

Diplomová práce

Návrh zvedacího mechanismu pro rošt laserového stroje

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Jan Špringl

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

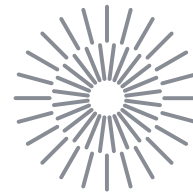
Katedra výrobních systémů a automatizace

Konzultant práce:

Ing. Martin Lachman, Ph.D.

Katedra výrobních systémů a automatizace

Liberec 2024



Zadání diplomové práce

Návrh zvedacího mechanismu pro rošt laserového stroje

Jméno a příjmení:

Bc. Jan Špringl

Osobní číslo:

S22000243

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Zadávající katedra:

Katedra výrobních systémů a automatizace

Akademický rok:

2023/2024

Zásady pro vypracování:

Hlavním cílem této diplomové práce je konstrukční návrh zvedacího mechanismu pro rošt laserového řezacího stroje, který je umístěn v laboratoři KSA.

- 1) Seznámení se s konstrukcí laserového řezacího stroje v laboratoři KSA a s doporučenou literaturou.
- 2) Provedení rešerše o způsobech zakládání palet do laserových strojů a vhodných zvedacích mechanismů.
- 3) 3D designové návrhy možných řešení zvedacího mechanismu se stručnou ekonomickou rozvahou.
- 4) Porovnání jednotlivých řešení s výběrem nevhodnější varianty.
- 5) Vytvoření výrobní dokumentace u vybrané varianty.

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: cca 60 stran
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] TAICH, J. Odsávání spalin u laserového stroje. Liberec, 2016. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů a automatizace.
- [2] LÁNÍK, Š. Designový návrh přídatné rotační osy pro laserové řezání trubek. Liberec, 2018. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů a automatizace.
- [3] VESECKÝ, J. Úprava pohybových os u laserového stroje. Liberec, 2023. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů a automatizace.
- [4] PEŠÍK, L. *Části strojů: stručný přehled*. 1. díl. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2.
- [5] PEŠÍK, L. *Části strojů: stručný přehled*. 2. díl. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [6] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2016. ISBN 978-80-7494-294-5.
- [7] CERHA, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy II*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-297-5.

Vedoucí práce: Ing. Petr Zelený, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Konzultant práce: Ing. Martin Lachman, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Datum zadání práce: 6. listopadu 2023

Předpokládaný termín odevzdání: 6. května 2025

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.
garant studijního programu

V Liberci dne 6. listopadu 2023

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Návrh zvedacího mechanismu pro rošt laserového stroje

Abstrakt

Tato práce se zabývá konstrukcí zvedacího mechanismu pro rošt laserového stroje. V rešeršní části je rozebrán důvod konstrukce tohoto mechanismu společně s představením stroje, pro který se úprava bude provádět. Dále jsou představeny podobné laserové stroje a řešení jejich systémů pro zakládání polotovarů. Následně jsou uvedeny různé zvedací mechanismy, které by se daly využít pro konstrukci. V konstrukční části je potom uvedeno několik hrubých konstrukčních návrhů, ze kterých jsou vybrány dva pro podrobnější zpracování s výpočty. Poté se provede ekonomické a funkční porovnání obou návrhů. Vybere se návrh, který je nejvhodnější a pro něj se vypracuje výrobní dokumentace obsažená v příloze.

Klíčová slova: zvedací mechanismus, laser, rošt

Design of lifting mechanism for laser machine grating

Abstract

This work deals with the construction of the lifting mechanism for the laser machine grid. In the research part, the reason for the construction of such a mechanism together with the introduction of the machine for which the modification will be made is discussed. Next, similar laser machines are presented with solutions for loading semi-finished products. Finally, various lifting mechanisms that could be used for the structure of the lifting mechanism are presented. In the structural part, several rough structural designs are then presented, from which two are selected for more detailed processing with calculations. Subsequently, an economic and functional comparison of both mechanisms will be made. Then will be choosed the design that is most suitable and prepare the production documentation to be included in attachment.

Keywords: lifting mechanism, laser, grid

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Petru Zelenému Ing. Ph.D. a konzultantovi Ing. Martinu Lachmanovi, Ph.D. za jejich pomoc, trpělivost a cenné rady při vypracovávání této práce. Děkuji své rodině za neustálou podporu při studiu a tvorbě této práce.

Obsah

1	Úvod	9
2	Cíl práce	10
3	Dělení materiálu za pomoci laserových strojů	11
4	Popis upravovaného stroje	12
4.1	Důvod úpravy	13
5	Představení podobných laserových strojů společně s jejich řešením zakládání	14
5.1	RMT Kyson 48-0.5	15
5.2	EAGLE iNspire	16
5.3	Oree OR-EH series	17
6	Zvedací mechanismy a mechanismy využívané pro jejich stavbu	19
6.1	Ozubené kolo a pastorek	19
6.2	Posuvový šroub a matice	20
6.3	Nůžkový mechanismus	21
6.4	Hydraulické zvedací mechanismy	21
7	Rozbor jednotlivých konstrukčních návrhů	22
7.1	Návrh 1 - ozubené hřebeny bez dalšího vedení	22
7.1.1	Klady	23
7.1.2	Zápory	23
7.2	Návrh 2 - ozubené hřebeny s přídavným vedením	24
7.2.1	Klady	25
7.2.2	Zápory	26
7.3	Návrh 3 - ozubené hřebeny bez dalšího vedení varianta 2	26
7.3.1	Klady	26
7.3.2	Zápory	27
7.4	Návrh 4 - využití pohybových šroubů bez dalšího vedení	27
7.4.1	Klady	28
7.4.2	Zápory	29
7.5	Volba dvou variant pro podrobné zpracování	29

8	Pevnostní výpočty varianty s ozubenými hřebeny	30
8.1	Výpočet hmotnosti pojezdu a určení zátěžných sil	31
8.2	Dimenzování ozubených kol - výčet vzorečků	31
8.3	Dimenzování ozubených kol - vstupní a výstupní hodnoty převodovka	33
8.4	Dimenzování ozubených kol - vstupní a výstupní hodnoty pastorek a ozubený hřeben	36
8.5	Dimenzování ozubených řemenů	39
8.6	Dimenzování per	40
8.6.1	Výčet vzorečků které byly použity pro kontrolu těsných per .	40
8.6.2	Pevnostní kontrola per	40
8.7	Kontrola ložisek	42
8.7.1	Reakční síly na přední průběžné hřídeli	42
8.7.2	Životnost ložisek na přední průběžné hřídeli	43
8.7.3	Reakční síly na zadní průběžné hřídeli	44
8.7.4	Životnost ložisek na zadní průběžné hřídeli	46
8.7.5	Reakční síly na uložení hřídele převodovky	47
8.7.6	Životnost ložisek v převodovce	48
9	Návrh a výpočty varianty se závitovými tyčemi	51
9.1	Výpočet hmotnosti pojezdu a určení zátěžných sil	51
9.2	Uložení závitových tyčí	52
9.2.1	Ocelové úhelníky s koupnými ložiskovými domky	52
9.2.2	Vlastní konstrukce uložení	53
9.3	Komplikace s délkou řemenu	54
9.4	Návrh řemenových převodů	55
9.4.1	Zadní rozvod od motoru	55
9.4.2	Boční rozvody	56
9.5	Pevnostní kontrola per	57
9.6	Pevnostní kontrola ložisek	58
9.6.1	Reakční síly na posuvovém šroubu	58
9.6.2	Životnost ložisek horního uložení posuvových šroubů	59
9.6.3	Životnost ložisek spodního uložení posuvových šroubů	60
9.6.4	Reakční síly na hřídeli pro uložení vložených řemenic	61
9.6.5	Životnost ložisek vložených řemenic	61
10	Ekonomické zhodnocení preferovaných variant	63
11	Technické porovnání preferovaných variant	64
12	Montáž a vizualizace	65
13	Zhodnocení technického řešení	68
	Použitá literatura	71

1 Úvod

Práce se zabývá konstrukcí zvedacího roštu pro laserový stroj. Tento stroj provozuje Katedra výrobních systémů a automatizace na Technické univerzitě v Liberci. Při jeho provozu, především při rychlých změnách směru pohybu, dochází ke zkrutným deformacím jedné z os. Tyto deformace způsobuje silové působení, za které může nevyváženost osy Z při práci stroje (stroj zobrazen na obrázku 4.1). Cílem práce je tedy postavit zvedací mechanismus pro rošt tohoto laserového stroje. Mechanismus by měl být schopný při každé práci nastavit takovou výšku roštu, při které bude osa Z v rovnováze. Zkrutné deformace budou tím pádem v ideálním případě eliminovány.

V první části práce naleznete její cíle. Tedy to, čeho je třeba dosáhnout a případná omezení při realizaci. Následně bude představena samotná technologie dělení materiálu pomocí laserového paprsku. Dále proběhne stručné seznámení se strojem, který se nachází v laboratoři KSA. V této kapitole se představí problém s vizualizací toho, jaký rozdíl přinese to, když k řezání dochází ve vhodnější výšce. Dále budou uvedeny některé další laserové stroje od různých firem. Společně se stroji bude řešeno i zakládání do nich. Při zakládání se totiž mohou využívat principy ze kterých se dá čerpat inspirace pro vlastní řešení zvedacího stolu. Jako poslední před konstrukčními návrhy jsou zmíněny některé mechanismy, které se dají využít pro zvedání.

Jako první v konstrukční části budou uvedeny čtyři koncepční varianty. Ty pouze demonstrují přibližné rozložení komponent a kinematiku dané varianty. Z těchto variant se vyberou dvě, které se podrobněji zpracují. Budou pro ně provedeny některé pevnostní výpočty. V případě, že nastane nějaký problém při řešení, bude popsán v příslušné kapitole. Propočtené návrhy se následně porovnají z ekonomického hlediska a provede se jejich celkové vzájemné porovnání na základě toho, jak jsou schopné plnit svou funkci. Po porovnání dojde k výběru jedné finální varianty, pro kterou bude zpracována kompletní výrobní dokumentace se stručným popisem toho, jak by měla probíhat montáž zvedacího mechanismu do stroje.

2 Cíl práce

Hlavním cílem práce je konstrukční návrh zvedacího mechanismu pro rošt laserového stroje, který je umístěn v laboratoři KSA. Jedním z důvodů vzniku této práce jsou zkrutné deformace nosníku pojezdu osy X, které se dějí především při prudkých změnách rychlosti a směru pohybu v ose Y vlivem vysokého vysunutí osy Z při práci stroje.

Mimo zadání byly stanoveny některé požadavky, kterým by bylo dobré vzhledem k různým okolnostem vyhovět.

Ponechání minimálního pracovního prostoru 1000 x 800 mm v osách XY. Toto omezení vychází ze skutečnosti, že se na stroji desky o větších rozměrech nezpracovávají. Samozřejmě pokud se podaří mechanismus zkonstruovat tak, aby ponechal větší pracovní prostor, bude to výhodou. Je zde také související prostorové omezení, za které může krytování lineárních kolejnic stroje, to ubírá několik centimetrů, které se nedají využít z každé strany stávajícího roštu laserového stroje. V těchto nevyužívaných prostorech by bylo ideální mechanismus realizovat.

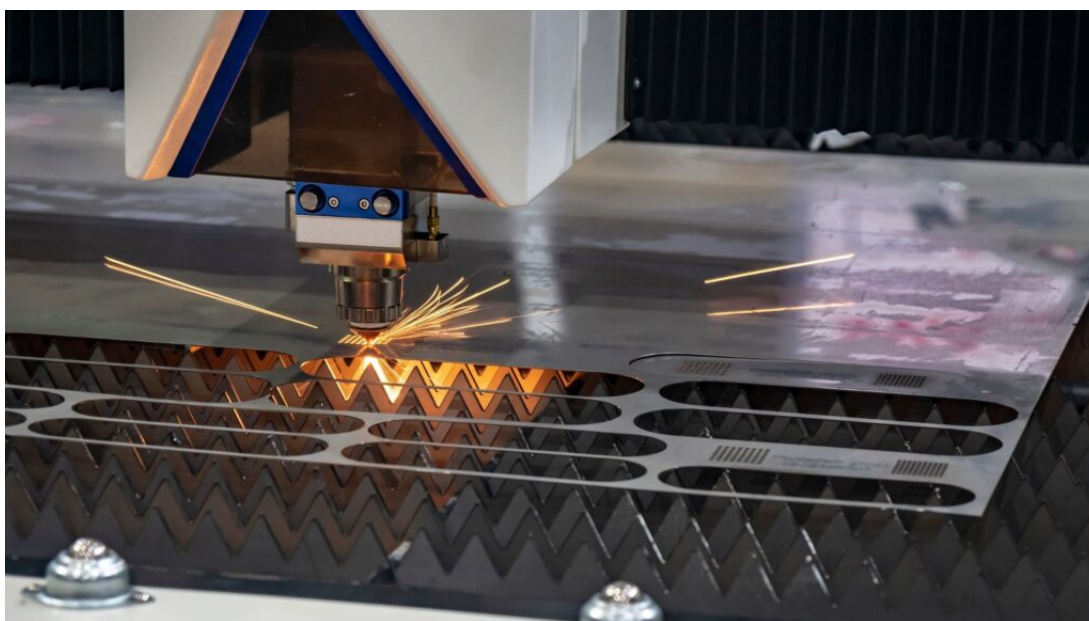
Další prostorové omezení souvisí se samotným roštem. Zkonstruovaný mechanismus by měl ve své nejnižší poloze dosáhnout maximálně na aktuální výšku roštu. Toto omezení souvisí s některými pracemi, které se na stroji v minulosti realizovaly. Pro rošt zde platí ještě jedno omezení a to takové, že kvůli nepříznivému prostředí není vhodné pod něj ukládat většinu součástí mechanismu.

