem závitu v rámu je 31 mm. Na obrázcích níže je k vidění nastavení pevnostního výpočtu a výsledky.

Nastavení výpočtu v MITCalc:

Předejpatý šroubový spoj

Výpočet bez chyb.

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zátížení spoje, základní parametry výpočtu.

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje: A... Spojení součástí závrtným šroubem

1.4 Zátížení šroubového spoje: Kombinované zatížení

1.5 Průběh zatížení: Mírně zatížení

A

B

1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{zmax}	6122,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{zmin}	0,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	1272,00	[N]

2.0 Provozní a montážní parametry spoje.

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	1,200	
2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	2,500	
2.3 Požadované zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_{zmin}	15900,00	<input checked="" type="checkbox"/> [N]
2.4 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu	n_s	3,000	
2.5 Součinitel tření v závitech	μ_k	0,180	
2.6 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu	μ_c	0,150	
2.7 Součinitel tření mezi spojovanými plochami	μ_s	0,200	
2.8 Uvažovat přídavná ohybová napětí		Ne	
2.9 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu	δ	0,100	[°]
2.10 Montážní teplota	T_0	20,0	[° C]

2.11 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje: Ne

2.12 Provozní teplota šroubu: T_b 148,9 [° C]

2.13 Provozní teplota spojovaných částí: T_m 148,9 [° C]

2.14 Spoj je zatěžován pouze při provozní teplotě

2.15 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje: Ano

2.16 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje: ΔL 0,02000 [mm]

2.17 **Faktor zavedení provozní síly**

2.18 Faktor zavedení provozní síly: n 0,500

2.19 Vzdálenost působíště provozní síly od hlavy šroubu: L_{F1} 0,000 [mm]

2.20 Vzdálenost působíště provozní síly od matice: L_{F2} 0,000 [mm]

$n \approx 0,75$ $n \approx 0,5$ $n \approx 0,25$

L , L_{F1} , $L \cdot n$

2.21 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

2.22 Speciální úpravy spoje: Běžné provedení spoje

2.23 Provedení závitu: Řezaný závit

2.24 Požadovaná životnost spoje v cyklech: $5,0E+04$

2.25 Požadovaná spolehlivost spoje: 99 [%]

2.26 Požadovaná dynamická bezpečnost: n_f 3,000

3.0 Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.

3.1 Provedení spojovaných částí		A... Deska	
3.2 Počet sevřených částí	i	1	
3.3 Celková výška sevřených částí	L	31,000	[mm]

3.6 L_1 E α P_D Materiál DIN

Část 1 31,000 207000 12,6 760 Konstrukční ocel S355J0 [1.0553]

4.0 **Návrh spojovacího šroubu.**

4.1 Typ šroubu, materiálová norma Šrouby z uhlíkových a legovaných ocelí [EN ISO 898]

4.2 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu** 1/2

	ISO 3.6	ISO 4.6	ISO 4.8	ISO 5.6	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8
MC	M20	M20	M16	M16	M14	M12	M12	M10
MF	M20	M16	M14	M16	M14	M12	M12	M10
UNC	3/4	3/4	5/8	5/8	9/16	1/2	7/16	7/16
UNF	3/4	5/8	9/16	9/16	1/2	1/2	7/16	3/8
UNEF	3/4	5/8	9/16	9/16	1/2	7/16	3/8	3/8

4.3 **Materiál šroubu**

4.4 Pevnostní třída (material) šroubu Class 10.9

E	211000	[MPa]
R_m	1040	[MPa]
$R_{eL}, R_{p0.2}$	940	[MPa]
α	11,5	[$10^{-6}/^{\circ}C$]
ρ	7850	[kg/m ³]

4.11 **Parametry závitu**

4.12 Typ závitu Metrický závit - hrubý

4.13 Automatický návrh šroubu

4.14 Velikost závitu M16

4.15 Velký průměr závitu šroubu d 16,0000 [mm]

4.16 Rozteč závitu p 2,0000 [mm]

4.17 Malý průměr závitu šroubu d_r 13,5460 [mm]

4.18 Střední průměr závitu šroubu d_m 14,7010 [mm]

4.19 **Provedení a geometrie šroubu**

4.20 Typ šroubu A ... Závrtný šroub s hlavou

4.21 Provedení šroubu Plný šroub

4.22 Provedení hlavy šroubu Válcová hlava

4.23 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem i 1

4.24 Celková výška sevřených částí L 31 [mm]

	1	2	3	4	5	6
4.25 Úsek šroubu						
4.26 Délka úseku L_i	31,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
4.27 Průměr úseku d_i	13,546	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
4.28 Vnitřní průměr dutého šroubu d_h						0,000

4.29 **Geometrie spoje**

4.30 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu A ... Mezikruhová styková plocha

4.31 Průměr díry pro spojovací šroub D 17,000 [mm]

4.32 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy D_e 24,000 [mm]

4.33 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy D_i 17,000 [mm]

Výsledky:

Kapitola výsledků			
5.0 <input type="checkbox"/> Předpětí, silové poměry a pracovní diagram spoje.			
6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly staticky zatíženého šroubového spoje.			
6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu			
6.2 Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	22022,64	[N]
6.3 Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ	140,57	[MPa]
6.4 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	100,49	[MPa]
6.5 Přidavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.6 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	165,33	[MPa]
6.7 Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	940	[MPa]
6.8 Bezpečnost na mezi kluzu	n	5,69	
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu			
6.10 Montážní předpětí spoje	F_0	33601,00	[N]
6.11 Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ	214,48	[MPa]
6.12 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	276,21	[MPa]
6.13 Dovolené napětí (90% R_e)	σ_D	846	[MPa]
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.15 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	97,70	[MPa]
6.16 Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	760	[MPa]
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí			
6.18 Maximální provozní předpětí spoje	F_{0max}	33601,00	[N]
6.19 Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max}	34185,04	[N]
6.20 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ_{max}	218,20	[MPa]
6.21 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	234,92	[MPa]
6.22 Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	151,66	[MPa]
7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly dynamicky zatíženého šroubového spoje.			
7.1 Pevnostní kontrola v jádře závitu			
7.2 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	21730,62	[N]
7.3 Amplituda osově síly cyklu zatěžující šroub	F_a	292,02	[N]
7.4 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	138,71	[MPa]
7.5 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	1,86	[MPa]
7.6 Smluvní mez únavy / při N cyklech	σ'_c / N	468	1,0E+06 [MPa]
7.7 Mez únavy v tahu při požadované životnosti	σ'_f	574	[MPa]
7.8 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_f	85	<input checked="" type="checkbox"/> [MPa]
7.9 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	68,24	[MPa]
7.10 Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	36,61	

2 Kontrola valivých hnízd

Parametry zvolených jednotek HSR 25YR:

$C_0 := 36.4 \text{ kN}$	- statická únosnost jedné jednotky
$X := 1 \quad Y := 1$	- konstanty pro výpočet ekvivalentní síly
$K_{CL} := 8.24 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\text{mm}}$	- konstanta pro výpočet ekvivalentní síly od momentu
$n := 2$	- počet jednotek
$r := 66.25 \text{ mm}$	- rameno na kterém působí boční síla
$f_H := 1$	- faktor tvrdosti kolejnic
$f_T := 1$	- faktor provozní teploty
$f_C := 0.81$	- kontaktní faktor (umístění jednotek blízko sebe)

Zatížení dvojice jednotek:

$P_R := 6703.1 \text{ N}$	- síla působící v radiálním směru (osa y)
$P_T := 2076.7 \text{ N}$	- síla působící v bočním směru (osa y)
$M_C := P_T \cdot r = 0.138 \text{ kN} \cdot \text{m}$	- klopný moment od boční síly
$P_{RMc} := M_C \cdot K_{CL} = 11.337 \text{ kN}$	- ekvivalentní zatížení odpovídající klopnému momentu
$P_{E_celk} := X \cdot (P_R + P_{RMc}) + Y \cdot P_T = 20.117 \text{ kN}$	- výsledné ekvivalentní zatížení v radiálním směru
$P_E := \frac{P_{E_celk}}{n} = (1.006 \cdot 10^4) \text{ N}$	- výsledné ekvivalentní zatížení jedné jednotky
$f_s := \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_0}{P_E} = 2.931$	

Na obrázcích níže je zobrazeno nastavení a výsledky pevnostního výpočtu čepu spojovacího rameno mechanismu s tělesem, ke kterých jsou přišroubována valivá hnízda.

Nastavení výpočtu:

Výpočet čepových a kolíkových spojů

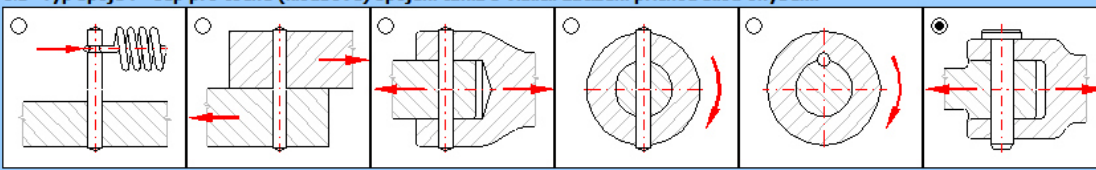
Výpočet bez chyb.

Kapitola vstupních parametrů

1.0 Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu: SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 Způsob uložení čepu: Táhlo - uložení s vůlí; Vidlice - uložení s vůlí

1.4 **Zatížení spoje**

1.5 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.6 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.7 Krouticí moment	T	47,49	[Nm]
1.8 Působící síla	F	6703,1	[N]

1.9 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.10 Typ zatížení	Míjivé zatížení	
1.11 Typ kolíku	Plný kolík	
1.12 Způsob uložení	Točné uložení	
1.13 Požadovaná bezpečnost	sf	3,00

1.14 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.15	B...Konstrukční ocel (500)		
1.16	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin}	500,0 [MPa]
1.17	Dovolený tlak (pevné uložení)	p_D	125,0 [MPa]
1.18	Dovolený tlak (točné uložení)	p_D	30,0 [MPa]

1.19 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.20	B...Konstrukční ocel (500)		
1.21	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin}	500,0 [MPa]
1.22	Dovolený tlak (pevné uložení)	p_D	125,0 [MPa]
1.23	Dovolený tlak (točné uložení)	p_D	30,0 [MPa]

2.0 Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 B - Čepy s hlavou a dírou pro závlačku

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku: 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji: 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje**

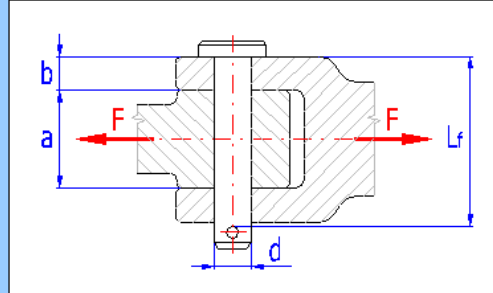
2.6	Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00
2.7	Provozní koeficient (tlak)	K_{Sp}	1,25
2.8	Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{Sb}	1,43

2.16 **Rozměry spoje**

2.17	Šířka táhla	a	30,0000	[mm]
2.18	Šířka vidlice	b	20,0000	[mm]
2.19	Doporučený průměr kolíku		17,6 ~ 20	[mm]
2.20	Vyhledání vhodného kolíku		<input type="button" value="Hledat"/>	
2.21	Průměr kolíku	d	30,0000 30	[mm]
2.22	Dovolený rozsah délek kolíku		60 ~ 500	[mm]
2.23	Délka kolíku	L	85,0000 85	[mm]
2.24	Min. funkční délka kolíku	L_{fmin}	70	[mm]
2.25	Funkční délka kolíku	L_f	71,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10	B...Konstrukční ocel (500)		
2.11	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin}	500,0 [MPa]
2.12	Dovolený tlak (pevné uložení)	p_D	125,0 [MPa]
2.13	Dovolený tlak (točné uložení)	p_D	30,0 [MPa]
2.14	Dovolené napětí ve smyku	τ_D	70,0 [MPa]
2.15	Dovolené napětí v ohybu	σ_D	110,0 [MPa]



Výsledky:

3.0 Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2	Dovolené napětí ve smyku	τ_D	70,0	[MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	6,8	[MPa]
3.4	Bezpečnost		10,32	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6	Dovolené napětí v ohybu	σ_D	110,0	[MPa]
3.7	Srovnávací napětí	σ	31,6	[MPa]
3.8	Bezpečnost		3,48	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10	Dovolený tlak	p_D	30,0	[MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	7,0	[MPa]
3.12	Bezpečnost		4,30	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhlo**

3.14	Dovolený tlak	p_D	30,0	[MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p	9,3	[MPa]
3.16	Bezpečnost		3,22	

3 Kontrola spojení B

Parametry zvoleného ložiska GAC 25F:

- $C_0 := 38 \text{ kN}$ - statická únosnost ložiska
 $C := 24 \text{ kN}$ - dynamická únosnost ložiska
 $K := 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - dynamický zatěžující faktor
 $K_M := 480$ - materiálová konstanta
 $d_k := 42 \text{ mm}$ - průměr vnitřního kroužku kluzné dráhy

Zatížení ložiska:

- $F_y := 2281.2 \text{ N}$ $F_x := 1000 \text{ N}$ $n_c := 30000$ - počet pracovních cyklů
 $F_r := \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = 2.491 \text{ kN}$ - celková radiální síla působící na ložisko

Kontrola statické únosnosti ložisek:

- $P_0 := F_r = 2.491 \text{ kN}$ - ekvivalentní síla je bez axiálního zatížení rovna radiální
- ložisko splňuje podmínku výrobce $P_0 < C_0$

Kontrola životnosti ložiska:

- $P := F_r = 2.491 \text{ kN}$ - ekvivalentní síla je bez axiálního zatížení rovna radiální
 $p := K \cdot \frac{P}{C} = 5.189 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ - měrné zatížení ložiska
 $\beta := 45^\circ$ - polovina úhlu oscilace ložiska
 $t := 24 \text{ s}$ - čas potřebný pro kompletní oscilaci ložiska
 $d_m := 0.9 \cdot d_k = 37.8 \text{ mm}$ - střední průměr vnitřního kroužku
 $v := 8.73 \cdot 10^{-6} \cdot d_m \cdot \frac{4 \beta}{t} = (4.32 \cdot 10^{-8}) \frac{\text{m}}{\text{s}}$ - střední kluzná rychlost
 $b_1 := 0.25$ - součinitel zatížení
 $b_2 := 1$ - součinitel teploty
 $b_3 := 1$ - součinitel kluzu
 $G_h := b_1 \cdot b_2 \cdot b_3 \cdot \frac{K_M}{p \cdot v} = 535.361 \frac{\text{s}^3}{\text{kg}}$ - výsledná životnost ložiska
 $t_{požad} := n_c \cdot 24 \text{ s} = 200 \text{ hr}$ - požadovaná životnost

Kontrola čepu (schéma viz kapitola 1.2):

Parametry čepu:

$$d_{cep} := 25 \text{ mm} \quad - \text{ průměr čepu}$$

$$l_{cep} := 20 \text{ mm} \quad - \text{ délka čepu}$$

$$\sigma_{kt} := 343 \text{ MPa} \quad - \text{ mez kluzu materiálu}$$

$$F_r = 2.491 \text{ kN} \quad - \text{ zatížení čepu radiální silou}$$

Kontrola čepu:

$$\tau := \frac{F_r}{\pi \cdot \frac{d_{cep}^2}{4}} = 5.074 \text{ MPa} \quad - \text{ smykové napětí v čepu}$$

$$\sigma := \frac{F_r \cdot l_{cep}}{\pi \cdot \frac{d_{cep}^3}{32}} = 32.474 \text{ MPa} \quad - \text{ ohybové napětí v čepu}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = 34.023 \text{ MPa} \quad - \text{ redukované napětí dle hypotézy } \tau_{max}$$

$$s_k := \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = 10.081 \quad - \text{ bezpečnost k mezi kluzu}$$

Pozn.:

S ohledem na nízké maximální napětí čepu nebyla prováděna únavová kontrola.