Omezení týkající se elektroinstalace. Velice dobrým nápadem je propojení zvedacího roštu přímo se stávajícím řídicím systémem stroje SINUMERIK 840D. Katedra má k dispozici jednu náhradní řídicí kartu pro servopohon, na který je v současné elektroinstalaci ještě místo. Omezení tedy spočívá v použití jediného servopohonu (ideálně od značky SIEMENS) o maximálním výkonu, který zvládne řídicí karta. Bude tedy nutné rozvést výkon z jednoho zdroje do všech potřebných míst konstrukce.

3 Dělení materiálu za pomoci laserových strojů

Řezání pomocí laserového paprsku je technologie, která využívá vysoce výkonné lasery k řezání různých materiálů, včetně kovu. Je známá svou vysokou přesností, rychlostí a všestranností a je preferovanou metodou v mnoha průmyslových odvětvích. Nezbytnou součástí laserového stroje je samotný laser. K tomuto účelu lze použít různé typy laserů, včetně CO₂ a vláknových laserů.[1]

Mezi klíčové parametry, které je třeba pečlivě řídit při řezání laserem, patří výkon laseru, rychlost řezání, pulzní frekvence, velikost ohniska a tlak pomocného plynu. Tyto faktory přímo ovlivňují kvalitu řezu, účinnost a celkovou tepelně ovlivněnou zónu. Řezání kovů laserem nabízí tolerance, typicky v rozmezí $\pm 0,1$ mm až $\pm 1,0$ mm v závislosti na tloušťce materiálu. Maximální tloušťka řezaného materiálu se liší podle toho, jaký materiál se bude řezat, ale moderní vláknové lasery zvládnou řezat materiály až do tloušťky 20 mm.[1]



Obrázek 3.1: Laserový stroj při práci [1]

4 Popis upravovaného stroje

Upravovaný stroj se nachází v laboratoři KSA. Rám stroje je postaven z hliníkových protlačovaných profilů různých velikostí. Na rámu jsou přidělané lineární osy typu BSU 160-6-5 v různých délkách, které zaručují posun ve směrech X, Y a Z. Pohon jednotlivých os zajišťují motory od firmy Siemens, které jsou řízeny za pomoci systému SINUMERIK 840 D. V ose Y jsou dva motory pracující v Gantry režimu.[2]

Výkon laseru	400 W
Velikost pracovního prostoru	1200 x 900 mm
Přesnost polohování	± 0.02 mm
Maximální akcelerace	1 m/s^2
Maximální rychlost	4 m/min

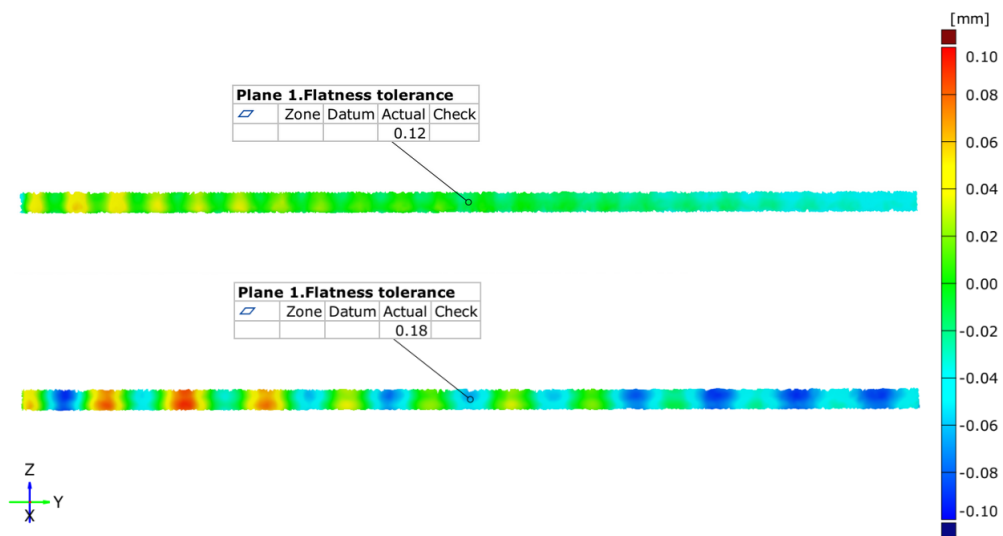
[2]



Obrázek 4.1: Laserový stroj v laboratoři KSA

4.1 Důvod úpravy

Důvodem pro vytvoření zvedacího mechanismu pro tento stroj jsou zkrutné deformace pojezdu osy X při řezání. Při řezání musí laserová hlava sjet dolů těsně nad plech, od kterého si při řezání udržuje konstantní odstup. Při takto velkém vyjetí osy se velká část pojezdu osy Z dostane pod nosník osy X, tím vznikne nevyváženost. Kvůli této nevyváženosti při prudkých změnách rychlosti osy Y dochází ke zkrutu nosníku osy X. Cílem zvedacího mechanismu je tedy zajistit to, aby k řezání při libovolných výškách polotovaru docházelo v poloze, ve které jsou hmoty osy Z nad a pod nosníkem osy X vyvážené.



Obrázek 4.2: Porovnání výpalků v stávající a nejlepší nastavené výšce

Na obrázku výše je možné vidět 3D sken hran dvou různých plechů se stejnými rozměry. Spodní je plech vypálený ve výšce, ve které stroj standardně pracuje a na obrázku výše je vidět hrana plechu v nejlepší stavu, jaký se podařilo dosáhnout. Jak je vidět z obrázku, u plechu v ideální výšce dojde ke snížení amplitudy a rychlému utlumení kmitů.

5 Představení podobných laserových strojů společně s jejich řešením zakládání

V této kapitole budou představeny stroje od různých firem. Při zakládání do těchto strojů se využívají různé zvedací mechanismy, které mohou být využity jako inspirace vlastního řešení. Zároveň některé stroje využívají zvedacího stolu, to ale není zdaleka tak časté. Tyto konstrukce zvedacích stolů mohou také sloužit jako dobrá inspirace pro další řešení.

5.1 RMT Kyson 48-0.5

Výkon laseru	500 W
Velikost pracovního prostoru	1250 x 2500 mm
Přesnost polohování	± 0.03 mm
Maximální akcelerace	30 m/s^2
Maximální rychlost	200 m/min

Zakládací systém je zde řešen pomocí zvedacího mechanismu, který je poháněn hydraulickými válci. Zakládací mechanismus u tohoto stroje je schopen pojmout pouze dvě palety, tak aby bylo možné za chodu stroje připravit vždy nový rošt. Po dokončení řezání dojde k výměně roštů s hotovými výrobky a polotovary. Tato výměna zabere pouze několik málo desítek vteřin. Jedná se tak o výrazné zefektivnění výrobního procesu oproti variantě, která využívá pouze jediného roštu. Bohužel toto řešení se nedá pokládat za inspirativní, protože nesplňuje dohodnutá konstrukční omezení. Především tedy to, že by bylo obtížné zařídit, aby se dal hydrogenerátor hnát nějakým servopohonem, který podporuje ovládací karta dostupná na katedře. [3]

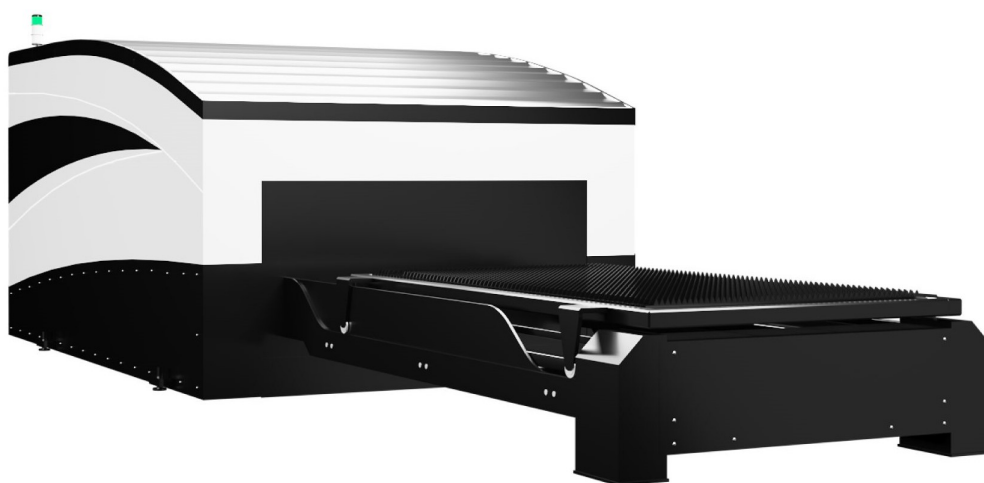


Obrázek 5.1: RMT Kyson 48-0.5 [3]

5.2 EAGLE iNspire

Výkon laseru	1 - 20 kW
Velikost pracovního prostoru	3060 x 1540 mm - 16110 x 3098 mm
Přesnost polohování	± 0.05 mm
Maximální akcelerace	60 m/s^2
Maximální rychlost	250 m/min

V řadě iNspire se dají nalézt stroje v širokém rozmezí velikostí a řezných výkonů. Kromě toho je možné k těmto strojům dokoupit široké množství příslušenství, které výrazně zvýší efektivitu celého procesu řezání. Například se jedná o několik druhů zakladačů plechů, paletové systémy a zásobníky materiálu. [4]

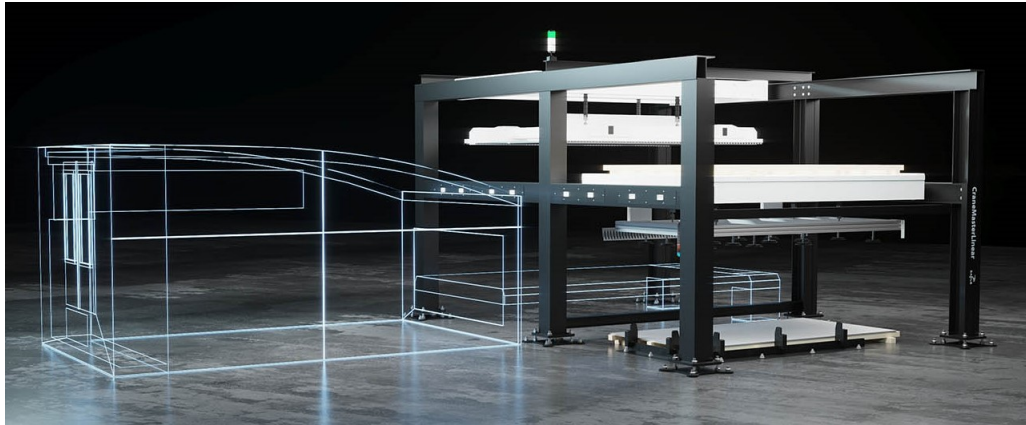


Obrázek 5.2: EAGLE iNspire [4]

Na obrázku je možné vidět laserový stroj EAGLE iNspire. Tento stroj má již v základním provedení velice chytrý způsob výměny dvou roštů. Tento systém umožňuje při vyřezávání součástí z plechu na jednom roštu odbavit hotové díly z druhého a založit na něj nový plech. Při dokončení práce na prvním roštu potom dojde k výměně roštů a proces se opakuje. Celý proces výměny potom trvá pouze několik málo sekund. Na obrázku lze vidět, že rošt vysunutý ze stroje ven je uložen na bočnici zakládacího mechanismu. Tato bočnice zde slouží jako vačka. Při vysouvání založeného roštu ve stroji se automaticky začne zasouvat rošt, který je venku, ten najede na vyvýšené bočnice zakládacího mechanismu a vytvoří tak prostor pro projetí roštu ze stroje ven. Při dojetí na konec dráhy opět sjede do původní výšky.

Jedním konkrétním příkladem řešení zakládacích mechanismů od firmy EAGLE je CraneMaster. Toto řešení je možné vidět na obrázku níže.

CraneMaster je schopný velice efektivně využít čas. To znamená, že je schopný při pokládání nového plechu zároveň skládat hotové kusy na paletu. Pro jednotlivé pohyby CraneMaster využívá profilových konstrukcí zavěšených na čtyřech řetězech.

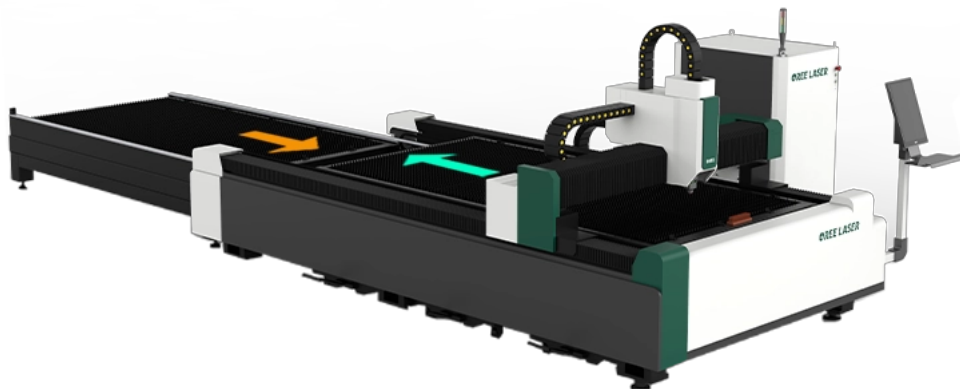


Obrázek 5.3: Crane Master [5]

Toto řešení by teoreticky mohlo sloužit jako inspirace pro nějaký vlastní návrh zvedacího mechanismu. [5]

5.3 Oree OR-EH series

Výkon laseru	1 - 6 kW
Velikost pracovního prostoru	3550 x 1530 mm - 6050 x 2030 mm
Přesnost polohování	± 0.03 mm
Maximální akcelerace	15 m/s^2
Maximální rychlost	110 - 120 m/min



Obrázek 5.4: Oree OR-EH series [6]

OR-EH stejně jako modely jiných firem zmíněné na minulých stránkách využívá systému dvou roštů kvůli zefektivnění využití stroje. Zde je ale systém zdaleka nejjednodušší, protože ho tvoří pouze rošty, které jsou uloženy těsně nad sebou, tak jak je zobrazeno na obrázku. Každý rošt je tedy po založení v jiné výšce. Oree také nabízí velké množství rozšířených řešení pro automatizování výrobního procesu v žádném z nich ale nejsou využity mechanismy, které by se daly brát za inspirativní pro tuto práci, proto nebudou dále zmíněny. [6]

Kromě nejrůznějšího řešení automatizace Oree také nabízí pro určité druhy strojů nejrůznější vylepšení, ať už je to auto-focus, lapač prachu, přídatná rotační osa na řezání trubek a dále mechanismus zvedacího stolu, který je možné vidět na obrázku níže. Zvedací mechanismus má relativně jednoduchou konstrukci, která využívá čtyř kuličkových šroubů, ty zároveň slouží i jako vedení. O pohon stolu se zde starají dva elektromotory. Každý elektromotor potom pohání pár kuličkových šroubů. Toto řešení má umožnit řezání a gravírování nadměrně velkých polotovarů. [7]



Obrázek 5.5: Zvedací stůl Oree [7]

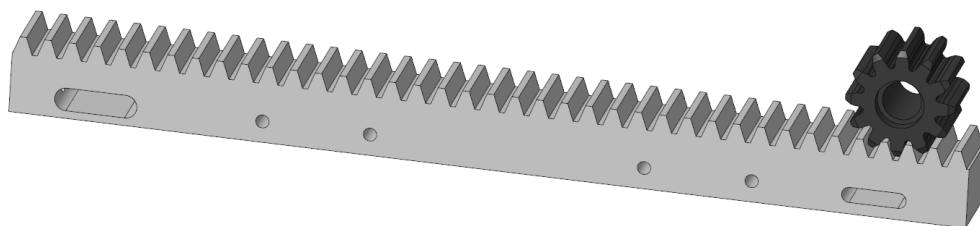
6 Zvedací mechanismy a mechanismy využívané pro jejich stavbu

Zvedací stůl, který bude navrhován v této práci, bude zapotřebí polohovat pomocí nějakého zvedacího mechanismu. Tato kapitola se bude věnovat některým mechanismům, které by připadaly pro tuto aplikaci v úvahu.

6.1 Ozubené kolo a pastorek

Ozubené hřebeny se používají k převodu rotačního pohybu na lineární pohyb. Ozubená tyč má rovné zuby vyříznuté do jedné plochy čtvercového nebo válcového úseku tyče, do kterých zabírá pastorek, což je malé válcové ozubené kolo. Existují aplikace, kde je ozubená tyč nehybná, zatímco pastorek se pohybuje, a jiné, kde se pastorek otáčí na pevné ose, zatímco se ozubená tyč pohybuje. První způsob je široce používán jako pohon osy obráběcích strojů, zatímco druhý může být použit v aplikacích zvedání/spouštění.[8]

Převod z rotačního na lineární pohyb mohou kromě jiných zajišťovat ozubené hřebeny nebo kuličkové šrouby, obě možnosti s sebou nesou určité výhody i nevýhody. Výhodou ozubené tyče je její mechanická jednoduchost, neomezená délka atd. Nevýhodou je však vůle. Výhodou kuličkového šroubu je vysoká přesnost a menší vůle, mezi nedostatky patří omezení délky v důsledku průhybu.[8]

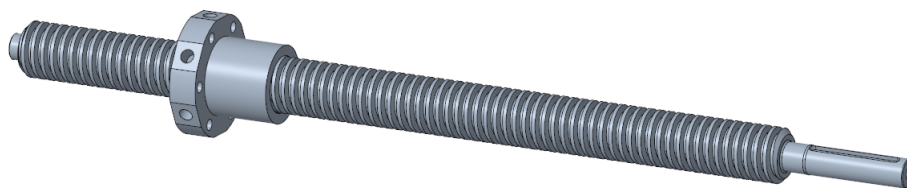


Obrázek 6.1: Posuvový hřeben s pastorkem

Mechanismus ozubeného kola s hřebenem by mohl být relativně vhodný pro aplikaci na zvedacím roštu laserového stroje. Nevýhodou tohoto řešení by mohlo být to, že na rozdíl od následujícího řešení za pomoci posuvových šroubů není samosvorný a také nemá tak velký převodový poměr. Výhodou by potom byla pravděpodobně cena, protože ozubené hřebeny s pastorkem bývají levnější než posuvový šroub s bronzovou maticí.

6.2 Posuvový šroub a matice

Posuvové šrouby, se dodávají s několika různými typy profilů závitů, které jsou vhodné pro různé aplikace. U kuličkových šroubů je vyžadováno, aby závit vodícího šroubu měl profil, který umožňuje pohyb kuliček. Pro lepší rozložení zatížení a minimalizaci opotřebení má dráha kuličkového šroubu profil gotického oblouku. Obliba trapézového šroubového závitu vychází ze skutečnosti, že se snáze obrábí, a proto je ekonomičtější než kuličkové šrouby. Navíc díky velké ploše kontaktu mezi závity vodícího šroubu a maticí mají velkou nosnost. To má za následek vysoké tření, které má negativní dopad na účinnost, ale také to znamená, že systém bude pravděpodobně samosvorný.[9]

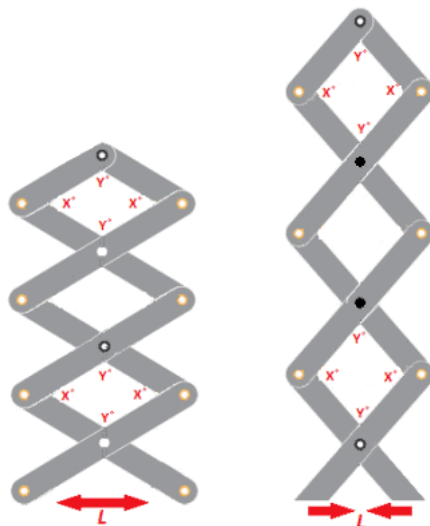


Obrázek 6.2: Trapézový posuvový šroub s maticí

Využití posuvového šroubu s maticí se v tomto případě relativně nabízí. Výhodou je úplná nebo částečná samosvornost mechanismu. Samotný mechanismus nezabírá mnoho místa, ale i tak bude pravděpodobně nutné zamyslet se nad tím, jak šikovně zakomponovat posuvový šroub do rámu stroje, aby byl oboustranně uložený a zároveň dokázal splnit podmínku minimální výšky.

6.3 Nůžkový mechanismus

Základní princip nůžkového zvedacího mechanismu zahrnuje použití nůžkové struktury s propojenými a protínajícími se rameny, která se oproti sobě naklápí, když je zvedák aktivován. Změnou vzdálenosti mezi rameny na základně se plošina zvedá a se zvětšující se vzdáleností se plošina snižuje. Tento jednoduchý, ale účinný design umožňuje vertikální pohyb kontrolovaným a stabilním způsobem.[10] [11]



Obrázek 6.3: Schématický nákres nůžkového mechanismu [10]

Pokud se ale zaměříme na to, jak by se takovýto mechanismus dal zakomponovat do stávajícího stroje, narazíme na problém. Nůžkový mechanismus má ve složeném stavu relativně velkou výšku, což by vzhledem ke konstrukčním požadavkům na zachování stávající výšky stolu v zasunutém stavu jistě nedokázal splnit. Další nevýhodou pro toto konkrétní řešení je, že při pohybu ze zasunutého stavu má nůžkový mechanismus z pravidla nižší zvedací sílu, než když je povysunutý. Je tedy otázka jaké by byly nároky na pohon ale pravděpodobně vysoké.

6.4 Hydraulické zvedací mechanismy

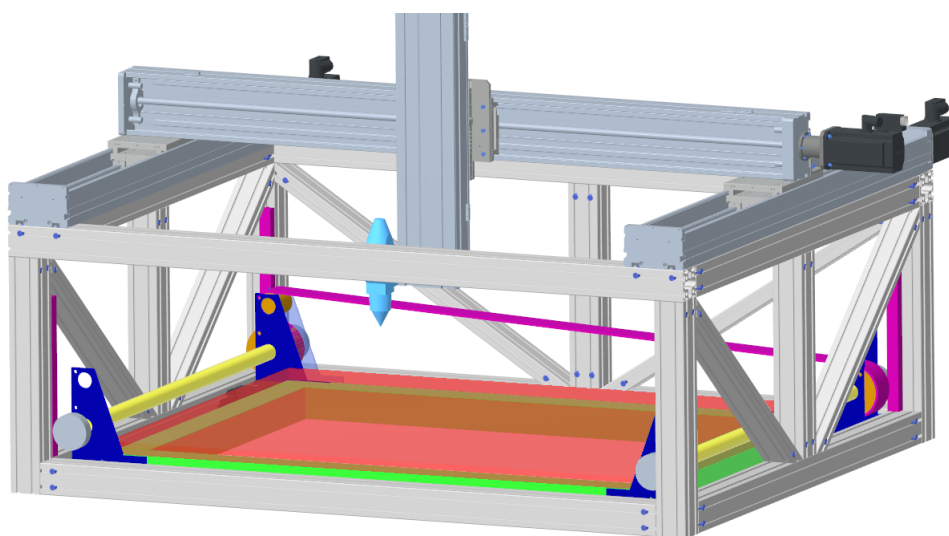
Stručně řečeno, princip zvedacího mechanismu, který používá hydraulické válce, je založen na využití síly generované tlakem kapaliny uvnitř válců, aby bylo možné kontrolované zvedání, spouštění a pohyb předmětů v široké škále průmyslových aplikací.[12]

Hydraulické válce by byly až skoro ideálním zvedacím mechanismem. V předchozí kapitole bylo dokonce zmíněno, že některé firmy používají hydraulické válce pro posuv svých zakladačů. Bohužel ale nebude vytvořen žádný návrh založený na tomto principu. Důvod je jednoduchý, vybraný pohon pro řízení mechanismu musí být kompatibilní s řídicí kartou, která je v laboratoři KSA, což pravděpodobně žádné hydraulické čerpadlo nesplní.