PŘÍLOHA č. 4

Výpočty posuvu

1 Výpočet reakcí působících na rolny

Zatěžující síly:

$$G_R := 20000 \text{ N} \quad - \text{ zatížení od tíhy rovnačky}$$

$$G_M := 1070 \text{ kg} \cdot g = (1.049 \cdot 10^4) \text{ N} \quad - \text{ zatížení od tíhy zdvihacího mechanismu}$$

$$G := G_R + G_M = 30.493 \text{ kN} \quad - \text{ celkové zatížení ve svislém směru od tíhy rovnačky a zdvihacího mechanismu}$$

$$F_B := 5000 \text{ N} \quad - \text{ boční síla}$$

$$F_O := 2000 \text{ N} \quad - \text{ síla působící ve směru osy drátu (ve směru posuvu)}$$

Geometrické rozměry:

$$a := 1100 \text{ mm} \quad - \text{ příčná vzdálenost mezi rolkami}$$

$$b := 1100 \text{ mm} \quad - \text{ podélná vzdálenost mezi rolkami}$$

$$r := 1598 \text{ mm} \quad - \text{ vzdálenost působišť sil } F_B \text{ a } F_O \text{ od roviny rolen}$$

$$r_{Fb} := 415 \text{ mm} \quad - \text{ vzdálenost působišť síly } F_B \text{ od bodu S}$$

$$r_{Fo} := 245 \text{ mm} \quad - \text{ vzdálenost působišť síly } F_O \text{ od bodu S}$$

Vznikající momenty:

$$M_B := F_B \cdot r = (7.99 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_O := F_O \cdot r = (3.196 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_C := F_B \cdot r_{Fb} - F_O \cdot r_{Fo} = (1.585 \cdot 10^3) \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výsledné reakce:

$$R_{Mb} := \frac{M_B}{2 \cdot a} = 3.632 \text{ kN}$$

$$R_{Mo} := \frac{M_O}{2 \cdot b} = 1.453 \text{ kN}$$

$$R_G := \frac{G}{4} = 7.623 \text{ kN}$$

$$R_{Fb} := \frac{F_B}{2} = 2.5 \text{ kN}$$

$$R_{Mc} := \frac{M_C}{b} = 1.441 \text{ kN}$$

2 Kontrola rolen

Stanovení reakcí nejzatíženější rolny B:

$$R_A := R_{Fb} + R_{Mc} = 3.941 \text{ kN} \quad - \text{ reakce v axiálním směru rolny}$$

$$R_R := R_G + R_{Mb} + R_{Mo} = 12.708 \text{ kN} \quad - \text{ reakce v radiálním směru rolny}$$

Parametry ložisek zvolené pojezdové rolny 4.058:

$$C_{0R} := 72 \text{ kN} \quad - \text{ statická únosnost rolny v radiálním směru}$$

$$C_{0A} := 23 \text{ kN} \quad - \text{ statická únosnost rolny v axiálním směru}$$

$$F_R := 22.4 \text{ kN} \quad - \text{ maximální povolená radiální síla}$$

$$F_A := 7 \text{ kN} \quad - \text{ maximální povolená axiální síla}$$

Výsledné statické součinitele bezpečnosti rolny:

$$s_{0R} := \frac{C_{0R}}{R_R} = 5.666 \quad - \text{ součinitel statické bezpečnosti rolny v radiálním směru}$$

$$s_{0A} := \frac{C_{0A}}{R_A} = 5.836 \quad - \text{ součinitel statické bezpečnosti rolny v axiálním směru}$$

Kontrola maximálního povoleného zatížení rolny:

$$R_R = 12.708 \text{ kN} < F_R = 22.4 \text{ kN} \quad - \text{ vyhovuje}$$

$$R_A = 3.941 \text{ kN} < F_A = 7 \text{ kN} \quad - \text{ vyhovuje}$$

3 Kontrola ložisek

3.1 Ložiska otočných řemenic

Parametry zvolený ložisek 6006-2RS1:

$$C_0 := 8.3 \text{ kN} \quad - \text{ statická únosnost ložiska}$$

Zatěžující radiální síla:

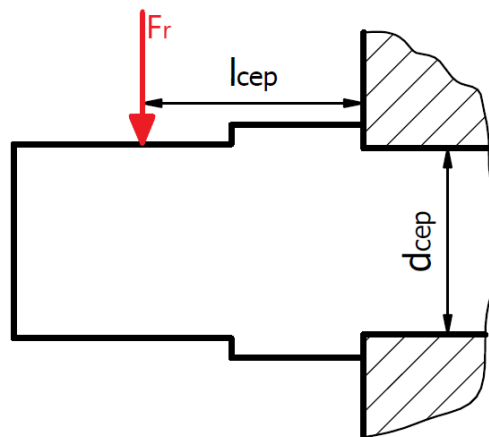
$$F_R := 2656 \text{ N}$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$s_0 := \frac{C_0}{F_R} = 3.125$$

Kontrola čepu ložiska:

Výpočtové schéma:



Parametry spoje:

$$d_{cep} := 24 \text{ mm} \quad - \text{ průměr čepu}$$

$$l_{cep} := 27.5 \text{ mm} \quad - \text{ délka čepu}$$

$$\sigma_{kt} := 345 \text{ MPa} \quad - \text{ mez kluzu materiálu}$$

$$\sigma_{pt} := 490 \text{ MPa} \quad - \text{ mez pevnosti materiálu}$$

$$F_r := 2698 \text{ N} \quad - \text{ zatížení čepu radiální silou}$$

Statická kontrola čepu:

$$\tau := \frac{F_r}{\pi \cdot \frac{d_{cep}^2}{4}} = 5.964 \text{ MPa} \quad - \text{ smykové napětí v čepu}$$

$$\sigma := \frac{F_r \cdot l_{cep}}{\frac{\pi \cdot d_{cep}^3}{32}} = 54.669 \text{ MPa} \quad - \text{ ohybové napětí v čepu}$$

$$\sigma_{red} := \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} = 55.955 \text{ MPa} \quad - \text{ redukované napětí dle hypotézy } \tau_{max}$$

$$s_k := \frac{\sigma_{kt}}{\sigma_{red}} = 6.166 \quad - \text{ bezpečnost k mezi kluzu}$$

3.2 Ložiska hřídele

Parametry zvolený ložisek 61907-2RS1:

$$C_0 := 7.8 \text{ kN} \quad - \text{ statická únosnost ložiska}$$

Zatěžující radiální síla:

$$F_R := 2696 \text{ N}$$

Součinitel statické bezpečnosti:

$$s_0 := \frac{C_0}{F_R} = 2.893$$

4 Kontrola pera mezi motorem a hřídelem

Nastavení výpočtu:

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Společné vstupní údaje			
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2	Přenášený výkon	P	0,30 [kW]
1.3	Otáčky hřídele	n	19,0 [/min]
1.4	Krouticí moment	T	150,78 [Nm]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry			
1.6	Charakter pohonu	Rovnoměrný	
1.7	Typ zatížení	Plynulý	
1.8	Charakter provozu	Plně obousměrný	
1.9	Počet rozběhů v tisících		100
1.10	Požadovaná životnost spoje		250 [h]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele			
1.12	Provedení spoje	Pevný spoj	
1.13	Vnitřní průměr dutého hřídele	d_h	0,000 [mm]
1.14	Požadovaná bezpečnost	s_f	1,80
1.15	Minimální průměr hřídele	d_{min}	25,9 [mm]
1.16	Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.17	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270] <input checked="" type="checkbox"/>		
1.18	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin}	500 [MPa]
1.19	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]
1.20	Dovolené napětí v krutu	τ_D	200 [MPa]
1.21	Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
1.22	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270] <input checked="" type="checkbox"/>		
1.23	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin}	500 [MPa]
1.24	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]
1.26	Provozní koeficienty		
1.27	Koeficient provedení spoje	K_d	1,0
1.28	Koeficient využití spoje	K_s	1,0
1.29	Koeficient životnosti	K_f	0,4
1.30	Koeficient opotřebení	K_w	2,8

A - Přesná pera			
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů			
2.1 Parametry spoje			
2.2	Typ pera	E ... ISO 2491	
2.3	Počet per		1
2.4	Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00
2.5	Celkový provozní koeficient	K_S	2,50 <input checked="" type="checkbox"/>
2.11 Návrh rozměrů spoje			
2.12	Pera pro průměry		6 ~ 500 [mm]
2.13	Min. průměr hřídele	d_{1min}	25,9 [mm]
2.14	Průměr hřídele	d	35,000 35 [mm]
2.15	Pero		10 x 8 <input checked="" type="checkbox"/>
2.16	Šířka / výška pera	b / h	10 8 [mm]
2.17	Zaoblení pera / sražení hran	R / s	5 0,6 [mm]
2.18	Parametry drážky v hřídeli	t / d_1	5 30 [mm]
2.19	Minimální funkční délka pera	L_{fmin}	85,6 [mm]
2.20	Minimální délka pera	L_{min}	95,6 [mm]
2.21	Dovolený rozsah délek pera		22 ~ 110 [mm]
2.22	Zvolená délka pera	L	110,000 110 [mm] <input type="checkbox"/>
2.6	Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]		
2.7	B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270] <input checked="" type="checkbox"/>		
2.8	Minimální pevnost v tahu	R_{mmin}	500 [MPa]
2.9	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]

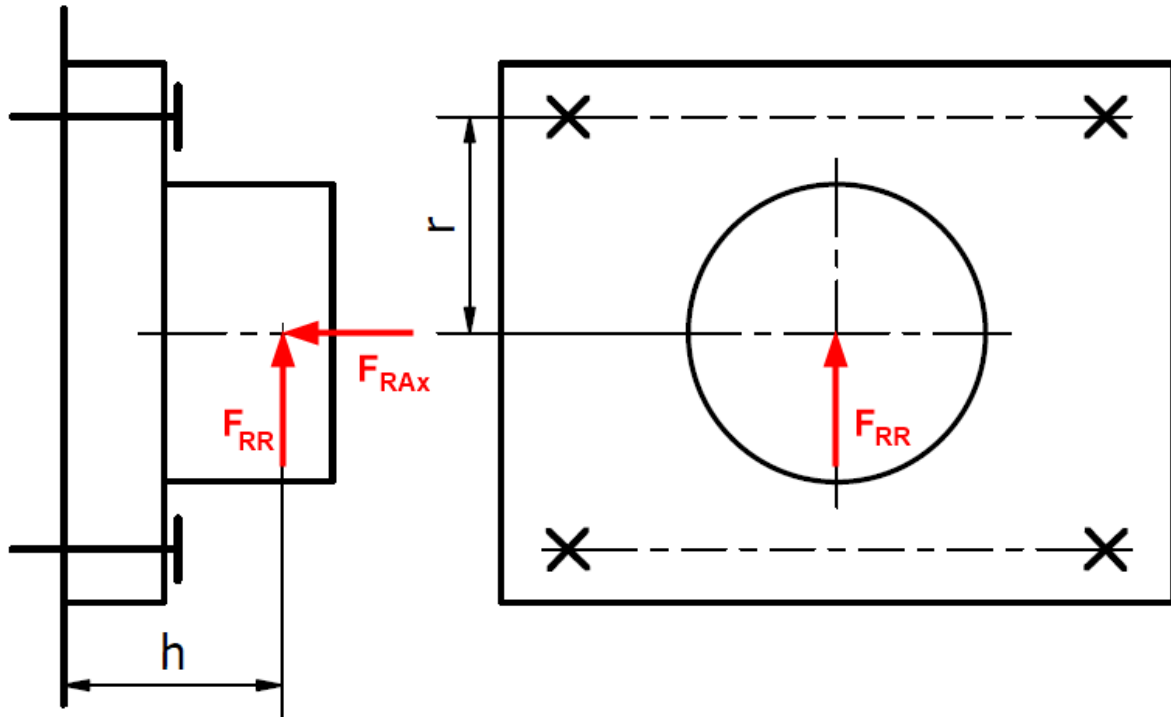
Výsledky:

3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly spoje			
3.1 Kontrola hřídele na krut			
3.2	Dovolené napětí v krutu	τ_D	200 [MPa]
3.3	Srovnávací napětí	τ	71,1 [MPa]
3.4	Bezpečnost		2,81
3.9 Kontrola pera na otláčení			
3.10	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]
3.11	Srovnávací tlak	p	61,8 [MPa]
3.12	Bezpečnost		2,10
3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele			
3.6	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]
3.7	Srovnávací tlak	p	61,8 [MPa]
3.8	Bezpečnost		2,10
3.13 Kontrola otláčení drážky náboje			
3.14	Dovolený tlak	p_D	130 [MPa]
3.15	Srovnávací tlak	p	61,1 [MPa]
3.16	Bezpečnost		2,13

5 Kontrola šroubů

5.1 Šrouby pojezdových roln

Výpočtové schéma pro kontrolu nejzatíženější rolny B:



Vstupní parametry:

$F_{RR_max} := R_R = 12.708 \text{ kN}$ - maximální radiální síla působící na šrouby od rolny

$F_{RR_min} := R_G = 7.623 \text{ kN}$ - minimální síla působící na šrouby od rolny

$F_{RAx} := R_A = 3.941 \text{ kN}$ - maximální axiální síla působící na šrouby od rolny

$F_P := 1480 \text{ N}$ - síla působící na šrouby od pohonu

$n := 4$ - počet šroubů

$h := 45.5 \text{ mm}$ - vzálenost sil od těžiště spoje

$r := 30 \text{ mm}$ - vzálenost šroubů od těžiště spoje

Radiální síla, kterou musí zachitit jeden šroub:

$$F_T := \frac{F_{RR_max}}{n} = 3.177 \text{ kN}$$

Celková maximální osová síla kterou musí zachytit spodní šrouby:

$$M_{Rol_max} := F_{RR_max} \cdot h = 578.206 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{ moment způsobený silou } F_{RR_max}$$

$$F_{M1_max} := \frac{M_{Rol_max} \cdot r}{r^2} = 19.274 \text{ kN} \quad - \text{ osová síla působící na dolní šrouby od síly}$$

$$F_{A_Max} := \frac{F_{M1_max}}{2} - \frac{F_{RAx}}{n} = 8.652 \text{ kN} \quad - \text{ výsledná maximální osová síla působící na jeden šroub}$$

Celková minimální osová síla kterou musí zachytit spodní šrouby:

$$M_{Rol_min} := F_{RR_min} \cdot h = 346.859 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{ moment způsobený silou } F_{RR_min}$$

$$F_{M1_min} := \frac{M_{Rol_min} \cdot r}{r^2} = (1.156 \cdot 10^4) \text{ N} \quad - \text{ osová síla působící na dolní šrouby od síly } F_{RR_min}$$

$$F_{A_Min} := \frac{F_{M1_min}}{4} = 2.89 \text{ kN} \quad - \text{ výsledná minimální osová síla působící na jeden šroub}$$

Pozn:

Šrouby budou zatíženy pulzujícím zatížením, maximální silou ve chvíli, kdy bude založen drátv poloze pro zakládání a na mechanismus budou působit síly F_O a F_B a zároveň se rovnáčka začne pohybovat (nepředpokládaný provozní stav, který se ale vzhledem k řízení obsluhou může vyskytnout). Minimální síla bude působit ve chvíli, kdy bude mechanismus zatížen jen tíhou rovnáčky a vahou zdvihacího mechanismu. Byl zvolen šroub šroub ISO 4762 M16 z pevnostní třídy 12.9. Na obrázcích níže je k vidění nastavení pevnostního výpočtu a výsledky.