7 Rozbor jednotlivých konstrukčních návrhů

Všechna řešení, která zde budou uvedena, nemají žádný schematický náčrt. Vzhledem k omezeným zástavbovým prostorům bylo velice obtížné vytvořit náčrt s jasnou představou o tom, zdali se výsledný mechanismus do stroje vejde. Kvůli lepší představivosti byly k jednotlivým variantám vytvořeny v CREU zjednodušené 3D modely. Tyto modely jsou pouze schématické a slouží pouze pro demonstraci základního principu jednotlivých návrhů. V modelech není žádný spojovací materiál a vyskytují se v nich chyby jako například kolize nebo naopak nedoléhavost jednotlivých dílů.

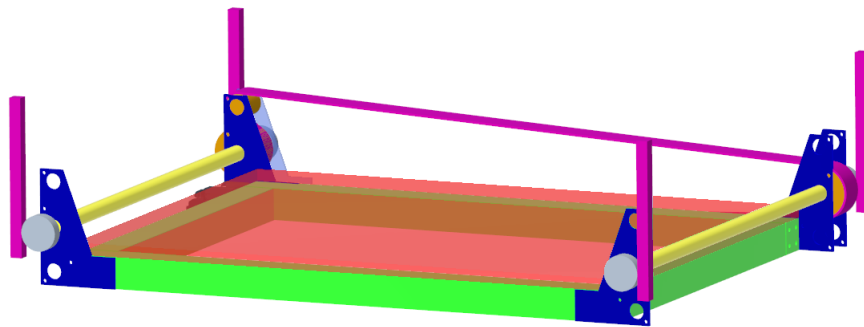
7.1 Návrh 1 - ozubené hřebeny bez dalšího vedení



Obrázek 7.1: Ozubené hřebeny bez dalšího vedení

Na první pohled je zřejmé, že se jedná o jedno z ekonomicky přívětivějších řešení, a to z důvodu absence vedení. Jednoznačné určení pozice pojezdu by zde bylo docíleno pomocí kombinace ozubeného hřebenu s pastorkem. Protože by ozubení pravděpodobně bylo přímé, je vhodné stůl zajistit proti vysunutí v ose pastorků. O to by se staraly podložky s průměrem větším, než je průměr hlavové kružnice pastorku. Tyto podložky se přidělávají na čela pastorků. Vysunutí by mohlo hrozit například při opření obsluhy o stůl, nebo při manipulaci s materiálem uvnitř stroje. Výkon mezi

jednotlivými pastorky je rozveden pomocí podélných hřídelů a oboustranně ozubeného řemene. Při této konfiguraci je nutné, aby žluté hřídele měly opačný smysl otáčení. Z tohoto důvodu je na levé straně řemen veden mezi třemi řemenicemi, kde každá z nich má ještě vlastní funkci. Vrchní řemenice by měla sloužit jako napínací. Vzhledem k uspořádání by se nabízelo řemenici uložit na excentrický čep, jehož otočením by se dalo nastavovat napětí řemenu. Prostřední největší hnaná řemenice pohání levý průběžný hřídel, na kterém je uložena společně s pastorky. Řemenice nejnižše uložená je hnací pro celý mechanismus. Její uložení je zamýšleno buď přímo na hřídel motoru nebo případně na nějakou hřídel, ke které by se motor následně připojil. Také by bylo dobré, aby tato hlavní hnací řemenice měla menší průměr než řemenice hnané. To z toho důvodu, že nebude potřeba aby se stůl pohyboval vysokou rychlostí, zatímco při použití vyššího převodového poměru bude možné zvolit menší motor, který zlepší prostorovou efektivitu návrhu. Pro různé servopohony potom firma SIEMENS nabízí přímo integrované planetové převodovky s tím, že jich může být zapojeno i více za sebou. Takto lze u některých motorů dosáhnout převodového poměru 1:256 i více, což je pro tuto aplikaci poměrně žádoucí.



Obrázek 7.2: Obrázek první varianty ve stejném úhlu pohledu, bez zobrazení stroje, pro lepší pochopení uložení jednotlivých komponent

7.1.1 Klady

- Malé omezení z pohledu prostoru, ve kterém se laser může pohybovat.
- Splňuje všechny konstrukční požadavky zmíněné v kapitole Cíle práce.

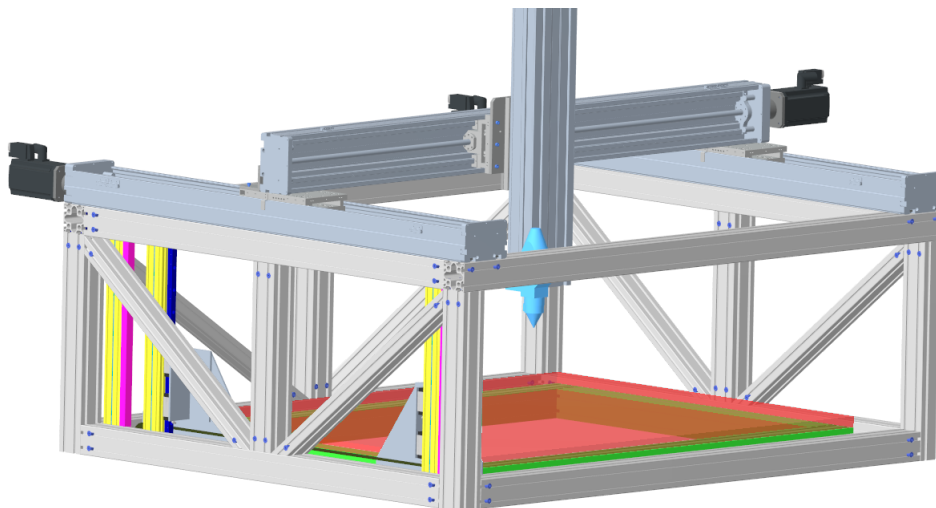
7.1.2 Zápory

- Nutnost nekonečného oboustranně ozubeného řemenu o dostatečných parametrech. Tyto řemeny se shánějí hůře než obyčejné ozubené řemeny, protože nejsou tak běžné.
- Prvotní sestavení bude pravděpodobně obtížnější. Už kvůli tomu, že by jednotlivé hřebeny měly být ideálně rovnoběžné a zároveň by pomocí nich mělo

být možné nastavit výšku tak, aby každý pastorek zabíral zhruba ve stejnou chvíli.

- Nutnost relativně velkého množství unikátních dílů. Například žluté hřídele potřebují být uchycené k modrým úhelníkům pomocí ložisek. Pro ty by bylo nutné vyrobit uložení přímo na míru tomuto řešení. Dále excentrický čep pro uložení napínací řemenice. Samotné modré úhelníky by musely být vypáleny z plechu. Dále v zadní části stroje je pro uložení hřídele u řemenic využito dvou úhelníků, ty by bylo zapotřebí nějak spojit. Problém s velkým počtem unikátních dílů ale trápí každý z dále představených návrhů.
- Varianty s ozubenými hřebeny také trpí na vyšší hmotnost celku, který se pohybuje oproti variantě s posuvovým šroubem zmíněné dále. To je dáno tím, že zde musí být motor součástí zvedané konstrukce s roštem. Tím pádem je ke zvedané konstrukci také připevněna veškerá mechanika pro rozvod výkonu po konstrukci.
- Další nevýhoda, která platí obecně pro zvedací mechanismy poháněné ozubeným hřebenem a pastorkem, je ta, že se zde musí řešit umístění motoru tak, aby bylo možné bezproblémové vyvedení kabelů, nutných pro napájení motoru.

7.2 Návrh 2 - ozubené hřebeny s přídavným vedením

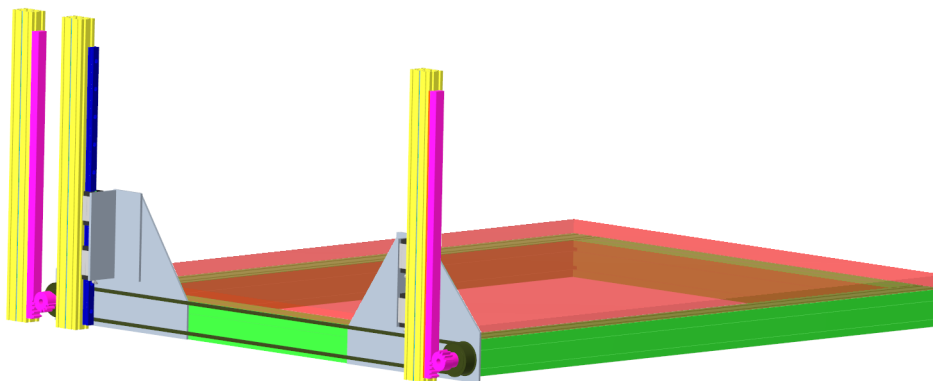


Obrázek 7.3: Návrh 2 zabudovaný do stroje

Druhý návrh této práce využívá ozubených hřebenů pro zvedání roštu. V návrhu se vyskytují některé neúplnosti, na které je vhodné upozornit před tím, než začne popis. Návrh by měl být symetrický z pohledu obsluhy, kde na modelu je vyzobrazena pouze levá polovina konstrukce. Na konstrukci také chybí tyče pro přenos

kroučícího momentu mezi pravou a levou polovinou, ty by měly na obou stranách mít připevněné rozvodné řemenice a ozubená kola pro pohyb po ozubených hřebenech. Zároveň na na zadní části nosné konstrukce pro rošt (na obrázku 7.3 a 7.4 zelené hliníkové profily) bylo plánováno připevnit pohon. Dále je z obrázku vidět, že tmavě zelený řemen nemá řešené napínání. Tento model je tedy vcelku nedokonalý a v práci je pouze pro demonstraci myšlenky spojení přesného lineárního vedení s pohonem pomocí ozubeného kola a hřebenu.

K přenosu výkonu by zde docházelo ze zadní části od motoru do zadní spojovací hřídele. Zadní spojovací hřídel je uložena na ložiskách zabudovaných do zadních šedých bočnic. Na levém konci hřídele je uložena tmavě zelená řemenice s růžovým ozubeným kolem, které zabírá do ozubeného hřebenu. Ozubený hřeben je uložen na nejvzdálenějším žlutém nosníku spojeném s rámem. Na druhém zadním nosníku (prostřední) je připevněna kolejnice pro lineární kuličkové vedení (na obrázku modře). Na každé kolejnici jsou dva vozíky. Vozíky jsou umístěny na šedých bočnicích. Bočnice jsou složeny ze dvou dílů, ocelového plechu a profilu L. Oválné otvory v konstrukci zaručují bezproblémovou smontovatelnost i za předpokladu rozměrových nepřesností. Vedení je v tomto návrhu zapotřebí, protože ozubená kola zabírají ze stejné strany do ozubených hřebenu. To znamená, že sice není třeba mechanismu na obrácení smyslu otáčení, zato se ale musí zachytit síla, kterou jsou ozubená kola odtlačována od hřebenu. Stejně jako u minulého návrhu je vhodné, aby kromě vysokého převodového poměru, kterým by disponovala převodovka připojená přímo k motoru, se převodový poměr zvýšil i dále v konstrukci. Například mezi motorem a spojovací hřídelí nebo průměrem ozubených kol. Čím menší ozubené kolo bude možné použít, tím nižší kroučící moment bude působit na samotnou hřídel.



Obrázek 7.4: Návrh 2 zobrazení bez stroje

7.2.1 Klady

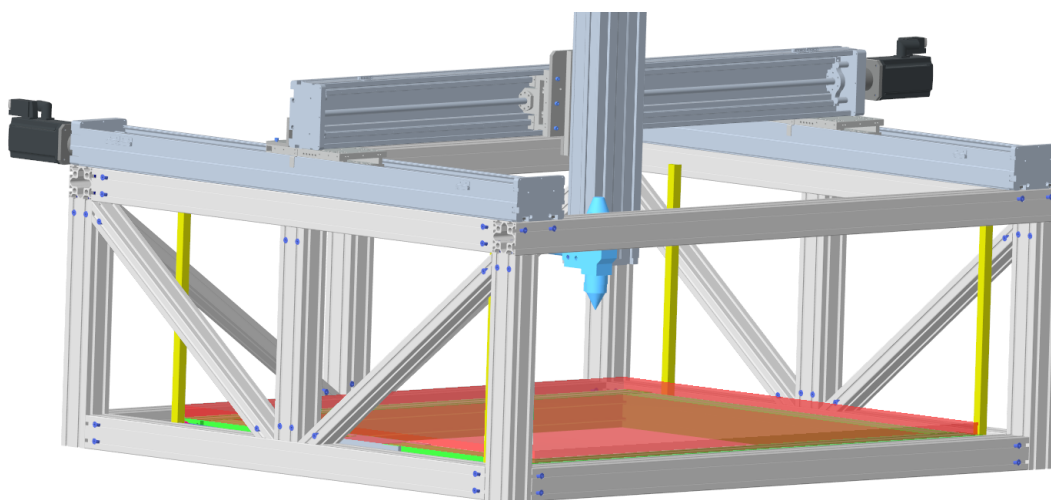
- Splňuje všechny konstrukční požadavky zmíněné v kapitole Cíle práce.
- Malé omezení z pohledu prostoru ve kterém se laser může pohybovat.
- Lineární vedení by mělo při správné konstrukci pevně spojit rám s roštem.

- Odpadá potřeba drahého, dlouhého, oboustranně ozubeného řemene nebo jiného mechanismu potřebného pro realizování reverzace.

7.2.2 Zápory

- Lineární vedení zvyšuje cenu celé sestavy.

7.3 Návrh 3 - ozubené hřebeny bez dalšího vedení varianta 2

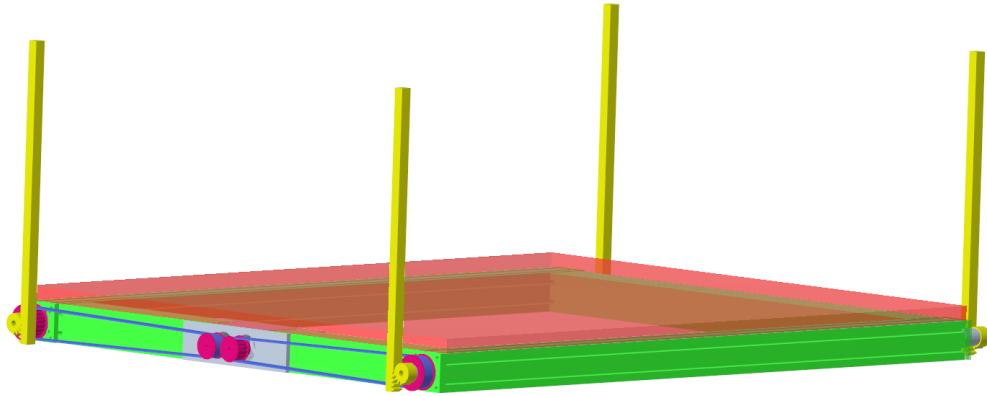


Obrázek 7.5: Návrh 3 uložený v rámu stroje

Tato varianta, jak už nadpis napovídá, je podobná první konstrukční variantě. Řeší tedy velice podobné problémy jako varianta první. Hlavním problémem u první varianty byla nutnost obrácení směru otáčení rozvodných hřídelů. Toto je zde vyřešeno pomocí převodovky, jejíž skříň je integrována do zelené nosné konstrukce pro rošt (na obrázku je možné vidět na levé straně mezi dvěma krátkými zelenými profily). Převodovka by byla velice jednoduché konstrukce. K obrácení smyslu otáčení stačí pár ozubených kol. Do převodovky je výkon přiveden ze zadní rozvodné hřídele řemenem (na obrázku modrý). Rozvodná hřídel zde prochází přímo vnitřkem zeleného nosného profilu. Na pravém konci zadní rozvodné hřídele je plánováno přivedení výkonu od motoru. Důvodem je, že pravé strany rozvodných hřídelů nebudou propojeny řemeny. Je proto možné volné místo na hřídeli využít takto.

7.3.1 Klady

- Jedná se o prostorově nejefektivnější řešení. Velká část konstrukce je chytře schována v samotné zelené podpůrné konstrukci pro rošt.
- Splňuje všechny konstrukční požadavky zmíněné v kapitole Cíle práce.



Obrázek 7.6: Návrh 3 bez stroje

- Jednoduchá konstrukce převodovky (skříň, dvě ozubená kola, dvě hřídele a čtyři ložiska).
- Pravděpodobně se jedná zatím o nejlevnější konstrukční návrh.

7.3.2 Zápory

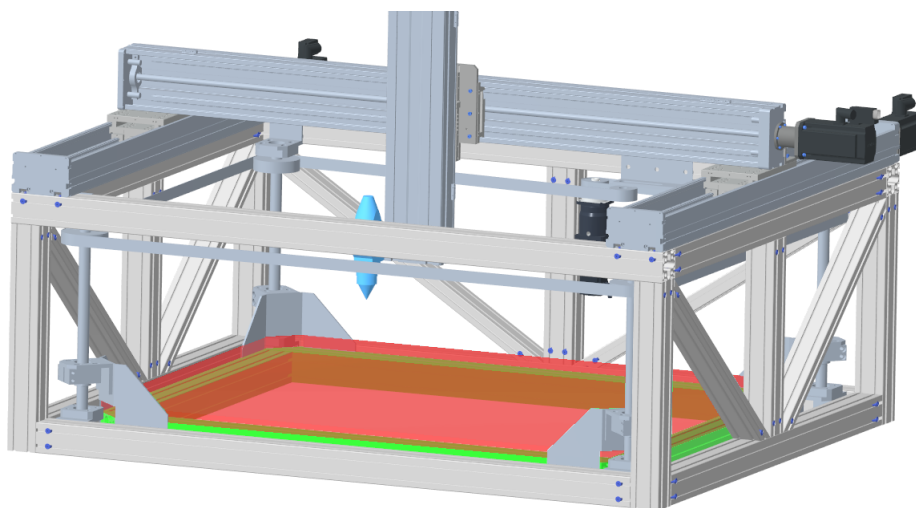
- Nutnost výroby převodovky na míru.
- Jako všechny varianty s ozubenými hřebeny, bude i u této varianty obtížné vyřešit krytování

7.4 Návrh 4 - využití pohybových šroubů bez dalšího vedení

Tato varianta řešení je inspirována příslušenstvím od firmy Oree, zmíněném v kapitole Představení podobných laserových strojů, společně s jejich řešením zakládání. Vzhledem k velkému množství pro toto řešení omezujících požadavků v kapitole Konstrukční požadavky, bude nutné konstrukci výrazně upravit.

První věcí, kterou bude potřeba přepracovat, je samotný pohon. Na základě požadavku pro pohon jediným motorem od firmy Siemens. Takže všechny čtyři tyče budou poháněny právě jediným motorem.

Dalším požadavkem, který zapříčiní změny v konstrukci, je aby rošt ve své nejnížší poloze měl stejnou výšku jako dříve. Není tedy dost dobře možné, aby rozvod řemenem mezi jednotlivými šrouby byl pod výstužnou konstrukcí pro rošt. Je ale možné rozvodný mechanismus umístit nad maximální výšku vysunutí. Zdá se být vhodné umístit rozvod pod vrchní hliníkové profily originální rámové konstrukce stroje. Rozvod se zde bude dát dobře zabezpečit aby do něj nesáhla obsluha a zároveň nepřekážel při manipulaci plechu ve stroji.



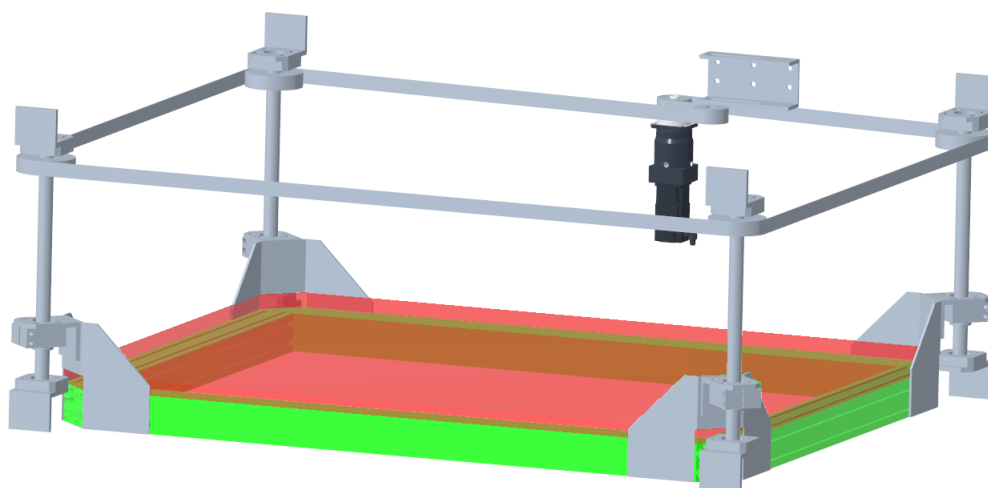
Obrázek 7.7: Návrh 4 zabudovaný ve stroji

Trochu zvláštní by se mohlo na první pohled zdát velké vyvýšení matic oproti vrchní rovině roštu. Vysunutí matic je zde záměrně, aby umožnilo krytování závitových tyčí. Krytování se nabízí řešit buď pomocí gumové manžety nebo plechové teleskopické konstrukce.

V tuto chvíli ještě není jasné, jestli bude výhodnější rozvádět výkon po stroji pomocí řetězu nebo řemenu. Toto rozhodnutí bude provedeno případně dále v práci. Prozatím bude předpokládán rozvod řemenem. V mechanismu vlastně dochází k tomu, že se výkon rozvádí od motoru, který je připevněný k zadní vertikální vzpěře rámu tak, že nijak nevstupuje do pracovního prostoru. Vpravo od motoru je umístěn napínací mechanismus pro řemen. Od motoru je tedy výkon rozveden pomocí řemene na jednotlivé závitové tyče. Všechna čtyři uložení závitových tyčí, samotných tyčí i uložení matek ke stolu pod roštem, jsou plánována jako shodná. Uložení matky v tomto případě je v proříznuté kostce, která ji svěrným spojem svírá. Zároveň kostka nemusí být při seřizování zcela dotažena k úhelníku, který je připevněný ke stolu a kostku drží. To umožňuje nejprve všechny matice pootočit tak, aby nedocházelo ke křížení stolu a následně je sevřít v kostkách. Po sevření je možné kostky napevno dotáhnout k lku, které je připevněno k pohyblivému stolu.

7.4.1 Klady

- Splňuje všechny konstrukční požadavky zmíněné v kapitole Cíle práce.
- Příjemnější možnost řešení krytování.
- Rozvod výkonu s motorem jsou připevněny k rámové konstrukci laserového stroje, takže zbytečně nezatěžují samotný zvedací stůl s roštem.
- U této varianty by pravděpodobně mohla být jednodušší montáž. Tedy za předpokladu, že by se podařilo pro zarovnání posuvových tyčí využít samotného rámu stroje.



Obrázek 7.8: Návrh 4 bez stroje

- Pokud budou pro posuv využity posuvové tyče s trapézovým závitem, bude se pravděpodobně jednat o nové nejlevnější řešení.
- Jedno z řešení s nižším počtem typů unikátních součástí.

7.4.2 Zápory

- Velmi dlouhý ozubený řemen nebo řetěz.

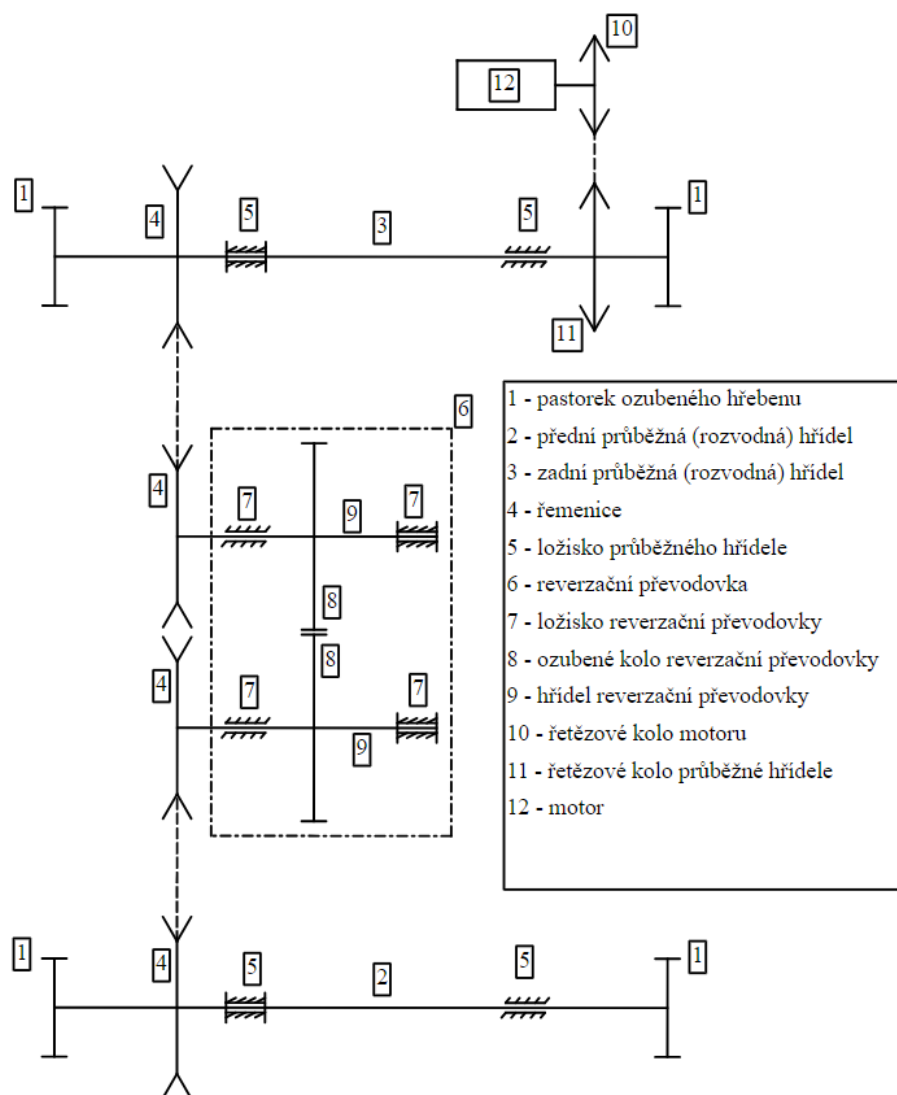
7.5 Volba dvou variant pro podrobné zpracování

Na základě rozboru jednotlivých konstrukčních návrhů budou vybrány dvě varianty, které se podrobně zpracují a z ekonomického hlediska vyhodnotí. Následně se vybere jediná varianta, pro kterou se zpracuje kompletní výrobní dokumentace.