Nastavení výpočtu šroubu v MITCalcu (zvolen šroub M):

1.0 **Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.**

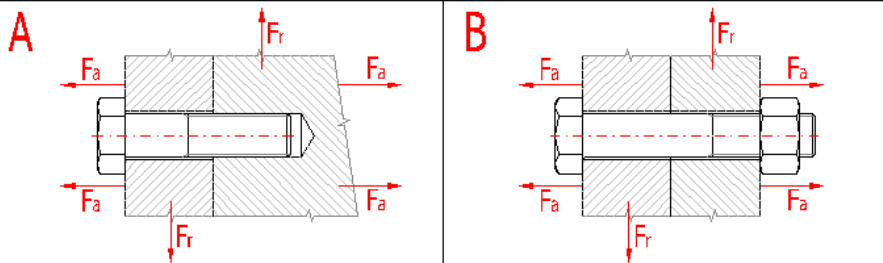
1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje A ... Spojení součástí závrtným šroubem

1.4 Zatížení šroubového spoje Kombinované zatížení

1.5 Průběh zatížení Pulzující zatížení



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla F_{amax} 8652,00 [N]

1.8 Minimální osová síla F_{amin} 2890,00 [N]

1.9 Maximální radiální síla F_r 3177,00 [N]

2.0 **Provozní a montážní parametry spoje.**

2.1 Požadovaný součinitel těsnosti (předpětí) spoje q_a 1,200

2.2 Požadovaná bezpečnost proti bočnímu posunutí q_r 2,500

2.3 Požadované zbytkové předpětí sevřených částí spoje F_{zmin} 39713,00 [N]

2.4 Požadovaná bezpečnost šroubu na mezi kluzu n_s 3,000

2.5 Součinitel tření v závitech μ_t 0,180

2.6 Součinitel tření ve stykové ploše hlavy (matice) šroubu μ_c 0,150

2.7 Součinitel tření mezi spojovanými plochami μ_q 0,200

2.8 Uvažovat přidavná ohybová napětí Ne

2.9 Úhlová výchylka kolmosti dosedací plochy hlavy šroubu δ 0,100 [°]

2.10 Montážní teplota T_0 20,0 [° C]

2.11 Uvažovat vliv provozní teploty na předpětí spoje Ne

2.12 Provozní teplota šroubu T_b 148,9 [° C]

2.13 Provozní teplota spojovaných částí T_m 148,9 [° C]

2.14 Spoj je zatěžován pouze při provozní teplotě

2.15 Uvažovat snížení montážního předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje Ano

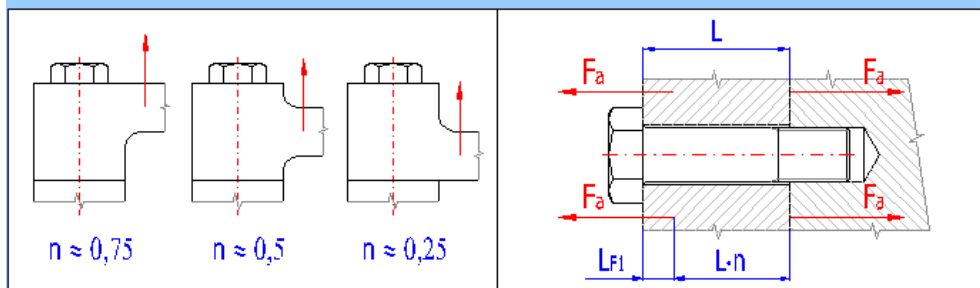
2.16 Trvalá plastická deformace (sednutí) spoje ΔL 0,02000 [mm]

2.17 **Faktor zavedení provozní síly**

2.18 Faktor zavedení provozní síly n 0,500

2.19 Vzdálenost působíště provozní síly od hlavy šroubu L_{F1} 0,000 [mm]

2.20 Vzdálenost působíště provozní síly od matice L_{F2} 0,000 [mm]



2.21 **Parametry dynamicky zatíženého spoje**

2.22 Speciální úpravy spoje Běžné provedení spoje

2.23 Provedení závitu Řezaný závit

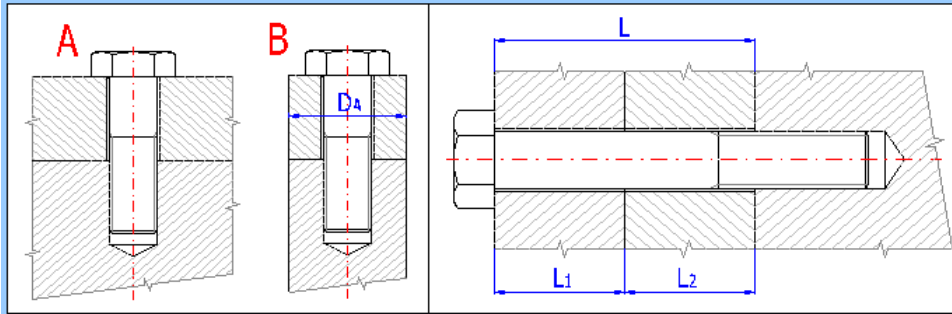
2.24 Požadovaná životnost spoje v cyklech 5,0E+04

2.25 Požadovaná spolehlivost spoje 99 [%]

2.26 Požadovaná dynamická bezpečnost n_f 3,000

3.0 **Provedení, rozměry a materiál spojovaných částí.**

- 3.1 Provedení spojovaných částí A ... Deska
 3.2 Počet sevřených částí i 1
 3.5 Celková výška sevřených částí L 20,000 [mm]



- 3.6

L_1	E	α	p_D	
Část 1	20,000	207000	12,6	760

 Materiál DIN
 Konstrukční ocel S355J0 [1.0553]

4.0 **Návrh spojovacího šroubu.**

- 4.1 Typ šroubu, materiálová norma Šrouby z uhlíkových a legovaných ocelí [EN ISO 898]
 4.2 **Předběžný návrh minimálních průměrů závitu** 1/

	ISO 3.6	ISO 4.6	ISO 4.8	ISO 5.6	ISO 5.8	ISO 6.8	ISO 8.8	ISO 9.8
MC	M30	M30	M24	M24	M20	M20	M16	M16
MF	M30	M24	M20	M24	M20	M20	M16	M14
UNC	1-1/8	1	7/8	7/8	3/4	3/4	5/8	5/8
UNF	1-1/8	1	7/8	7/8	3/4	3/4	5/8	9/16
UNEF	1	7/8	7/8	7/8	3/4	3/4	9/16	9/16

4.3 **Materiál šroubu**

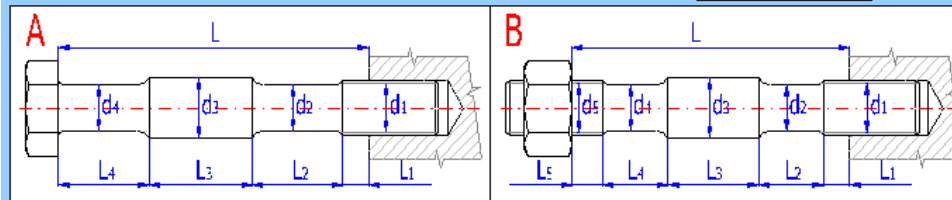
- 4.4 Pevnostní třída (material) šroubu Class 12.9
 4.5 Modul pružnosti v tahu E 211000 [MPa]
 4.6 Mez pevnosti v tahu R_m 1220 [MPa]
 4.7 Mez kluzu R_e, R_{p0,2} 1100 [MPa]
 4.8 Součinitel tepelné roztažnosti α 11,5 [10⁻⁶/°C]
 4.9 Hustota ρ 7850 [kg/m³]

4.11 **Parametry závitu**

- 4.12 Typ závitu Metrický závit - hrubý
 4.13 Automatický návrh šroubu F_{0min} F_{0max}
 4.14 Velikost závitu M16
 4.15 Velký průměr závitu šroubu d 16,0000 [mm]
 4.16 Rozteč závitu p 2,0000 [mm]
 4.17 Malý průměr závitu šroubu d_r 13,5460 [mm]
 4.18 Střední průměr závitu šroubu d_m 14,7010 [mm]

4.19 **Provedení a geometrie šroubu**

- 4.20 Typ šroubu A ... Závrtný šroub s hlavou
 4.21 Provedení šroubu Plný šroub
 4.22 Provedení hlavy šroubu Válcová hlava
 4.23 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem i 1
 4.24 Celková výška sevřených částí L 20 [mm]



- 4.25 Úsek šroubu 1 2 3 4 5 6
 4.26 Délka úseku L_i 20,000 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]
 4.27 Průměr úseku d_i 13,546 0,000 0,000 0,000 0,000 0,000 [mm]
 4.28 Vnitřní průměr dutého šroubu d_h 0,000 [mm]

4.29 **Geometrie spoje**

4.30 Provedení dosedacích ploch pod hlavou (maticí) šroubu

4.31 Průměr díry pro spojovací šroub

4.32 Vnější průměr dosedací (stykové) plochy

4.33 Vnitřní průměr dosedací (stykové) plochy

A ... Mezikruhová styková plocha

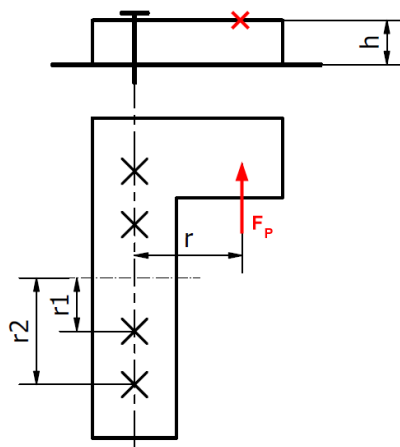
D	17,000	[mm]
D _e	24,000	[mm]
D _i	17,000	[mm]

Výsledky:

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly staticky zatíženého šroubového spoje.			
6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu			
6.2 Vnitřní osová síla ve šroubu	F ₁	48364,86	[N]
6.3 Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ	308,71	[MPa]
6.4 Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	189,02	[MPa]
6.5 Přídavné ohybové napětí	σ _b	0,00	[MPa]
6.6 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ _{red}	349,43	[MPa]
6.7 Mez kluzu materiálu šroubu	R _e	1100	[MPa]
6.8 Bezpečnost na mezi kluzu	n	3,15	
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu			
6.10 Montážní předpětí spoje	F ₀	63205,00	[N]
6.11 Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ	403,44	[MPa]
6.12 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ _{red}	519,57	[MPa]
6.13 Dovolené napětí (90% Re)	σ _D	990	[MPa]
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.15 Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	214,56	[MPa]
6.16 Dovolený tlak v krajní sevřené části	p _D	760	[MPa]
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí			
6.18 Maximální provozní předpětí spoje	F _{0'} _{max}	63205,00	[N]
6.19 Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F _{1max}	64128,51	[N]
6.20 Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ _{max}	409,33	[MPa]
6.21 Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ _{red}	440,85	[MPa]
6.22 Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p _{max}	284,50	[MPa]
7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly dynamicky zatíženého šroubového spoje.			
7.1 Pevnostní kontrola v jádře závitu			
7.2 Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F _m	48057,34	[N]
7.3 Amplituda osově síly cyklu zatěžující šroub	F _a	307,52	[N]
7.4 Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ _m	306,75	[MPa]
7.5 Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ _a	1,96	[MPa]
7.6 Smluvní mez únavy / při N cyklech	σ _{c'} / N	549 1,0E+06	[MPa]
7.7 Mez únavy v tahu při požadované životnosti	σ _{f'}	673	[MPa]
7.8 Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ _f	96	<input checked="" type="checkbox"/> [MPa]
7.9 Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ _A	62,34	[MPa]
7.10 Dynamická bezpečnost v tahu	n _σ	31,76	

5.2 Šrouby desky pro upnutí řemenu

Výpočtové schéma:



Vstupní parametry:

$$F_P := 1480 \text{ N} \quad - \text{ síla působící na šrouby od pohonu}$$

$$n := 4 \quad - \text{ počet šroubů}$$

$$r := 55.5 \text{ mm} \quad h := 30 \text{ mm} \quad - \text{ vzdálenosti síly od těžiště spoje}$$

$$r_1 := 35 \text{ mm} \quad r_2 := 70 \text{ mm} \quad - \text{ vzdálenosti šroubů od těžiště spoje}$$

Radiální síla, kterou musí zachytit nejzatíženější šroub (krajní šroub s kótou r_2):

$$M_P := F_P \cdot r = 82.14 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{ moment v rovině smyku způsobený silou pohonu}$$

$$F_{T_{M_P}} := \frac{M_P \cdot r_2}{r_1^2 + r_2^2} = 0.939 \text{ kN} \quad - \text{ výsledná radiální síla na šroub od momentu } M_P$$

$$F_T := \sqrt{F_{T_{M_P}}^2 + \left(\frac{F_P}{n}\right)^2} = 1.009 \text{ kN} \quad - \text{ výsledná radiální síla na šroub od síly pohonu}$$

Osová síla kterou musí zachytit nejzatíženější šroub (krajní šroub s kótou r_2):

$$M_P := F_P \cdot h = 44.4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{ moment způsobený silou } F_P$$

$$F_{M_2} := \frac{M_P \cdot r_2}{r_1^2 + r_2^2} = 0.507 \text{ kN} \quad - \text{ osová síla působící na šroub od síly } F_P$$

Pozn.: Zvoleny šrouby ISO 4762 M10 z pevnostní třídy 10.9. Na obrázcích níže je k vidění nastavení pevnostního výpočtu a výsledky - provozní parametry jsou stejné jako v případě šroubů rolny, takže jsou uvedeny jen ty části, které jsou rozdílné. Zatížení je nastaveno jako míjivé, protože síla pohonu bude v případě stojícího mechanismu bez založeného drátu nulová.