První volbou je návrh 4 s posuvovými šrouby. Tato volba je celkem jednoznačná. Mezi zmíněnými návrhy se jedná o unikátní konstrukci, která řeší některé slabiny zbylých návrhů, jako je například: rozvod výkonu mimo zvedací stůl, pravděpodobně nižší cena, nižší ovládací síly a tím pádem nároky na motor, pravděpodobně by mechanismus měl být samosvorný, takže odpadá nutnost brzdy nebo se případně její zatížení velice sníží.

Druhým zvoleným návrhem je návrh 3. Mezi prvními třemi návrhy není příliš mnoho rozdílů a tak je obtížnější jeden vybrat, ale celková kompaktnost hraje ve prospěch tohoto řešení.

8 Pevnostní výpočty varianty s ozubenými hřebeny



Obrázek 8.1: Základní schéma varianty ozubených hřebenů

8.1 Výpočet hmotnosti pojezdu a určení zátěžných sil

Hmotnost je v tomto případě spíše orientační, aby bylo možné na jejím základě postavit pevnostní výpočet. Je určena z modelu, který obsahuje všechny součásti, které na ní mají zásadní vliv. V rámci bezpečnosti bude pojezd dimenzován na maximální hmotnost založeného plechu.

profily 80x80 podpůrného rámu	27.6 Kg
rošt (odhadnutá hmotnost)	40 Kg
maximální hmotnost vloženého plechu (tloušťka 5 mm)	50 kg
obě osazené průběžné hřídele (řemenice, ložiska, pastorky, atd.)	35 Kg
motor s držákem a řetězovým kolem	10 kg
kompletní reverzační převodovka	13.6 Kg
zbytek (odhadnutý)	13 Kg
celková hmotnost	189.2 Kg
výpočtová hmotnost	200 Kg

Pro výpočet byl zaveden předpoklad rovnoměrného rozložení hmotnosti z roštu na pastorky tak, aby každý pastorek byl zatížen stejnou silou.

Tím pádem každý pastorek musí unést 50 kg takže obvodová síla na pastorku bude 500 N. Pastorky jsou předvybrány s průměrem roztečné kružnice 48 mm. Kroutící moment, který vnese do konstrukce každý pastorek je tedy roven:

$$M = 500 \cdot \frac{0.048}{2} = 12Nm$$

8.2 Dimenzování ozubených kol - výčet vzorečků

Výčet vzorečků použitých pro výpočet ozubených kol. Výpočet byl proveden pomocí vlastní kalkulačky naprogramované v pythonu. Vzorečky jsou překopírovány přímo z programu a upraveny tak, aby je latex byl schopen zobrazit. Těchto pár vět je tu pouze pro vysvětlení toho, proč rovnice nejsou v klasické konfiguraci: požadovaná hodnota = obecný vzorec = dosazení = výsledná hodnota. Základní výpočet byl zpracován za pomoci této literatury[13].

průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola d_1 :

$$d_1 = m \cdot z_1 \quad (8.1)$$

výška hlavy zubu h_a :

$$h_a = m \quad (8.2)$$

výška paty zubu h_f :

$$h_f = m \cdot 1.25 \quad (8.3)$$

průměr hlavové kružnice hnacího ozubeného kola d_{a1} :

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a \quad (8.4)$$

průměr patní kružnice hnacího ozubeného kola d_{f1} :

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f \quad (8.5)$$

průměr základní kružnice hnacího ozubeného kola d_{b1} :

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha) \quad (8.6)$$

průměr roztečné kružnice hnaného ozubeného kola d_2 :

$$d_2 = m \cdot z_2 \quad (8.7)$$

průměr hlavové kružnice hnaného ozubeného kola d_{a2} :

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a \quad (8.8)$$

průměr patní kružnice hnaného ozubeného kola d_{f2} :

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f \quad (8.9)$$

průměr základní kružnice hnaného ozubeného kola d_{b2} :

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha) \quad (8.10)$$

rozteč p :

$$p = \pi \cdot m \quad (8.11)$$

převodový poměr i :

$$i = \frac{z_1}{z_2} \quad (8.12)$$

osová vzdálenost a :

$$a = r_1 + r_2 \quad (8.13)$$

součinitel trvání záběru ozubených kol ϵ :

$$\epsilon = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \cdot \sin(\alpha)}{p \cdot \cos(\alpha)} \quad (8.14)$$

normálová síla F_n :

$$F_n = \frac{M}{r_{b1}} \quad (8.15)$$

obvodová síla F_t :

$$F_t = \frac{M}{r_1} \quad (8.16)$$

radiální síla F_r :

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) \quad (8.17)$$

8.3 Dimenzování ozubených kol - vstupní a výstupní hodnoty převodovka

vstupní hodnoty:

modul	$m = 4mm$
šířka kola	$b = 70mm$
počet zubů hnacího kola	$z_1 = 21$ zubů
počet zubů hnaného kola	$z_2 = 21$ zubů
krouťící moment na hnacím kole	$M = 24Nm$

dopočet základních geometrických parametrů hnacího kola:

průměr roztečné kružnice	$d_1 = 84.000mm$
výška hlavy zubu	$h_{a1} = 4.000mm$
výška paty zubu	$h_{f1} = 5.000mm$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = 92.000mm$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = 74.000mm$
průměr základní kružnice	$d_{b1} = 78.934mm$

dopočet základních geometrických parametrů hnaného kola:

průměr roztečné kružnice	$d_2 = 84.000mm$
výška hlavy zubu	$h_{a2} = 4.000mm$
výška paty zubu	$h_{f2} = 5.000mm$
průměr hlavové kružnice	$d_{a2} = 92.000mm$
průměr patní kružnice	$d_{f2} = 74.000mm$
průměr základní kružnice	$d_{b2} = 78.934mm$

dopočet společných parametrů:

rozteč	$p = 12.566mm$
převodový poměr	$i = 1.000$
osová vzdálenost ozubených kol	$a = 84.000mm$
součinitel trvání záběru	$epsilon = 1.569$
normálová síla	$F_n = 609.000N$
obvodová síla	$F_t = 572.000N$
radiální síla	$F_r = 208.000N$

výpočet únavy o ohybu:

Tento výpočet byl zpracován za pomoci výukového textu. Ten je uveden v použité literatuře [14]

mez únavy v ohybu materiálu pastorku	$\sigma_{flimb1} = 356 MPa$
nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	$S_{fmin} = 1.4$
součinitel vnějších dynamických sil	$K_a = 1$
součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro ohyb)	$K_{fbeta} = 1.05$
součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro ohyb)	K_{falfa}
součinitel vnitřních dynamických sil (pro ohyb)	K_{ftheta}
	$K_{ftheta} \cdot K_{falfa} = 1.2$
součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	$Y_{fs} = 4.08$
součinitel sklonu zubu	$Y_{beta} = 1$

výpočet přípustného napětí v ohybu σ_{FP} :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{flimb1}}{S_{fmin}} \quad (8.18)$$

výpočet součinitele přídavných zatížení (pro ohyb) K_F :

$$K_F = K_a \cdot K_{fbeta} \cdot K_{falfa} \cdot K_{ftheta} \quad (8.19)$$

výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu σ_F :

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m \cdot b} \cdot (K_F \cdot Y_{fs} \cdot Y_{beta} \cdot Y_{epsilon}) \quad (8.20)$$

ozubení splňuje podmínku v ohybu: $\sigma_F < \sigma_{FP} - 8.679 < 254.286$

výpočet únavy v dotyku:

Tento výpočet byl zpracován za pomoci výukového textu. Ten je uveden v použité literatuře [14]

mez únavy v dotyku odpovídající základnímu počtu zatěžovacích cyklů	$\sigma_{hlimb} = 430MPa$
nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	$S_{hmin} = 1.3$
součinitel vnějších dynamických sil	$K_a = 1$
součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro dotyk)	$K_{hbeta} = 1.05$
součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro dotyk)	K_{halfa}
součinitel vnitřních dynamických sil (pro dotyk)	K_{htheta}
	$K_{htheta} \cdot K_{halfa} = 1.2$
součinitel mechanických vlastností materiálů	$Z_e = 190$
součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_h = 2.5$
součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	$Z_{epsilon} = 0.91$
součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	$Z_R = 0.85$

výpočet součinitele přidavných zatížení (pro dotyk) K_H :

$$K_H = K_a \cdot K_{hbeta} \cdot K_{halfa} \cdot K_{htheta} \quad (8.21)$$

výpočet napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $K_H = 1,0$) σ_{ho} :

$$\sigma_{ho} = Z_e \cdot Z_h \cdot Z_{epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (8.22)$$

výpočet napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě σ_h :

$$\sigma_h = \sigma_{ho} \cdot \sqrt{K_H} \quad (8.23)$$

výpočet přípustného napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak) σ_{HP} :

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{hlim} \cdot Z_R) / S_{hlim} \quad (8.24)$$

ozubení splňuje podmínku v dotyku: $\sigma_H < \sigma_{HP} - 214.015 < 281.154$

8.4 Dimenzování ozubených kol - vstupní a výstupní hodnoty pastorek a ozubený hřeben

vstupní hodnoty:

modul	$m = 4mm$
šířka kola	$b = 40mm$
počet zubů hnacího kola	$z_1 = 12$ zubů
počet zubů hnaného kola	$z_2 = 1000$ zubů
kroučící moment na hnacím kole	$M = 12Nm$

Při výpočtu byl ozubený hřeben nahrazen ozubeným kolem s vysokým počtem zubů tak aby se výpočet více přiblížil realitě. Stejného nahrazení při svých výpočtech ozubených kol využívá například Mitcalc.

dopočet základních geometrických parametrů hnacího kola:

průměr roztečné kružnice	$d_1 = 48.000mm$
výška hlavy zubu	$h_{a1} = 4.000mm$
výška paty zubu	$h_{f1} = 5.000mm$
průměr hlavové kružnice	$d_{a1} = 56.000mm$
průměr patní kružnice	$d_{f1} = 38.000mm$
průměr základní kružnice	$d_{b1} = 45.105mm$

dopočet základních geometrických parametrů hnaného kola:

průměr roztečné kružnice	$d_2 = 4000.000mm$
výška hlavy zubu	$h_{a2} = 4.000mm$
výška paty zubu	$h_{f2} = 5.000mm$
průměr hlavové kružnice	$d_{a2} = 4008.000mm$
průměr patní kružnice	$d_{f2} = 3990.000mm$
průměr základní kružnice	$d_{b2} = 3758.770mm$

dopočet společných parametrů:

rozteč	$p = 12.566mm$
převodový poměr	$i = 83.333$
osová vzdálenost ozubených kol	$a = 2024mm$
součinitel trvání záběru	$epsilon = 1.693$
normálová síla	$F_n = 533.000N$
obvodová síla	$F_t = 500.000N$
radiální síla	$F_r = 182.000N$

výpočet únavy o ohybu:

Tento výpočet byl zpracován za pomoci výukového textu. Ten je uveden v použité literatuře [14]

mez únavy v ohybu materiálu pastorku	$\sigma_{flimb1} = 410MPa$
nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu	$S_{fmin} = 1.4$
součinitel vnějších dynamických sil	$K_a = 1$
součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro ohyb)	$K_{fbeta} = 1.5$
součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro ohyb)	K_{falfa}
součinitel vnitřních dynamických sil (pro ohyb)	K_{ftheta}
	$K_{ftheta} \cdot K_{falfa} = 1.2$
součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	$Y_{fs} = 5.3$
součinitel sklonu zubu	$Y_{beta} = 1$

výpočet přípustného napětí v ohybu σ_{FP} :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{flimb1}}{S_{fmin}} \quad (8.25)$$

výpočet součinitele přídavných zatížení (pro ohyb) K_F :

$$K_F = K_a \cdot K_{fbeta} \cdot K_{falfa} \cdot K_{ftheta} \quad (8.26)$$

výpočet ohybového napětí v nebezpečném průřezu paty zubu σ_F :

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m \cdot b} \cdot (K_F \cdot Y_{fs} \cdot Y_{beta} \cdot Y_{epsilon}) \quad (8.27)$$

ozubení splňuje podmínku v ohybu: $\sigma_F < \sigma_{FP} - 20.048 < 292.857$

výpočet únavy v dotyku:

Tento výpočet byl zpracován za pomoci výukového textu. Ten je uveden v použité literatuře [14]

mez únavy v dotyku odpovídající základnímu počtu zatěžovacích cyklů	$\sigma_{hlimb} = 520MPa$
nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů	$S_{hmin} = 1.3$
součinitel vnějších dynamických sil	$K_a = 1$
součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce (pro dotyk)	$K_{hbeta} = 1.5$
součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů (pro dotyk)	K_{halfa}
součinitel vnitřních dynamických sil (pro dotyk)	K_{htheta}
	$K_{htheta} \cdot K_{halfa} = 1.2$
součinitel mechanických vlastností materiálů	$Z_e = 190$
součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	$Z_h = 2.5$
součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	$Z_{epsilon} = 0.87$
součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	$Z_R = 0.85$

výpočet součinitele přídatných zatížení (pro dotyk) K_H :

$$K_H = K_a \cdot K_{hbeta} \cdot K_{halfa} \cdot K_{htheta} \quad (8.28)$$

výpočet napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů (při $K_H = 1,0$) σ_{ho} :

$$\sigma_{ho} = Z_e \cdot Z_h \cdot Z_{epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (8.29)$$

výpočet napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě σ_h :

$$\sigma_h = \sigma_{ho} \cdot \sqrt{K_H} \quad (8.30)$$

výpočet přípustného napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak) σ_{HP} :

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{hlim} \cdot Z_R) / S_{hlim} \quad (8.31)$$

ozubení splňuje podmínku v dotyku: $\sigma_H < \sigma_{HP} - 284.625 < 340.000$

8.5 Dimenzování ozubených řemenů

Řemenice na hnacím šroubu	
Průměr řemenice	$D_1 = 71.30mm$
Počet zubů	$z_1 = 28$

Řemenice na hnaném šroubu	
Průměr řemenice	$D_2 = 71.30mm$
Počet zubů	$z_2 = 28$

Zjištění potřebných koeficientů z katalogu Continental proběhlo shodným způsobem jako při výpočtu zadního rozvodu od motoru. Koeficienty budou tedy uvedeny pouze v dosazeních do vzorců.

Určení tažné síly v řemeni. Potřebný kroutící moment pro otočení jednou řemenicí $M_k = M_{kup} = 24Nm$. Tažná síla je rovna $F_u = \frac{M_k}{R_2} = \frac{1.16 \cdot 2}{0.0713} = 700N$ (zaokrouhleno). $F_{umax} = 1100N$

Určení šířky podle přípustného zatížení boků

$$b_{err} = \frac{F_{umax} \cdot c_0 \cdot 10}{F_{uspez} \cdot C_1} = \frac{1100 \cdot 1 \cdot 10}{80 \cdot 12} = 11.5mm \quad (8.32)$$

Šíře řemenu 11.5 mm je výrazně méně než zvolených 30 mm takže řemen bude na straně vyšší bezpečnosti. Ještě zbývá zvolit velikost předepínací síly řemenu a vzdálenost, o kterou bude nutné předepnout, aby se této síly docílilo. Podle katalogu musí být předepínací síla pouze větší než maximální síla v řemeni. Předepínací síla byla tedy zvolena na 1300 N. To z toho důvodu, že žádný výpočet, který byl proveden nebere v úvahu odporové síly. Předpokládá se relativně pomalý chod s nízkou dynamikou tak, aby její vlivy byly zanedbatelné.

Vzdálenost pro dosažení předpětí v řemeni je potom rovna:

$$deltaa = \frac{F_t \cdot L_w}{2 \cdot c_{spec} \cdot b} = \frac{1300 \cdot 1280}{2 \cdot 2 \cdot 35 \cdot 10^3 \cdot 30} = 0.792mm \quad (8.33)$$

Kontrola přípustného zatížení tažného vlákna:

Maximální síla předpětí F_{tmax} :

$$F_{tmax} = F_t + F_u = 1300 + 1100 = 2400N \quad (8.34)$$

$$F_{zul} > F_{tmax} \cdot C_0; 3600 > 2400 \cdot 1 = 2400 \quad (8.35)$$

8.6 Dimenzování per

8.6.1 Výčet vzorečků které byly použity pro kontrolu těsných per

Výpočet byl proveden pomocí vlastní kalkulačky naprogramované v pythonu. Vzorečky jsou překopírovány přímo z programu a upraveny tak, aby je latex byl schopný zobrazit. Těchto pár vět je tu pouze pro vysvětlení toho, proč rovnice nejsou v klasické konfiguraci: požadovaná hodnota = obecný vzorec = dosazení = výsledná hodnota

všechna pera jsou z materiálu 11 600. Pro takováto pera je maximální dovolené napětí ve stříhu 50 MPa a maximální napětí na otláčení 120 MPa [15].

střižná plocha per S_s :

$$S_s = b \cdot (l - b) + \pi \cdot r^2 \quad (8.36)$$

střižná síla F :

$$F = \frac{1000 \cdot M}{r^2} \quad (8.37)$$

napětí ve stříhu $\sigma_{střiž}$:

$$\sigma_{střiž} = \frac{F}{S_s} \quad (8.38)$$

otlačovaná plocha S_t :

$$S_t = t_1 \cdot (l - b) \quad (8.39)$$

tlak na otláčovanou plochu P_t :

$$P_t = \frac{F}{S_t} \quad (8.40)$$

8.6.2 Pevnostní kontrola per

pro přenesení kroutícího momentu mezi hřídelem převodovky a ozubeným kolem bylo využito pera ČSN 022562 01 8e7x7x63

vstupní hodnoty:

šířka pera	$b = 8mm$
výška pera	$h = 7mm$
celková délka pera	$l = 63mm$
průměr hřídele	$D = 25mm$
kroutící moment	$M = 24Nm$
výška pera v náboji	$t_1 = 2.9mm$

výstupní hodnoty:

střižná plocha	$S = 490.265mm^2$
střižná síla	$F = 1920.000N$
pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu	$3.916MPa < 50MPa$
otlačovaná plocha	$S_o = 159.500mm^2$
tlak na otlačované ploše	$P_o = 12.038MPa$
pero vyhovuje pevnostní podmínce na otlačení	$12.038MPa < 120MPa$

Shodným postupem výpočtu bylo dosaženo i zbylých výsledků kontroly per

pro přenesení kroutícího momentu mezi rozvodným hřídelem a pastorkem bylo využito pera ČSN 022562 01 6e7x6x32

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu	$6.512MPa < 50MPa$
pero vyhovuje pevnostní podmínce na otlačení	$18.462MPa < 120MPa$

pro přenesení kroutícího momentu mezi hřídeli a řemenicemi ve všech případech bylo využito pera ČSN 022562 01 8e7x7x40

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu	$6.269MPa < 50MPa$
pero vyhovuje pevnostní podmínce na otlačení	$20.690MPa < 120MPa$

pro přenesení kroutícího momentu mezi hřídelem motoru a řetězovým kolem bylo využito pera ČSN 022562 01 6e7x6x28

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu	$21.150MPa < 50MPa$
pero vyhovuje pevnostní podmínce na otlačení	$61.633MPa < 120MPa$

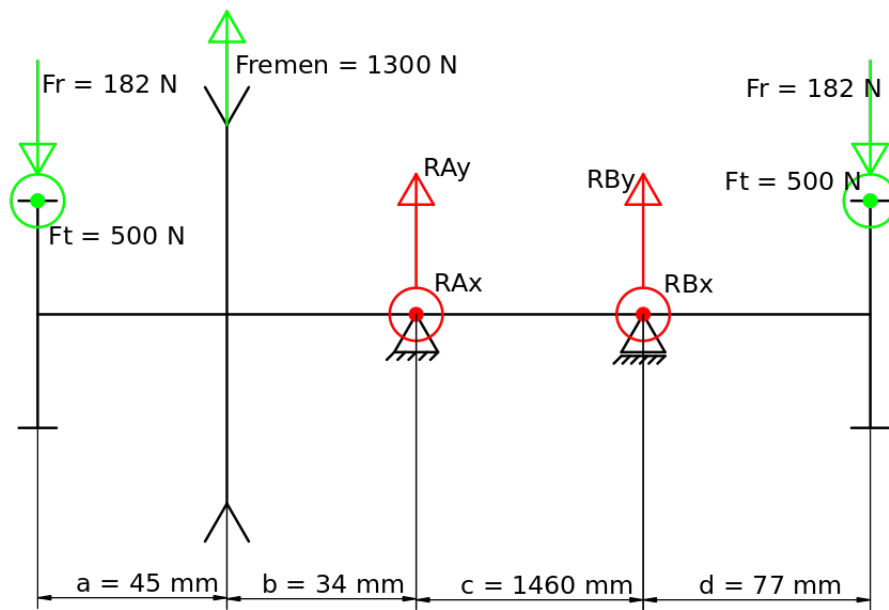
pro přenesení kroutícího momentu mezi hřídelem rozvodné hřídele a řetězového kola bylo využito pera ČSN 022562 01 10e7x8x36

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu	$8.593MPa < 50MPa$
pero vyhovuje pevnostní podmínce na otlačení	$33.905MPa < 120MPa$

8.7 Kontrola ložisek

8.7.1 Reakční síly na přední průběžné hřídeli



Obrázek 8.2: Přední průběžný hřídel výpočet reakcí

y:

$$-F_r + F_{remen} + R_{Ay} + R_{By} - F_r = 0 \quad (8.41)$$

M_{Ax} :

$$-F_r \cdot (a + b) + F_{remen} \cdot b - R_{By} \cdot c + F_r \cdot (c + d) = 0 \quad (8.42)$$

x:

$$F_t + R_{Ax} + R_{Bx} + F_t = 0 \quad (8.43)$$

M_{Ay} :

$$-F_t \cdot (a + b) + R_{Bx} \cdot c + F_t \cdot (c + d) = 0 \quad (8.44)$$

po vyjádření jednotlivých reakcí:

$$R_{By} = \frac{-F_r \cdot (a + b) + F_{remen} \cdot b + F_r \cdot (c + d)}{c} = \frac{-182 \cdot (45 + 34) + 1300 \cdot 34 + 182 \cdot (1460 + 77)}{1460} = 232\text{ N} \quad (8.45)$$

$$R_{Ay} = 2 \cdot F_r - F_{remen} - R_{By} = 2 \cdot 182 - 1300 - 232 = -1168N \quad (8.46)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t(a+b) - F_t(c+d)}{c} = \frac{500 \cdot (45+34) - 500 \cdot (1460+77)}{1460} = -500N \quad (8.47)$$

$$R_{Ax} = -2 \cdot F_t - R_{Bx} = -2 \cdot 500 + 500 = -500N \quad (8.48)$$

výsledné reakce na ložiska v místech A a B:

Při výpočtu bylo využito lehkého zjednodušení geometrie, díky němuž jsou výsledky reakčních sil neznatelně vyšší. Osy průběžných hřídelů a hřídelů reverzační převodovky nejsou ve stejné výšce (rozdíl je 10 mm), takže síla od řemene není přesně kolmá k tečné síle mezi pastorkem a ozubeným hřebenem.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(-500)^2 + (-1168)^2} = 1270N \quad (8.49)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-500)^2 + 232^2} = 551N \quad (8.50)$$

8.7.2 Životnost ložisek na přední průběžné hřídeli

Životnost ložisek byla určena pomocí internetové kalkulačky na webových stránkách SKF. Při otevření každého ložiska v jejich katalogu je možné následně zkontrolovat, jak dlouho ložisko vydrží na základě vstupních parametrů. Výsledkem jsou dvě časové hodnoty životnosti standardní a SKF, která je vždy o něco nižší. SKF do svého výpočtu zahrnuje více vlivů, jako například druh maziva.