Nastavení výpočtu v programu MFCalc:

1.0 **Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.**

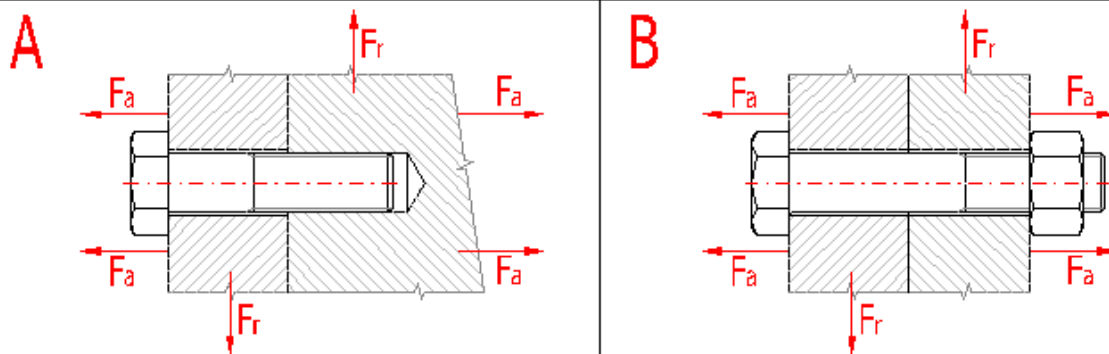
1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje A ... Spojení součástí závrtným šroubem

1.4 Zatížení šroubového spoje Kombinované zatížení

1.5 Průběh zatížení Míjivé zatížení



1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla F_{amax} 507,00 [N]

1.8 Minimální osová síla F_{amin} 0,00 [N]

1.9 Maximální radiální síla F_r 1009,00 [N]

4.3 **Materiál šroubu**

4.4 Pevnostní třída (material) šroubu Class 10.9

4.5 Modul pružnosti v tahu E 211000 [MPa]

4.6 Mez pevnosti v tahu R_m 1040 [MPa]

4.7 Mez kluzu $R_e, R_{p0,2}$ 940 [MPa]

4.8 Součinitel tepelné roztažnosti α 11,5 [$10^{-6}/^{\circ}C$]

4.9 Hustota ρ 7850 [kg/m^3]

4.11 **Parametry závitu**

4.12 Typ závitu Metrický závit - hrubý

4.13 Automatický návrh šroubu

4.14 Velikost závitu M10

4.15 Velký průměr závitu šroubu d 10,0000 [mm]

4.16 Rozteč závitu p 1,5000 [mm]

4.17 Malý průměr závitu šroubu d_r 8,1600 [mm]

4.18 Střední průměr závitu šroubu d_m 9,0260 [mm]

4.19 **Provedení a geometrie šroubu**

4.20 Typ šroubu A ... Závrtný šroub s hlavou

4.21 Provedení šroubu Plný šroub

4.22 Provedení hlavy šroubu Válcová hlava

4.23 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem i 1

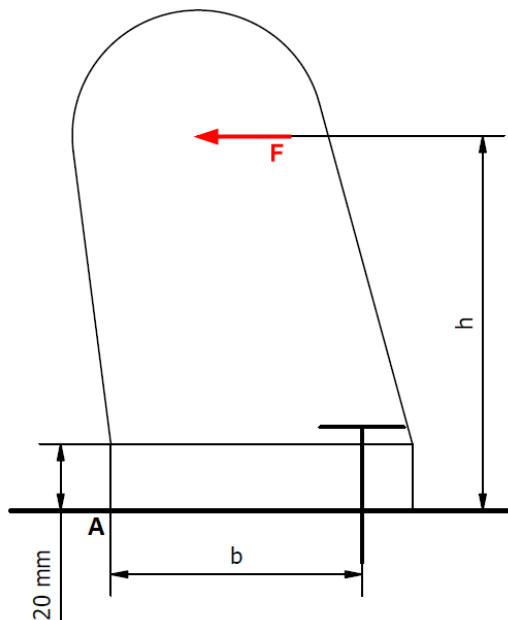
4.24 Celková výška sevřených částí L 19 [mm]

Výsledky:

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly staticky zatíženého šroubového spoje.				
6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu				
6.2	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	13119,67	[N]
6.3	Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ	226,23	[MPa]
6.4	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	176,23	[MPa]
6.5	Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00	[MPa]
6.6	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	272,89	[MPa]
6.7	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	940	[MPa]
6.8	Bezpečnost na mezi kluzu	n	3,44	
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu				
6.10	Montážní předpětí spoje	F_0	20690,00	[N]
6.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ	356,76	[MPa]
6.12	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	469,52	[MPa]
6.13	Dovolené napětí (90% R_e)	σ_D	846	[MPa]
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu				
6.15	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	114,61	[MPa]
6.16	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	760	[MPa]
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí				
6.18	Maximální provozní předpětí spoje	$F_0'_{max}$	20690,00	[N]
6.19	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	F_{1max}	20731,00	[N]
6.20	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ_{max}	357,47	[MPa]
6.21	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	388,69	[MPa]
6.22	Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	181,10	[MPa]
7.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly dynamicky zatíženého šroubového spoje.				
7.1 Pevnostní kontrola v jádře závitu				
7.2	Střední osová síla cyklu zatěžující šroub	F_m	13099,17	[N]
7.3	Amplituda osově síly cyklu zatěžující šroub	F_a	20,50	[N]
7.4	Střední napětí cyklu v jádře závitu	σ_m	225,87	[MPa]
7.5	Amplituda napětí cyklu v jádře závitu	σ_a	0,35	[MPa]
7.6	Smluvní mez únavy / při N cyklech	σ_c' / N	468 1,0E+06	[MPa]
7.7	Mez únavy v tahu při požadované životnosti	σ_f'	574	[MPa]
7.8	Korigovaná mez únavy v tahu daného šroubu	σ_f	95	<input checked="" type="checkbox"/> [MPa]
7.9	Max. únavová pevnost šroubu pro daný průběh zatížení	σ_A	68,17	[MPa]
7.10	Dynamická bezpečnost v tahu	n_σ	192,87	

5.3 Kontrola šroubů - uložení ložisek hřídele

Výpočtové schéma:



Parametry domků:

$b := 75 \text{ mm}$ - šířka základny domku

$h := 112 \text{ mm}$ - výška středu ložiska

$n := 2$ - počet šroubů

Zatížení domku: $F := 2696 \text{ N}$

Výpočet zatížení šroubu:

$F_T := \frac{F}{n} = 1.348 \text{ kN}$ - radiální síla působící na jeden šroub

$F_M := \frac{F \cdot h}{b} = 4.026 \text{ kN}$ - osová síla působící na šrouby způsobená momentem od F (A = bot otáčení)

$F_A := \frac{F_M}{n} = 2.013 \text{ kN}$ - výsledná osová síla působící na jeden šroub

Pozn:

Šrouby budou zatíženy statickou silou vyvolanou předpětím řemenu. Byl zvolen šroub šroub ISO 4762 M14 z pevnostní třídy 8.8. Na obrázcích níže je k vidění nastavení pevnostního výpočtu a výsledky - provozní parametry jsou stejné jako v případě šroubů rolny, takže jsou uvedeny jen ty části, které jsou rozdílné.

Nastavení výpočtu šroubu v MITCalc:

1.0 **Zatížení spoje, základní parametry výpočtu.**

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**

1.3 Provedení šroubového spoje A ... Spojení součástí závrtným šroubem

1.4 Zatížení šroubového spoje Kombinované zatížení

1.5 Průběh zatížení Statické zatížení

A

B

1.6 **Zatížení spoje**

1.7 Maximální osová síla	F_{amax}	2013,00	[N]
1.8 Minimální osová síla	F_{amin}	2013,00	[N]
1.9 Maximální radiální síla	F_r	1348,00	[N]

4.3 **Materiál šroubu**

4.4 Pevnostní třída (material) šroubu Class 8.8

4.5 Modul pružnosti v tahu	E	207000	[MPa]
4.6 Mez pevnosti v tahu	R_m	800	[MPa]
4.7 Mez kluzu	$R_e, R_{p0,2}$	640	[MPa]
4.8 Součinitel tepelné roztažnosti	α	11,1	[10 ⁻⁶ /°C]
4.9 Hustota	ρ	7850	[kg/m ³]

4.11 **Parametry závitů**

4.12 Typ závitů Metrický závit - hrubý

	F_{0min}		F_{0max}
4.13 Automatický návrh šroubu		M14	
4.14 Velikost závitů			
4.15 Velký průměr závitů šroubu	d	14,0000	[mm]
4.16 Rozteč závitů	p	2,0000	[mm]
4.17 Malý průměr závitů šroubu	d_r	11,5460	[mm]
4.18 Střední průměr závitů šroubu	d_m	12,7010	[mm]

4.19 **Provedení a geometrie šroubu**

4.20 Typ šroubu A ... Závrtný šroub s hlavou

4.21 Provedení šroubu Plný šroub

4.22 Provedení hlavy šroubu Válcová hlava

4.23 Počet jednotlivých úseků šroubu s rozdílným průřezem	i	1	
4.24 Celková výška sevřených částí	L	26	[mm]

Výsledky:

6.0 <input checked="" type="checkbox"/> Pevnostní kontroly staticky zatíženého šroubového spoje.			
6.1 Pevnostní kontrola spoje v provozním stavu			
6.2	Vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	18863,34 [N]
6.3	Tahové napětí v jádře šroubu od osově síly	σ	163,41 [MPa]
6.4	Napětí v krutu v jádře šroubu od utahovacího momentu	τ	122,77 [MPa]
6.5	Přídavné ohybové napětí	σ_b	0,00 [MPa]
6.6	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	194,95 [MPa]
6.7	Mez kluzu materiálu šroubu	R_e	640 [MPa]
6.8	Bezpečnost na mezi kluzu	n	3,28
6.9 Pevnostní kontrola spoje v montážním stavu			
6.10	Montážní předpětí spoje	F_0	29128,00 [N]
6.11	Tahové napětí v jádře šroubu od montážního předpětí	σ	252,33 [MPa]
6.12	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	329,98 [MPa]
6.13	Dovolené napětí (90% R_e)	σ_D	576 [MPa]
6.14 Kontrola tlaku v dosedací ploše hlavy šroubu			
6.15	Tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p	111,19 [MPa]
6.16	Dovolený tlak v krajní sevřené části	p_D	760 [MPa]
6.17 Pevnostní kontrola spoje pro maximální předpětí			
6.18	Maximální provozní předpětí spoje	$F_{0\ max}$	29128,00 [N]
6.19	Maximální vnitřní osová síla ve šroubu	$F_{1\ max}$	29315,63 [N]
6.20	Tahové napětí v jádře šroubu od maximální osově síly	σ_{max}	253,95 [MPa]
6.21	Výsledné redukované napětí v jádře šroubu	σ_{red}	275,31 [MPa]
6.22	Maximální tlak v dosedací ploše hlavy (matice) šroubu	p_{max}	172,80 [MPa]

PŘÍLOHA č. 5

Výpis z konfigurátoru řemene

Řemenový pohon | CONTI-HTD-3808-8M-20-Synchroforce CXP

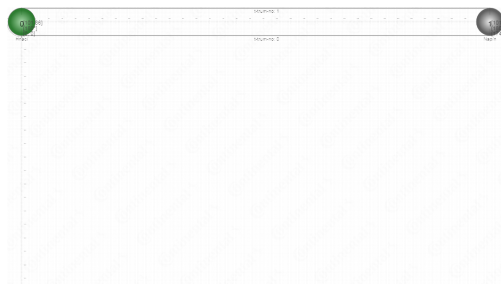
Kontaktní osoba:
Daniel Hlavaty
students.zcu.cz

Tel.:
E-mail: hlavatyd@students.zcu.cz

Firma:

K rukám:

Aplikace:
DP - Návrh vertikálně pohyblivého stolu
Poznámka:



Řemen / Systémová data

Profil	PROF	[-]	HTD
Rozteč	t	[mm]	8
Délka	Lw	[mm]	3808
Počet zubů	z	[-]	476
Vypočtená šířka řemene	B _{err}	[mm]	15,55
Zvolená šířka řemene	B _{aus}	[mm]	20
Výkon motoru	η	[%]	100
Zkušební síla	Fe	[N]	-

Součinitel zatížení předpětí	K1	[-]	1,40
Provozní součinitel předpětí	K2	[-]	1,28
Vypočtený celkový provozní součinitel	C0 _{err}	[-]	2,69
Požadovaný celkový provozní součinitel	C0 _{gef}	[-]	2
Součinitel délky	C5	[-]	1,42
Rychlost řemene	v	[m/s]	0,10
Celková hodnota výkonu systému	Pr _{gesamt}	[kW]	0,40
Osová vzdálenost	a	[mm]	1744
Hloubka stlačení	Te	[mm]	-

Důležitá poznámka: K dosažení maximální životnosti používejte ozubené řemenice HTD s ozubením podle specifikací ContiTech

Řemenový pohon |

CONTI-HTD-3808-8M-20-Synchroforce CXP

Geometrická data řemenic

#	Vnější průměr da [mm]	Účinný průměr dw [mm]	Počet zubů z [-]	Souřadnice X x [mm]	Souřadnice Y y [mm]
0	100,49	101,86	40	0	0
1	100,49	101,86	40	1744	0

Geometrická data

#	Úhel opásání BETA [°]	Počet zubů v záběru ze [-]	Součinitel počtu zubů v záběru C1 [-]	Otáčky n [1/min]	Převodový poměr i [-]
0	180	20	1	19	1
1	180	20	1	19	1

Výkonnostní data

#	Výkon P [kW]	Krouticí moment M [Nm]	Obvodová síla Fu [N]	Statická síla na ložiska FL _{stat} [N]	Dynamická síla na ložiska vypočtená při provozních podmínkách FL _{dyn} [N]
0	0,15	75,39	1480	2656	2656
1	0,15	75,39	1480	2656	2656

Data větve

#	Délka volné větve Lf [mm]	Statická síla ve větvi Prvotní instalace s dopínáním F _{stat} [N]	Statická síla ve větvi Montáž bez dopínání F _{stat_min} [N]
0	1744	1328	1727
1	1744	1328	1727

Obsah této tiskoviny je nezávazný a slouží výhradně za účelem poskytování informací. Uvedená aplikovaná autorská práva jsou vlastnictvím společnosti Continental AG.

Řemenový pohon |

CONTI-HTD-3808-8M-20-Synchroforce CXP

Předpětí

#	Délka volné větve Lf [mm]	Vlastní frekvence Instalace/Použitý řemen f_{stat} [Hz]	Vlastní frekvence Prvotní instalace bez dopínání $f_{stat_{mon}}$ [Hz]	CONTI - Přístroj VSM Mini Instalace/Použitý řemen $f_{C_{stat}}$ [Hz]	CONTI - Přístroj VSM Mini Prvotní instalace bez dopínání $f_{C_{mon}}$ [Hz]
0	1744	31	35	30	34
1	1744	31	35	30	34

Obsah této tiskoviny je nezávazný a slouží výhradně za účelem poskytování informací. Uvedená aplikovaná autorská práva jsou vlastnictvím společnosti Continental AG.

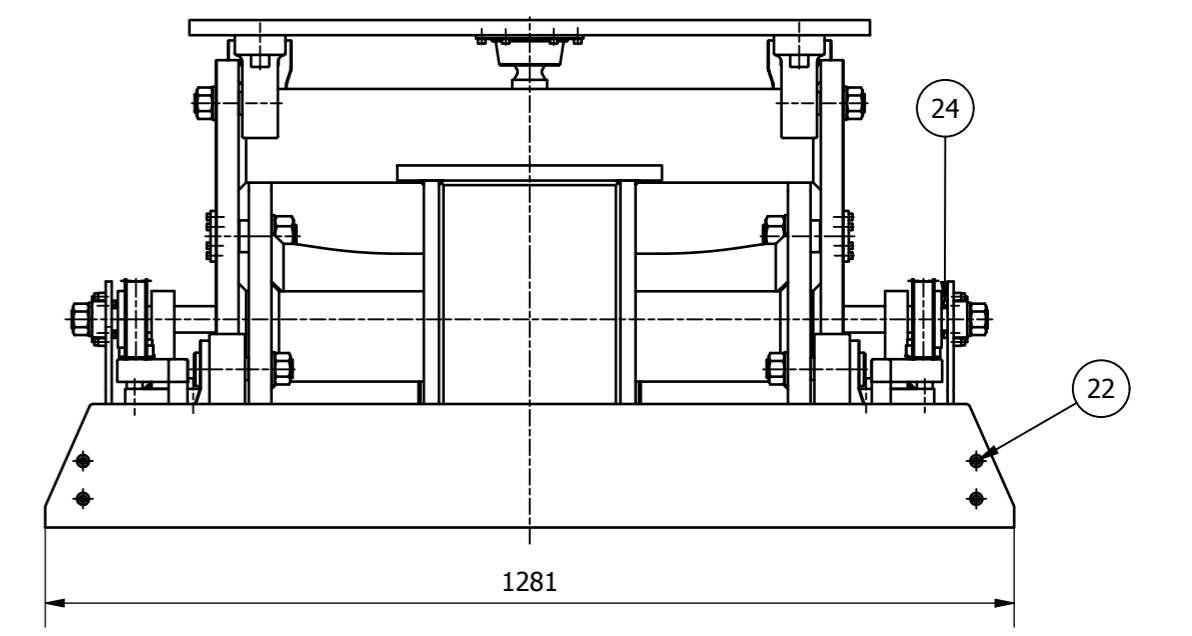
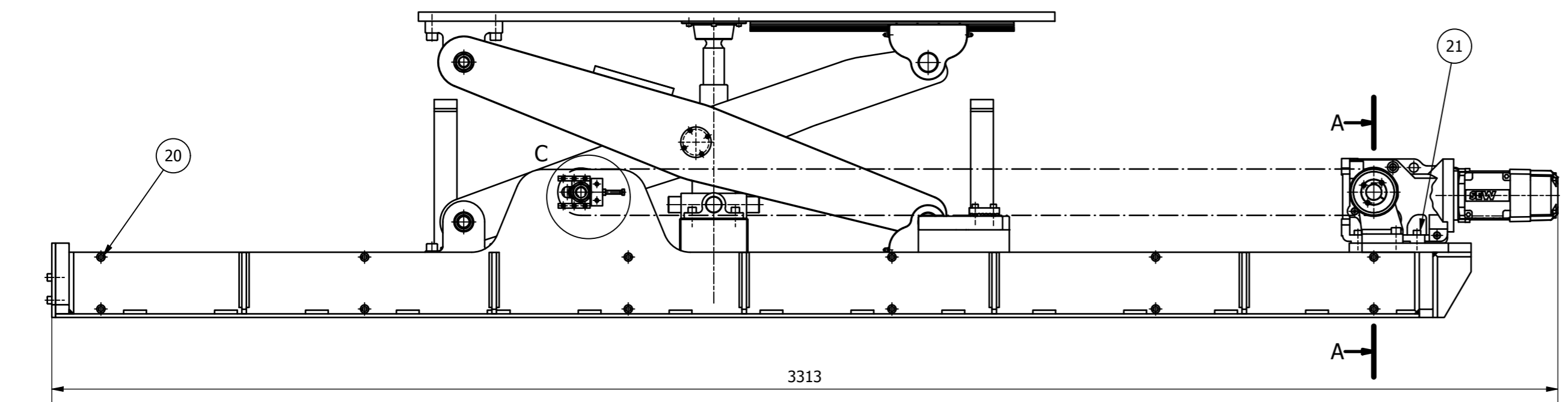
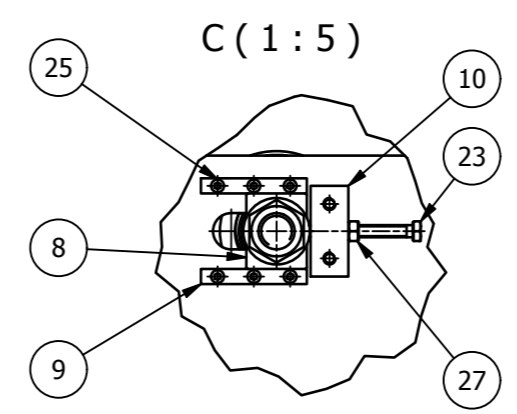
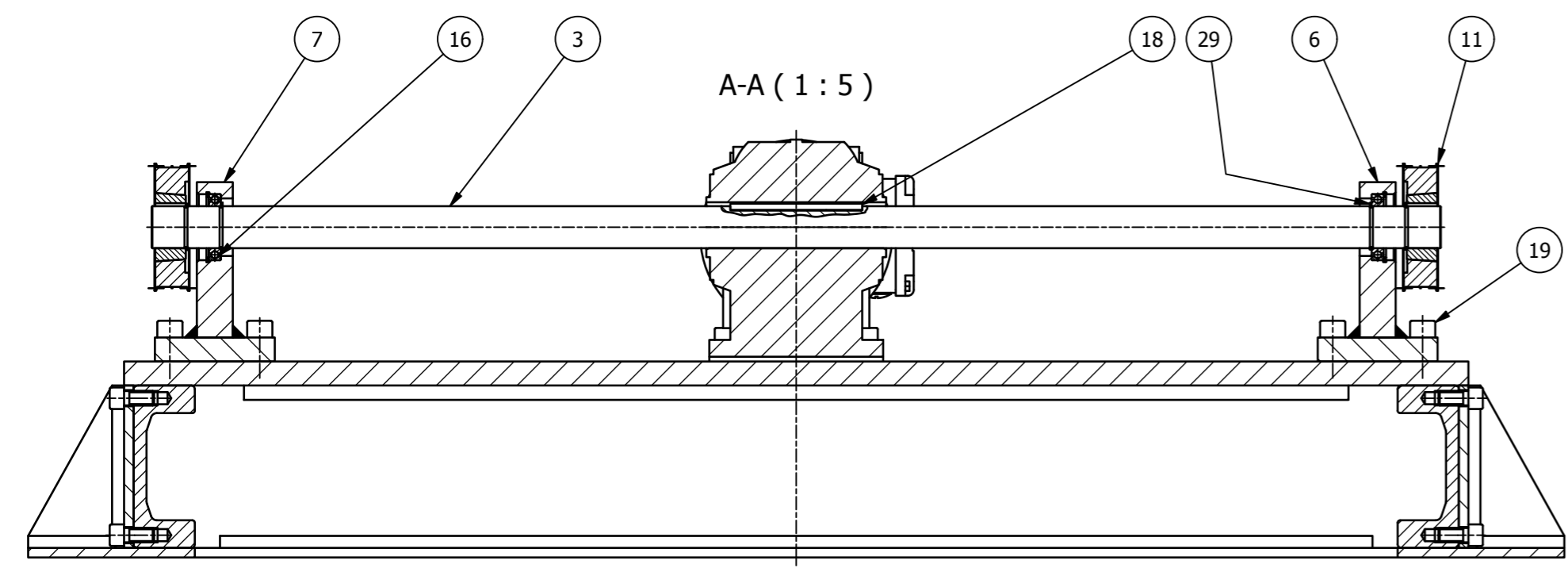
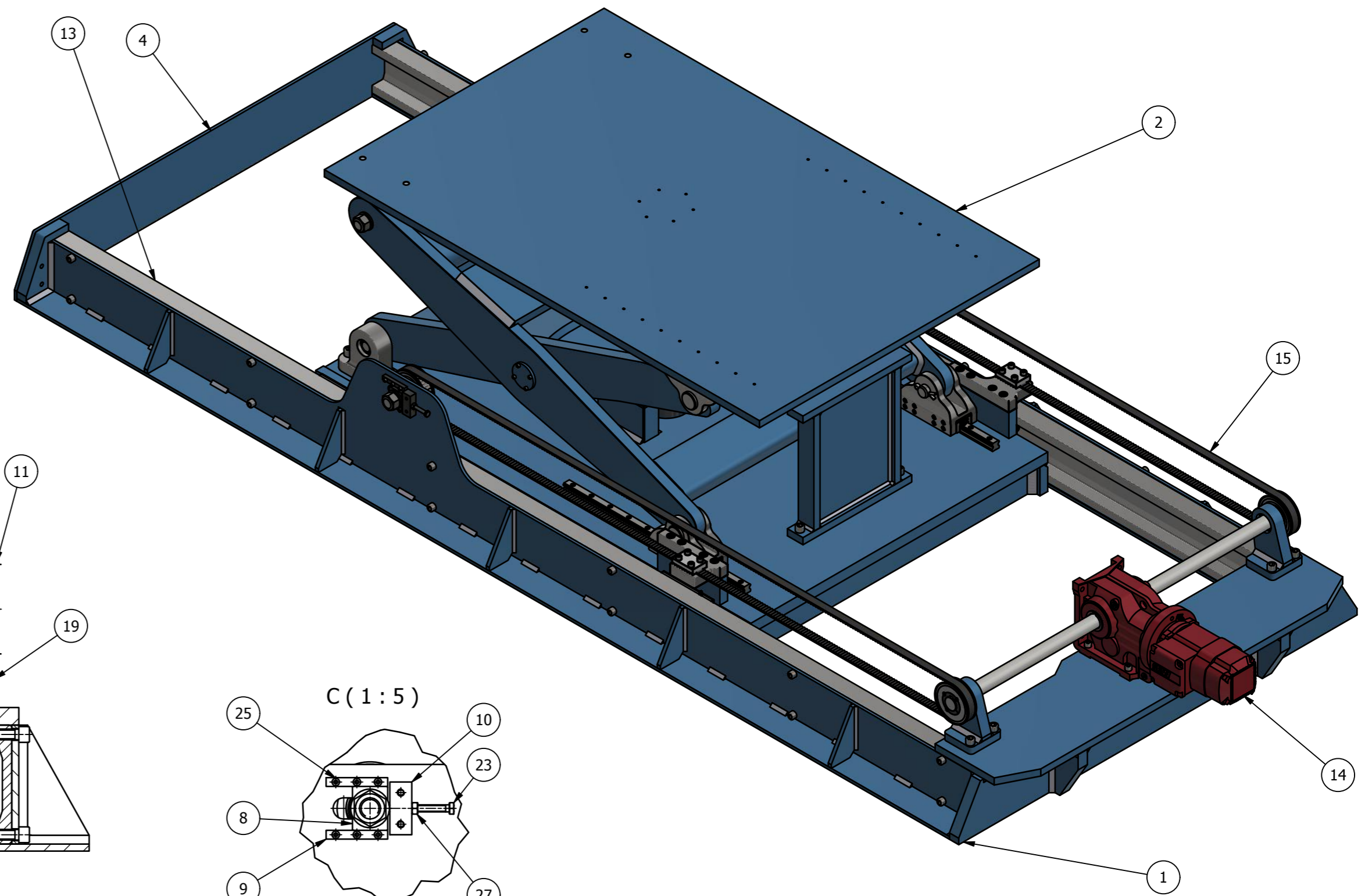
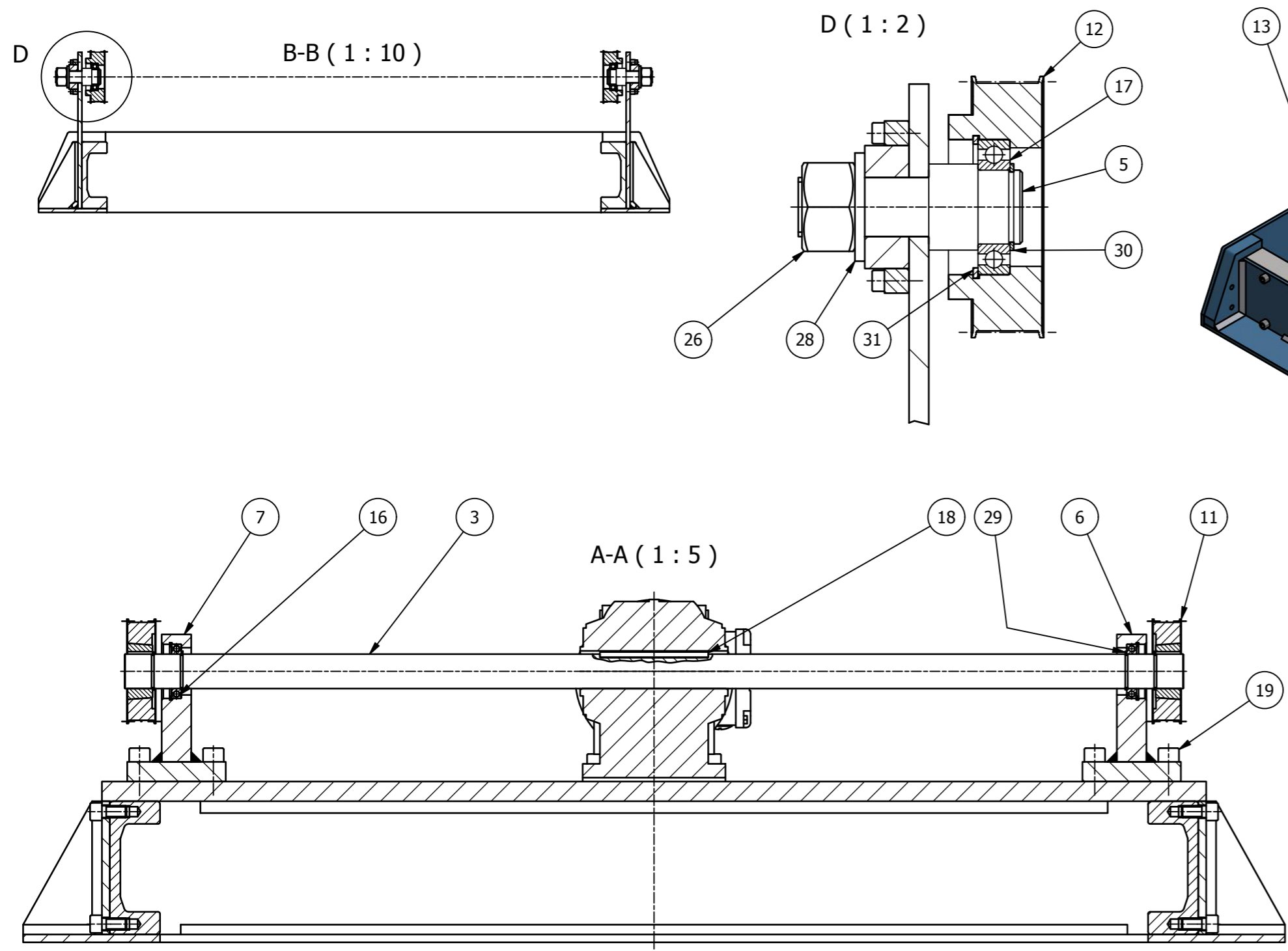
Řemenový pohon |

CONTI-HTD-3808-8M-20-Synchroforce CXP

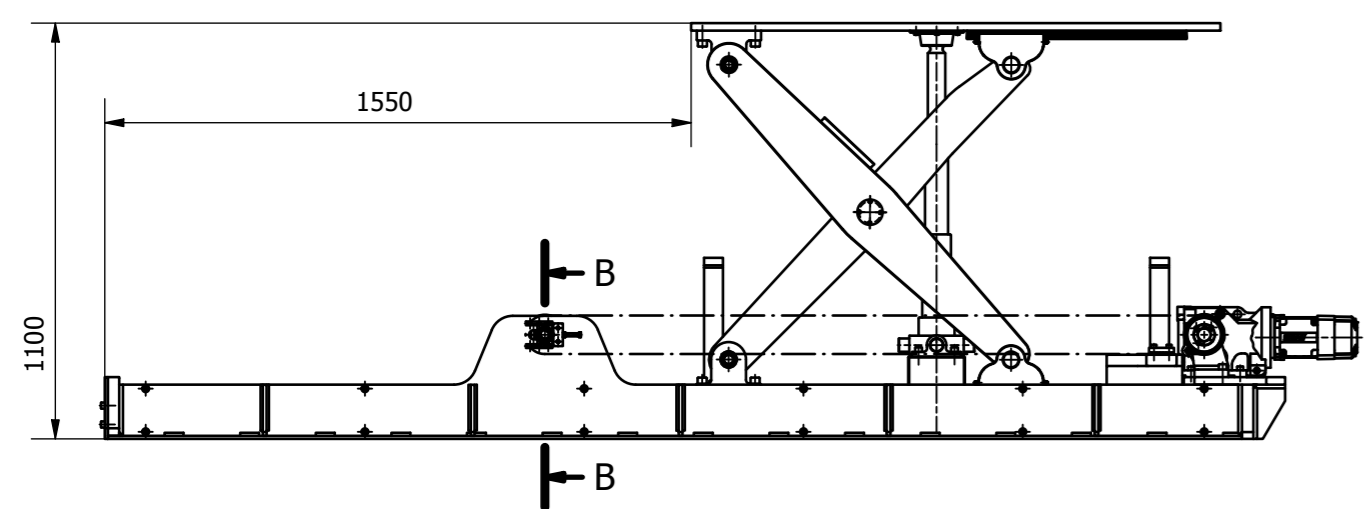
Grafický náhled pohonu



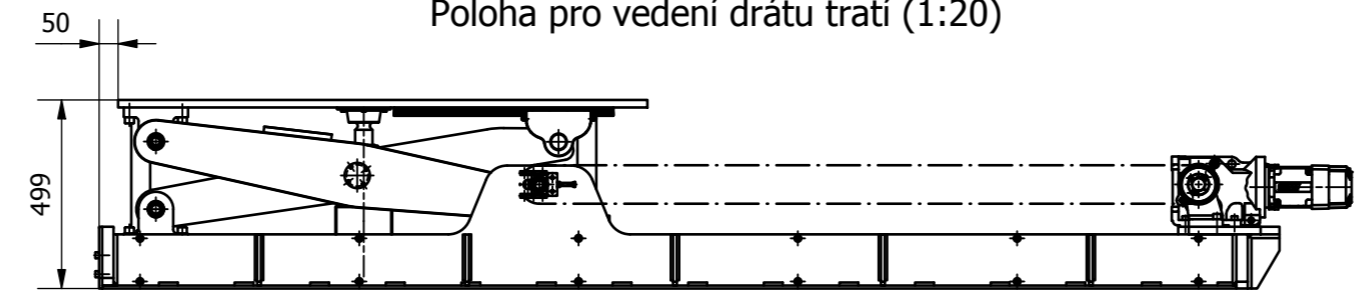
Obsah této tiskoviny je nezávazný a slouží výhradně za účelem poskytování informací. Uvedená aplikovaná autorská práva jsou vlastnictvím společnosti Continental AG.



Poloha pro založení drátu (1:20)



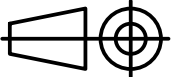
Poloha pro vedení drátu tratí (1:20)




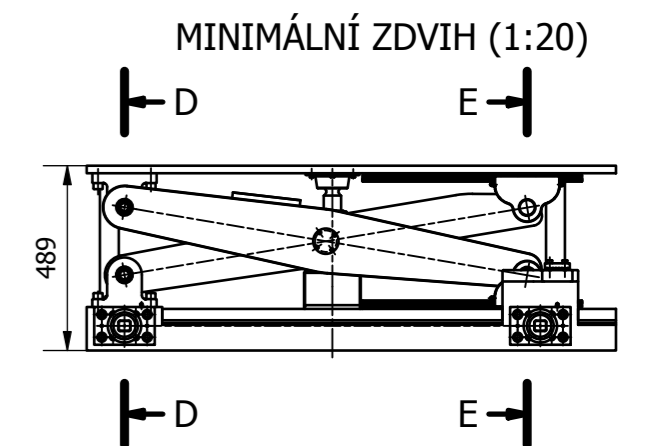
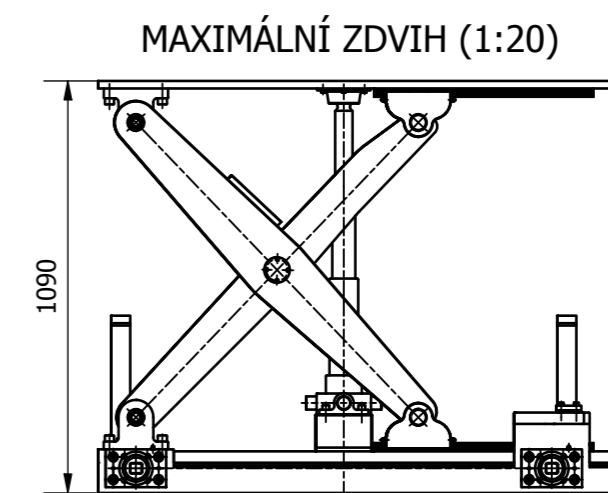
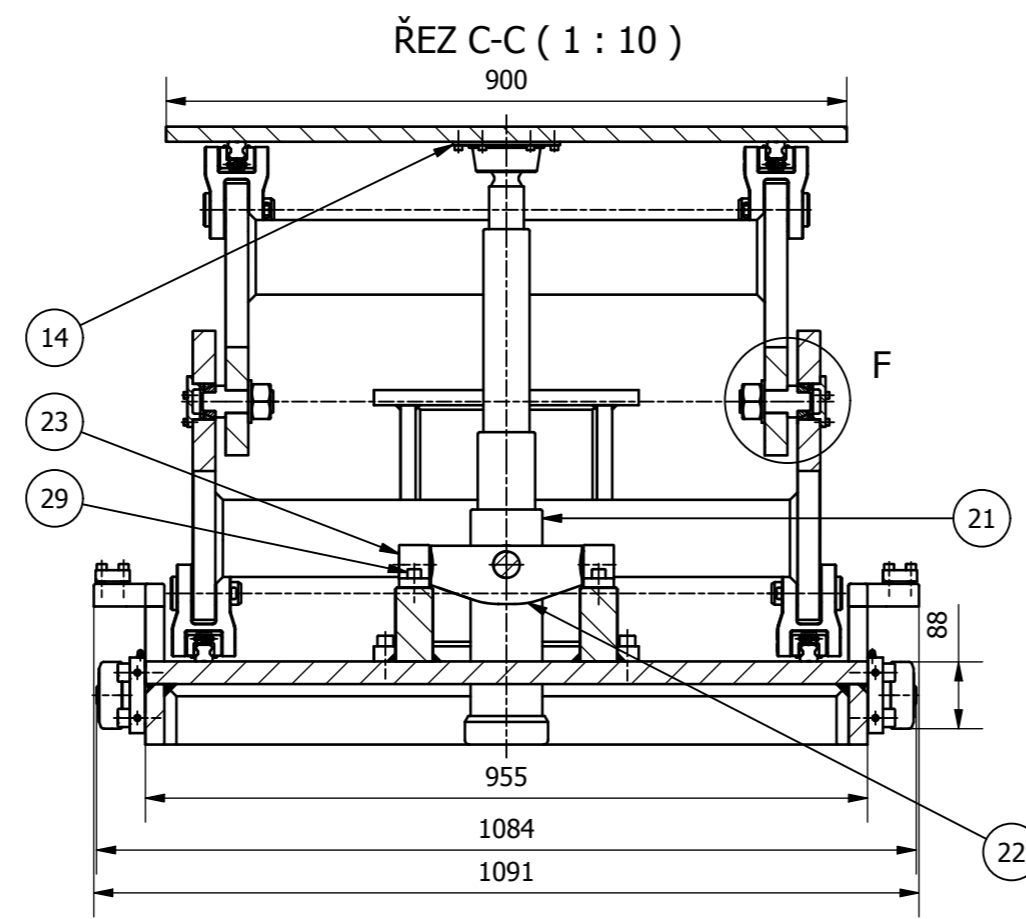
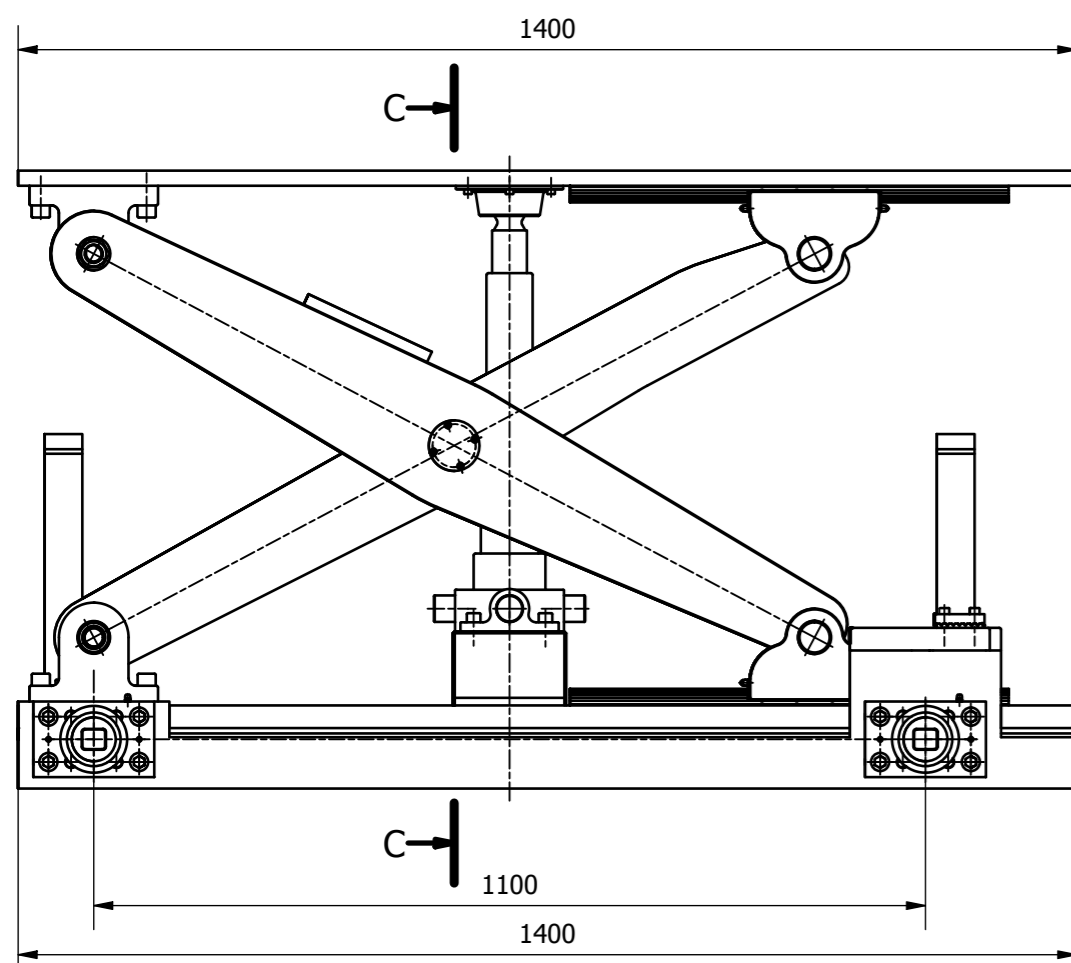
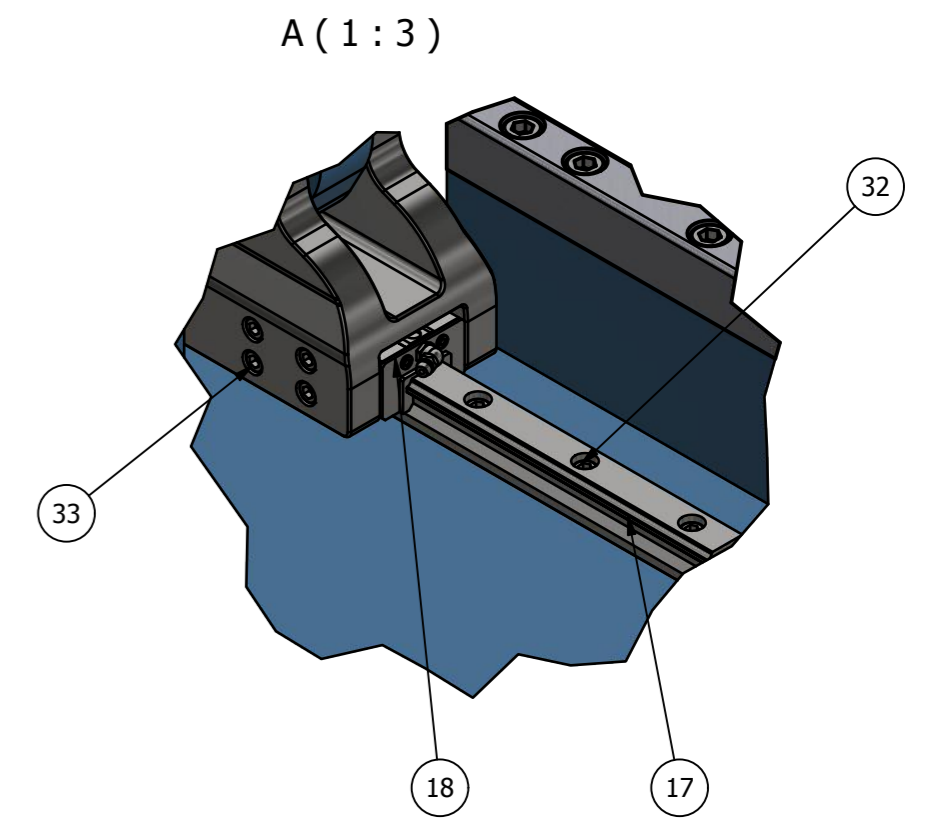
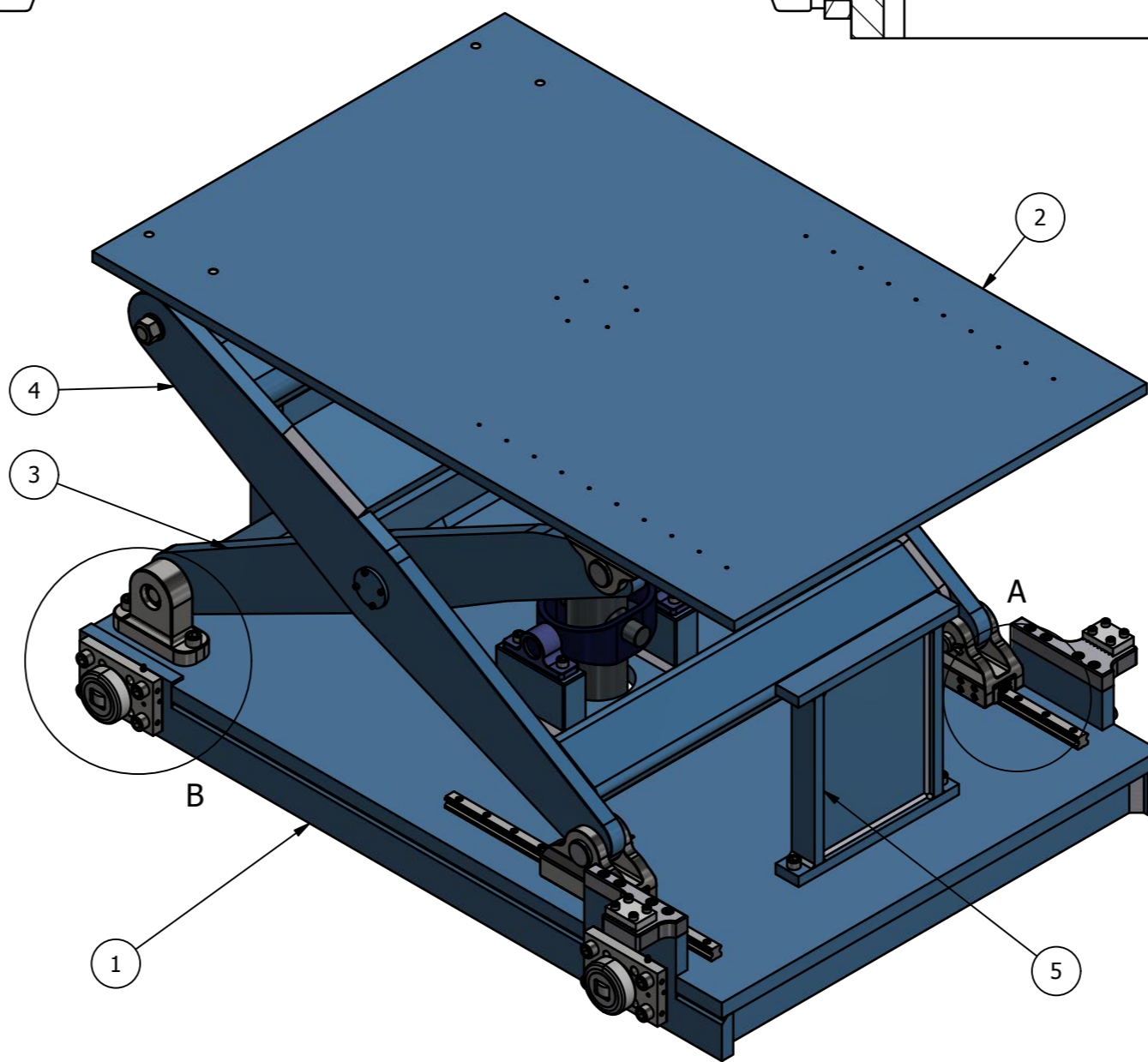
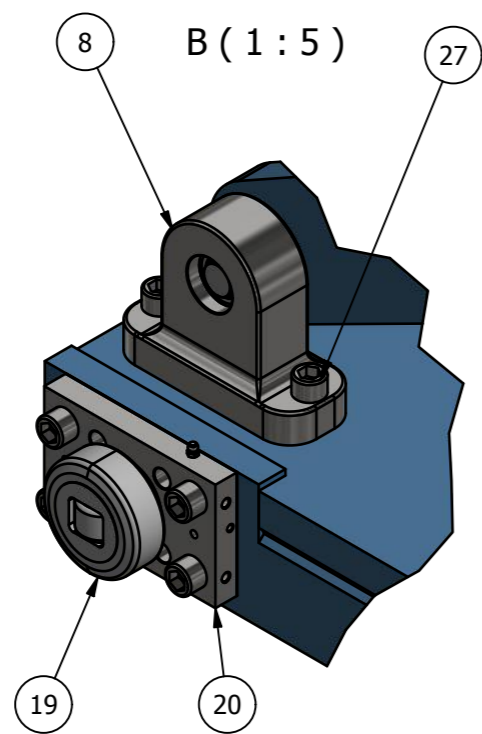
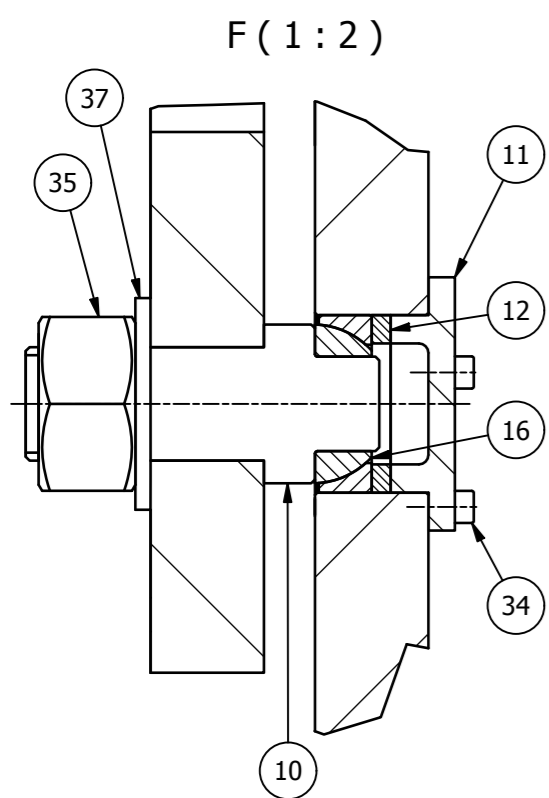
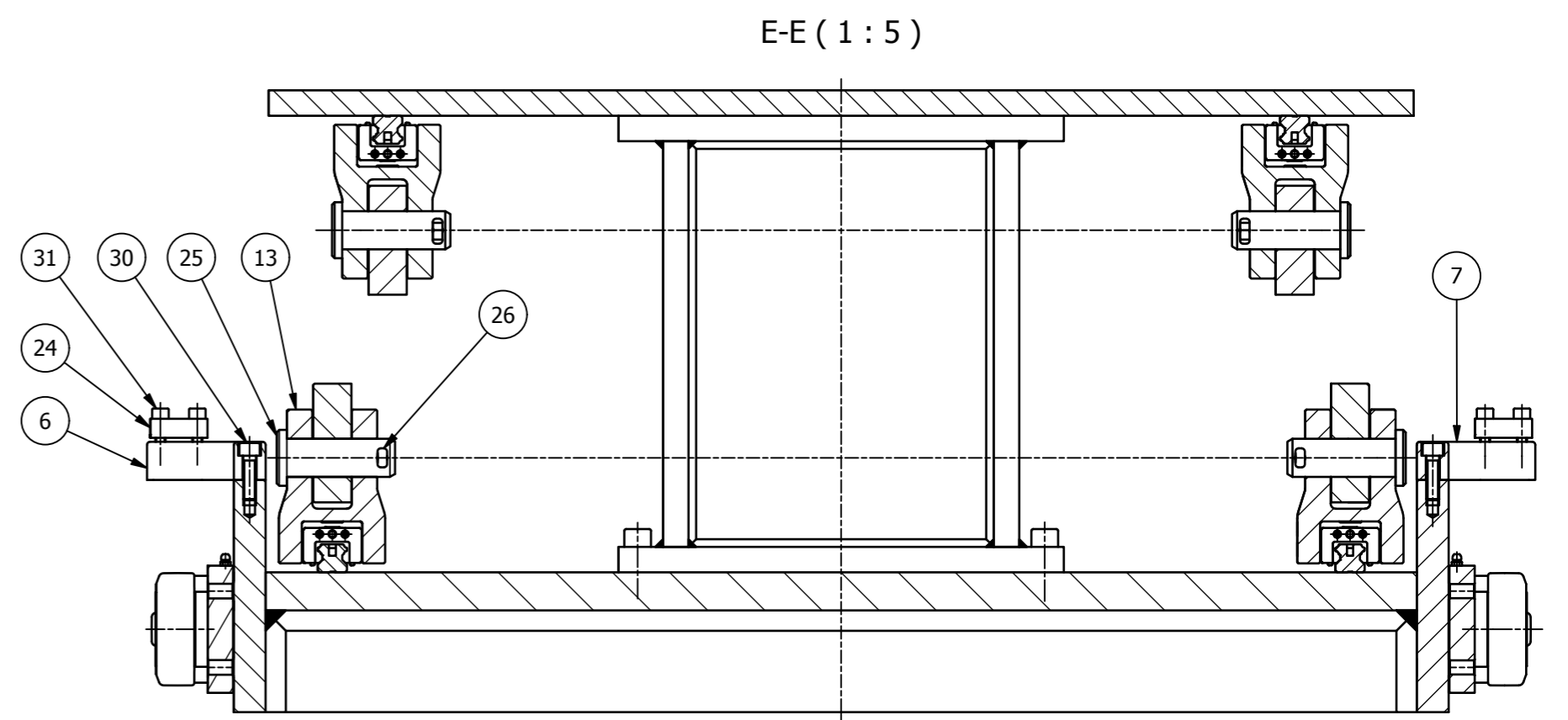
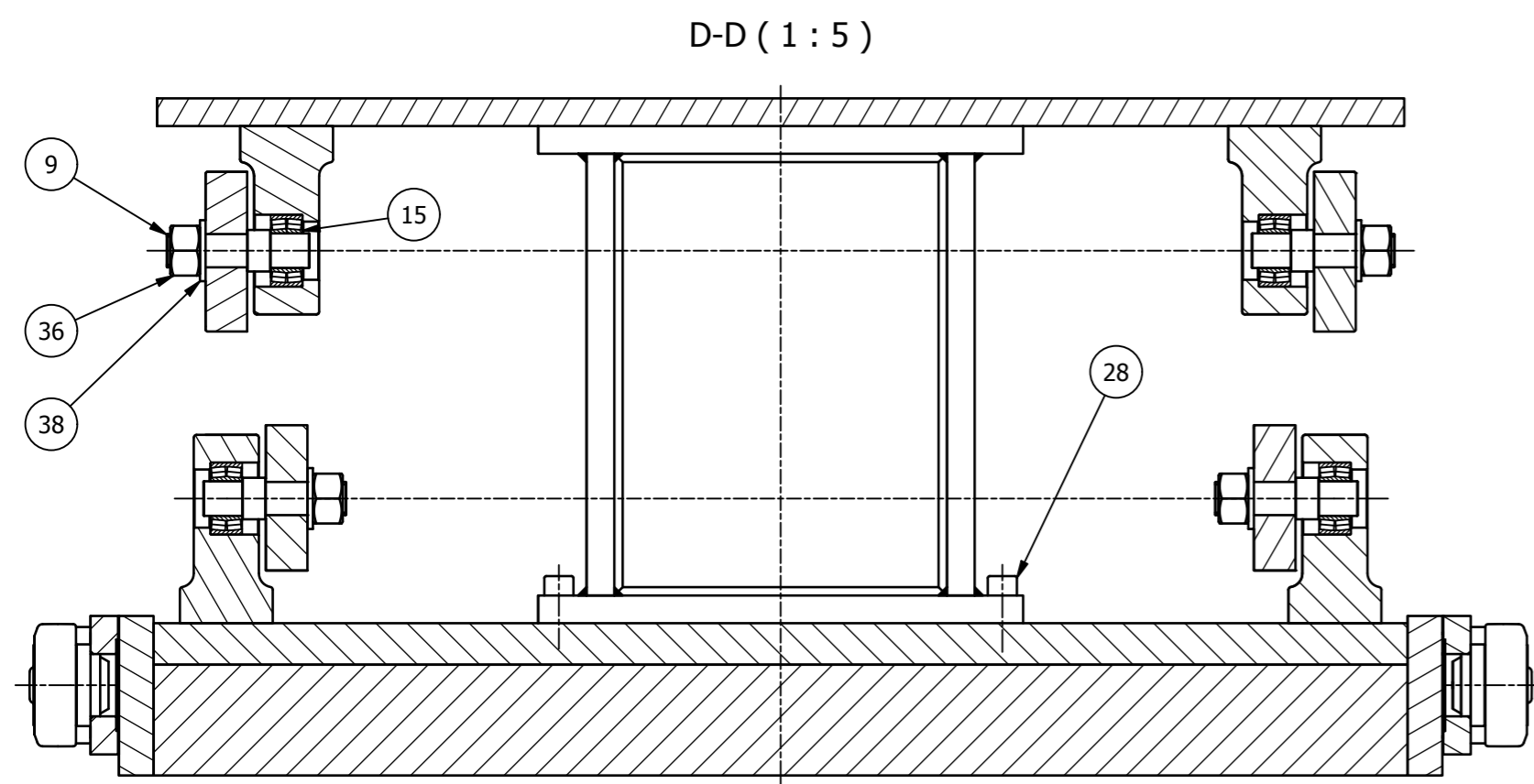
Měřítko 1:10	Hmotnost 1512 kg	Projitání	Formát A2
 KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Kreslil Daniel Hlavatý	Název Polohovací mechanismus	
	Datum 16.5.2023	Číslo dokumentu DP23_0	
	Schválil	Druh dokumentu SESTAVNÝ VÝKRES	
	Datum	List 1 Listů 2	

SEZNAM SOUČÁSTÍ

Pol.	SOUČÁST / OZNAČENÍ NORMY	POPIS	MATERIÁL / POLOTOVAR	Hmot. (kg)	KS
1	DP23_1	Rám	1.0553 / Svařenec	216,5	1
2	DP23_2	Mechanismus zvihu - podsestava		1070	1
3	DP23_3	Hřídel	1.0553 / Svařenec	8,6	1
4	DP23_4	Víko rámu	1.0553 P8 - 1000x2000 ČSN 42 5310	13,2	1
5	DP23_5	Čep řemenice	1.0553 / DIN EN 10060 - 35	0,4	2
6	DP23_6	Domek ložiska hřídele - levý	1.0553 / Svařenec	3,2	1
7	DP23_7	Domek ložiska hřídele - pravý	1.0553 / Svařenec	3,2	1
8	DP23_2-8	Destička napínání	1.0553 / DIN EN 10278 - 45x20	0,2	2
9	DP23_2-9	Vodící lišta	1.0553 / DIN EN 10059 - 12	0,05	4
10	DP23_2-10	Uchycení napínacího šroubu	1.0553 / DIN EN 10278 - 45x20	0,2	2
11	DP23_2-11	Hnací řemenice	Sestava kupovaných dílů	1,4	2
12	DP23_2-12	Napínací řemenice	Úprava katalogového dílu	1,8	2
13	PG 3 Nbv	Kolejnice Winkel		80	2
14	KA47BDR2S63MS4/BE03/TF	Motor s převodovkou SEW		24,9	1
15	SYNCHROFORCE CXP HTD 8M	Ozubený řemen ContiTech		0,4	2
16	SKF 61907-2RS1	Kuličkové ložisko		0,1	2
17	SKF 6006-2RS1	Kuličkové ložisko		0,1	2
18	ISO 2491 A 10x6x110	Pero těsné		0,05	1
19	ISO 4762 - M14x35	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	8.8	0,04	4
20	ISO 4762 - M12x25	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	8.8	0,04	24
21	ISO 4762 - M10x35	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	12.9	0,03	4
22	ISO 4762 - M10x25	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	6.8	0,03	4
23	ISO 4017 - M8x70	Šroub s šestihranou hlavou	12.9	0,03	2
24	ISO 4017 - M8x20	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	12.9	0,01	4
25	ISO 4762 - M5x16	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	8.8		12
26	ISO 4032 - M24	Matice šestihránná	10.9	0,1	2
27	ISO 4032 - M8	Matice šestihránná	8.8	0,01	2
28	ISO 7089 - 24	Podložka		0,03	4
29	ČSN 02 2930 - 35	Pojistný kroužek hřídele			4
30	ČSN 02 2930 - 30	Pojistný kroužek hřídele			2
31	ČSN 02 2931 - 55	Pojistný kroužek pro díry		0,01	4

Měřítko 1:10	Hmotnost 1512 kg	Promítání 	Formát A4
-----------------	---------------------	---	--------------

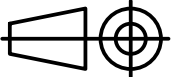
	Kreslil Daniel Hlavatý	Název Polohovací mechanismus
	Datum 16.5.2023	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu DP23_0
	Datum	
	Druh dokumentu SESTAVNÝ VÝKRES	List 2 Listů 2




Měřítko 1:10	Hmotnost 1070 kg	Promítání 	Formát A2
	Kreslil Daniel Hlavatý	Název Zdvihací mechanismus	
	Datum 15.5.2023	Číslo dokumentu DP23_2	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Datum	Druh dokumentu SESTAVNÝ VÝKRES
			List 1 Listů 3

SEZNAM SOUČÁSTÍ

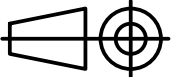
Pol.	SOUČÁST / OZNAČENÍ NORMY	POPIS	MATERIÁL / POLOTOVAR	Hmot. (kg)	KS
1	DP23_2-1	Spodní rám	1.0553 / Svařenec	445,1	1
2	DP23_2-2	Horní deska	1.0553 P20 - 1000x2000 ČSN 42 5310	197,6	1
3	DP23_2-3	Vnitřní rameno	1.0553 / Svařenec	117,6	1
4	DP23_2-4	Vnější rameno	1.0553 / Svařenec	152,7	1
5	DP23_2-5	Dosed	1.0553 / Svařenec	22,6	2
6	DP23_2-6	Upnutí řemenu - levá	1.0553 P30 - 1000x2000 ČSN 42 5310	2,6	1
7	DP23_2-7	Upnutí řemenu - pravá	1.0553 P30 - 1000x2000 ČSN 42 5310	2,6	1
8	DP23_2-8	Housing ložiska ramene	1.0553 P30 - 1000x2000 ČSN 42 5310	4,9	4
9	DP23_2-9	Čep - rameno-ložisko	1.0553 P30 - 1000x2000 ČSN 42 5310	0,4	4
10	DP23_2-10	Čep - spoj B	1.0553	0,6	2
11	DP23_2-11	Víko - spoj B	1.0553 / DIN EN 10060 - 70	0,3	2
12	DP23_2-12	Kroužek - spoj B	1.0553 / DIN EN 10060 - 48		2
13	DP23_2-13	Vidlice	1.0553 / DIN EN 10059 - 130	4,8	4
14	DP23_2-14	Příruba - poloha pohonu	1.0553 / DIN EN 10060 - 150	0,2	1
15	SKF_BS2-2205-2RS/VT143	Soudečkové ložisko		0,3	4
16	SKF_GAC 25 F	Kluzné ložisko s kosoúhlým stykem		0,1	2
17	HSR 25YR22020	Kolejnice THK		1,9	4
18	HSR25YR1SS-220L	Valivé hnízdo THK		0,7	8
19	4.058	Pojzdová rolna Winkel		1,8	4
20	AP 3.1-LUB	Příruba rolny Winkel		2	4
21	100 070 03 30	Teleskopický motor Fisatech		19,6	1
22	113 120 0950	Kolébka motoru Fisatech		3,3	1
23	115 0000 350	Domek Fisatech		0,7	2
24	20 HTD 8M	Upínací destička Haberkon		0,1	2
25	ISO 2341 - B - 30X85	Čep		0,6	4
26	ISO1234 - 8x45	Závlačka		0,03	4
27	ISO 4762 - M16x45	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	8 x 10.9 (DP23_2-8)16 x 12.9 (AP 3.1-LUB)	0,11	24
28	ISO 4762 - M14x40	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	6.8	0,08	4
29	ISO 4762 - M12x25	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	6.8	0,04	4
30	ISO 4762 - M10x35	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	10.9	0,03	8


Měřítko 1:10	Hmotnost 1070 kg	Promítání 	Formát A4
-----------------	---------------------	---	--------------

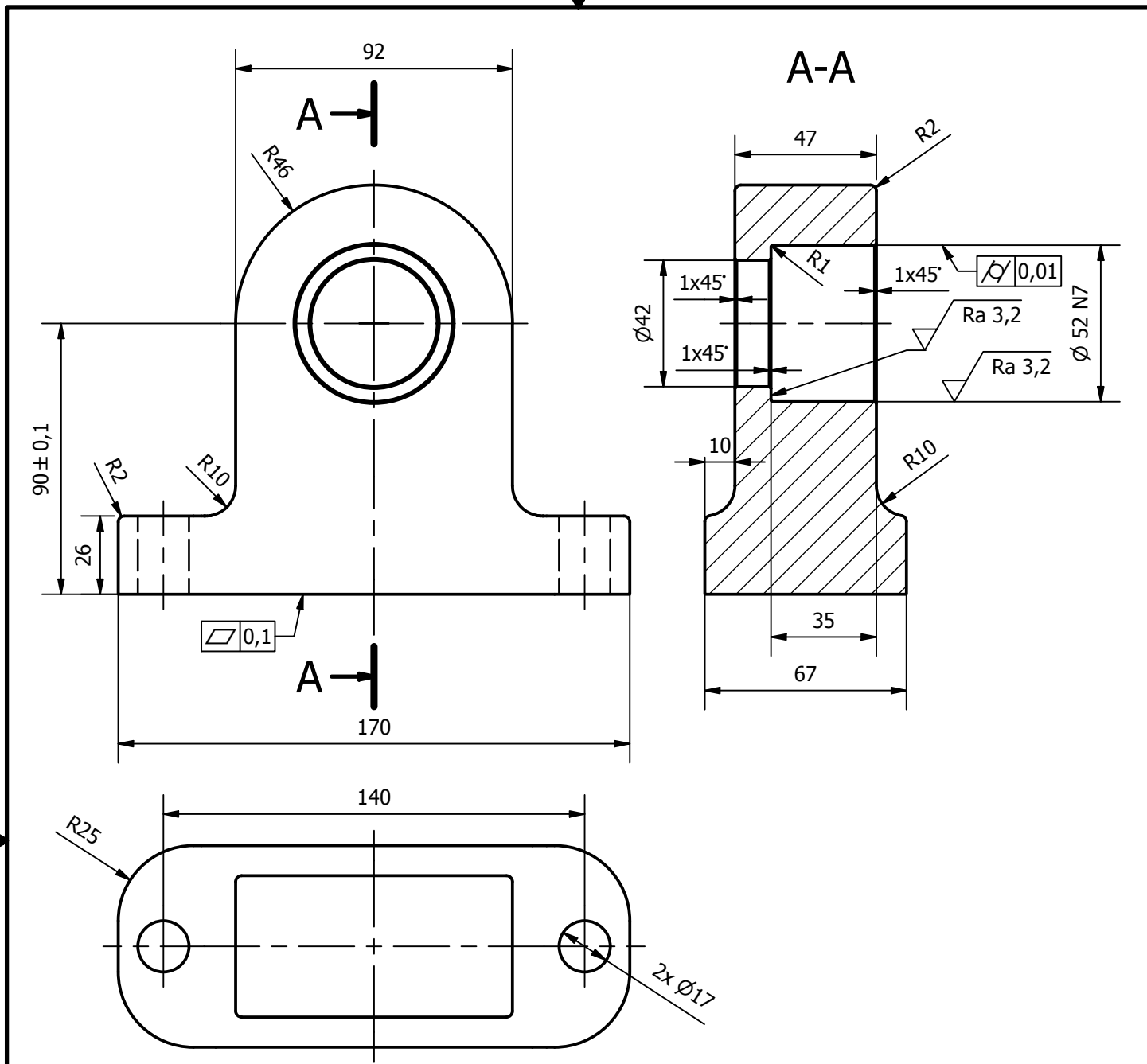
	Kreslil Daniel Hlavatý	Název Zdvihací mechanismus
	Datum 15.5.2023	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu DP23_2
	Datum	
	Druh dokumentu SESTAVNÝ VÝKRES	List 2 Listů 3

SEZNAM SOUČÁSTÍ

Pol.	SOUČÁST / OZNAČENÍ NORMY	POPIS	MATERIÁL / POLOTOVAR	Hmot. (kg)	KS
31	ISO 4762 - M8x30	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	12.9	0,02	8
32	ISO 4762 - M6x30	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	12.9	0,01	40
33	ISO 4762 - M6x16	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	12.9	0,01	38
34	ISO 4762 - M5x20	Šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem	12.9	0,01	8
35	ISO 4032 - M30	Matice šestihranná	8.8	0,2	2
36	ISO 4032 - M24	Matice šestihranná	10.9	0,1	4
37	ISO 7089 - 30	Podložka		0,06	2
38	ISO 7089 - 24	Podložka		0,03	4

Měřítko 1:10	Hmotnost 1070 kg	Promítání 	Formát A4
-----------------	---------------------	---	--------------

	Kreslil Daniel Hlavatý	Název Zdvihací mechanismus
	Datum 15.5.2023	
KKS KATEDRA KONSTRUOVÁNÍ STROJŮ	Schválil	Číslo dokumentu DP23_2
	Datum	
	Druh dokumentu SESTAVNÝ VÝKRES	List 3 Listů 3



Textura povrchu 	Hrany ISO 13 	Přesnost ISO 2768 mK
		Tolerování ISO 8015
		Materiál 1.0553

Měřítko 1:2	Hmotnost 4,9 kg	Promítání 	Formát A4
----------------	--------------------	---------------	--------------

	Kreslil Daniel Hlavatý	Název Housing ložiska ramene
	Datum 14.5.2023	
	Schválil Datum Druh dokumentu VÝROBNÍ VÝKRES	Číslo dokumentu DP23_2-8