Všechna čtyři ložiska na průběžných hřídelích jsou předvybrána jako SKF 6006-2RS1, jedná se o ložisko s oboustranným krytovaním a celoživotní náplní vazelínou. základní parametry ložiska:

průměr díry	d	30 mm
vnější průměr	D	55 mm
šířka	B	13 mm
základní dynamická únosnost	C	13.8 kN
základní statická únosnost	C0	8.3 kN
mezní otáčky		8 000 ot/min

[16]

parametry zadané do kalkulačky:

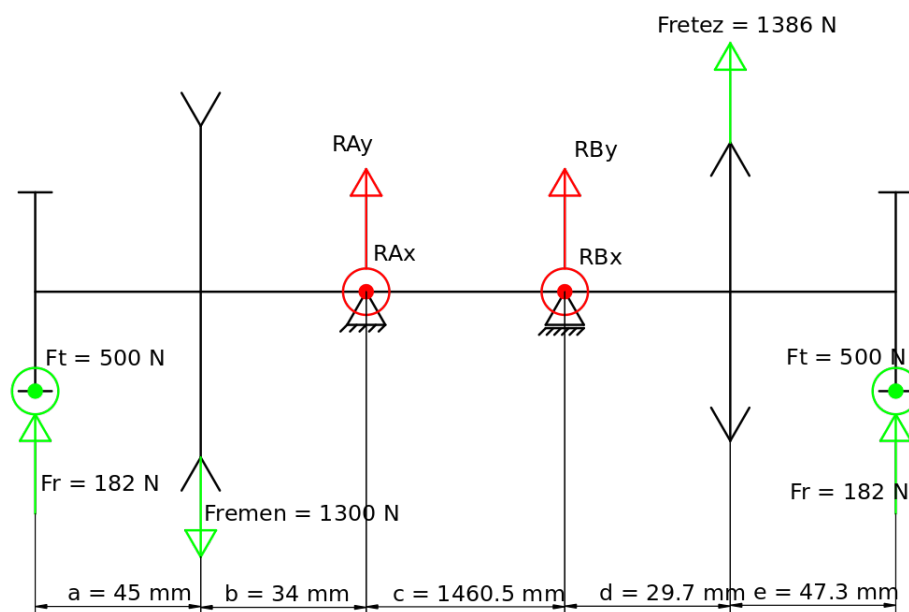
radiální zatížení	1.27 kN
axiální zatížení	0 kN
otáčky	10 ot/min
mazivo(přednastavené skf)	vazelína MT47
uložení hřídele	horizontální
	[16]

výstupy z kalkulačky:

statická bezpečnost	$S_0 = 6.54$
základní životnost	$L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$
životnost SKF	$L_{10mh} = 2 \cdot 10^5 h$
	[16]

Ložiska na přední průběžné hřídeli jsou dostatečně silná, aby snesla statické zatížení od pojezdu a zároveň aby byla schopna vydržet minimálně 200 000 hodin při provozních otáčkách průběžného hřídele.

8.7.3 Reakční síly na zadní průběžné hřídeli



Obrázek 8.3: Zadní průběžný hřídel výpočet reakcí

y:

$$F_r - F_{remen} + R_{Ay} + R_{By} + F_r + F_{rezen} = 0 \quad (8.51)$$

M_{Ax} :

$$F_r \cdot (a + b) - F_{remen} \cdot b - R_{By} \cdot c - F_r \cdot (c + d + e) - F_{retez} \cdot (c + d) = 0 \quad (8.52)$$

x:

$$F_t + R_{Ax} + R_{Bx} + F_t = 0 \quad (8.53)$$

M_{Ay} :

$$-F_t \cdot (a + b) + R_{Bx} \cdot c + F_t \cdot (c + d + e) = 0 \quad (8.54)$$

po vyjádření jednotlivých reakcí:

$$\begin{aligned} R_{By} &= \frac{F_r \cdot (a + b) - F_{remen} \cdot b - F_{retez} \cdot (c + d) - F_r(c + d + e)}{c} = \\ &= \frac{182 \cdot (45 + 34) - 1300 \cdot 34 - 1386 \cdot (1460.5 + 29.7) - 182 \cdot (1460.5 + 29.7 + 47.3)}{1460.5} = \\ &= -1627N \quad (8.55) \end{aligned}$$

$$R_{Ay} = -2 \cdot F_r + F_{remen} - F_{retez} - R_{By} = -2 \cdot 182 + 1300 - 1386 + 1656 = 1206N \quad (8.56)$$

$$\begin{aligned} R_{Bx} &= \frac{F_t(a + b) - F_t(c + d + e)}{c} = \\ &= \frac{500 \cdot (45 + 34) - 500 \cdot (1460.5 + 29.7 + 47.3)}{1460.5} = -500N \quad (8.57) \end{aligned}$$

$$R_{Ax} = -2 \cdot F_t - R_{Bx} = -2 \cdot 500 + 500 = -500N \quad (8.58)$$

výsledné reakce na ložika v místech A a B:

Při výpočtu bylo využito lehkého zjednodušení geometrie, díky němuž jsou výsledky reakčních sil neznatelně vyšší. Osy průběžných hřídelů a hřídelů reverzační převodovky nejsou ve stejné výšce (rozdíl je 10 mm), takže síla od řemene není přesně kolmá k tečné síle mezi pastorkem a ozubeným hřebenem.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(-500)^2 + (-1206)^2} = 1306N \quad (8.59)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(-500)^2 + 1627^2} = 1702N \quad (8.60)$$

8.7.4 Životnost ložisek na zadní průběžné hřídeli

základní parametry ložiska:

Ty jsou stejné jako jako na přední průběžné hřídeli
parametry zadané do kalkulačky:

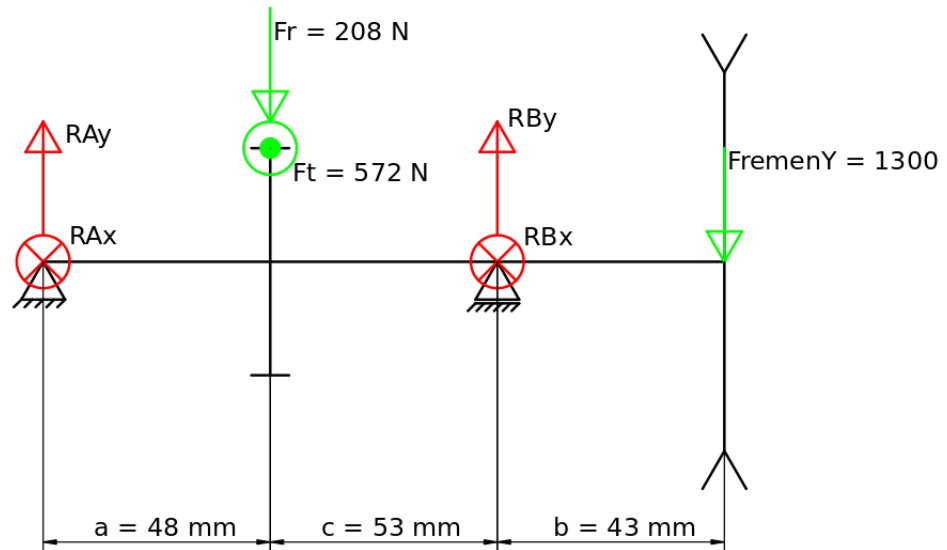
radiální zatížení	1.7 kN
axiální zatížení	0 kN
otáčky	10 ot/min
mazivo(přednastavené skf)	vazelína MT47
uložení hřídele	horizontální [16]

výstupy z kalkulačky:

statická bezpečnost	$S_0 = 4.88$
základní životnost	$L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$
životnost SKF	$L_{10mh} = 118000h$ [16]

Ložiska na zadní průběžné hřídeli jsou dostatečně silná, aby snesla statické zatížení od pojezdu a zároveň aby byla schopna vydržet minimálně 118 000 hodin při provozních otáčkách průběžného hřídele.

8.7.5 Reakční síly na uložení hřídele převodovky



Obrázek 8.4: Hřídel převodovky výpočet reakcí

y:

$$R_{Ay} + R_{By} - F_r - F_{remenY} = 0 \quad (8.61)$$

M_{Ax} :

$$F_r \cdot a - R_{By} \cdot (a + c) + F_{remenY} \cdot (a + b + c) = 0 \quad (8.62)$$

x:

$$F_t - R_{Ax} - R_{Bx} = 0 \quad (8.63)$$

M_{Ay} :

$$F_t \cdot a - R_{Bx} \cdot (a + c) = 0 \quad (8.64)$$

po vyjádření jednotlivých reakcí:

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot a + F_{remenY} \cdot (a + b + c)}{a + c} = \frac{208 \cdot 48 + 1300 \cdot (48 + 43 + 53)}{48 + 53} = 1953\text{ N} \quad (8.65)$$

$$R_{Ay} = -R_{By} + F_r + F_{remenY} = -1953 + 208 + 1300 = -445\text{ N} \quad (8.66)$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot a}{a + c} = \frac{575 \cdot 48}{48 + 53} = 273N \quad (8.67)$$

$$R_{Ax} = F_t - R_{Bx} = 575 - 273 = 302N \quad (8.68)$$

výsledné reakce na ložiska v místech A a B:

Při výpočtu zde bylo využito stejného zjednodušení jako u předchozích výpočtů reakcí.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{(302)^2 + (-445)^2} = 538N \quad (8.69)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(273)^2 + (1953)^2} = 1972N \quad (8.70)$$

8.7.6 Životnost ložisek v převodovce

Stejně jako v minulém případě zde byla pro výpočet využita kalkulačka SKF. Předvolené ložisko 6205 2RS1

průměr díry	d	25 mm
vnější průměr	D	52 mm
šířka	B	15 mm
základní dynamická únosnost	C	11.7 kN
základní statická únosnost	C0	7.65 kN
mezní otáčky		8500 ot/min
		[17]

parametry zadané do kalkulačky:

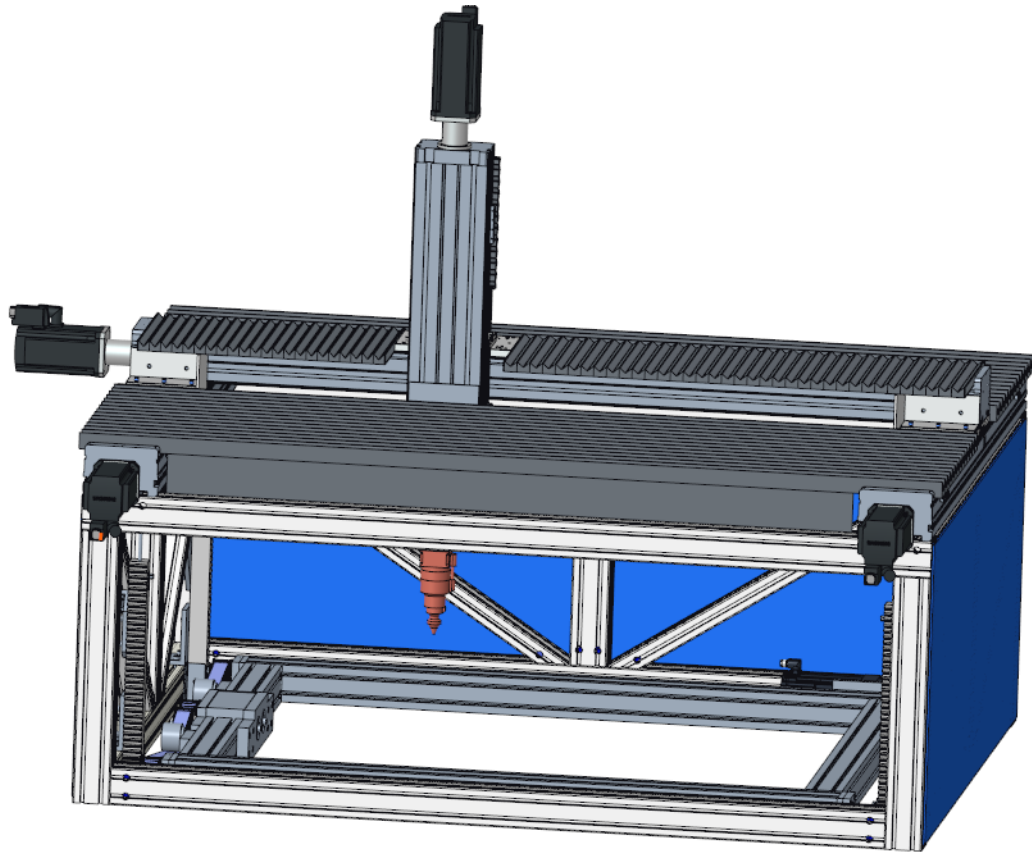
radiální zatížení	1.97 kN
axiální zatížení	0 kN
otáčky	10 ot/min
mazivo	VT378 s aditivem pro vysoké tlaky
uložení hřídele	horizontální
	[17]

výstupy z kalkulačky:

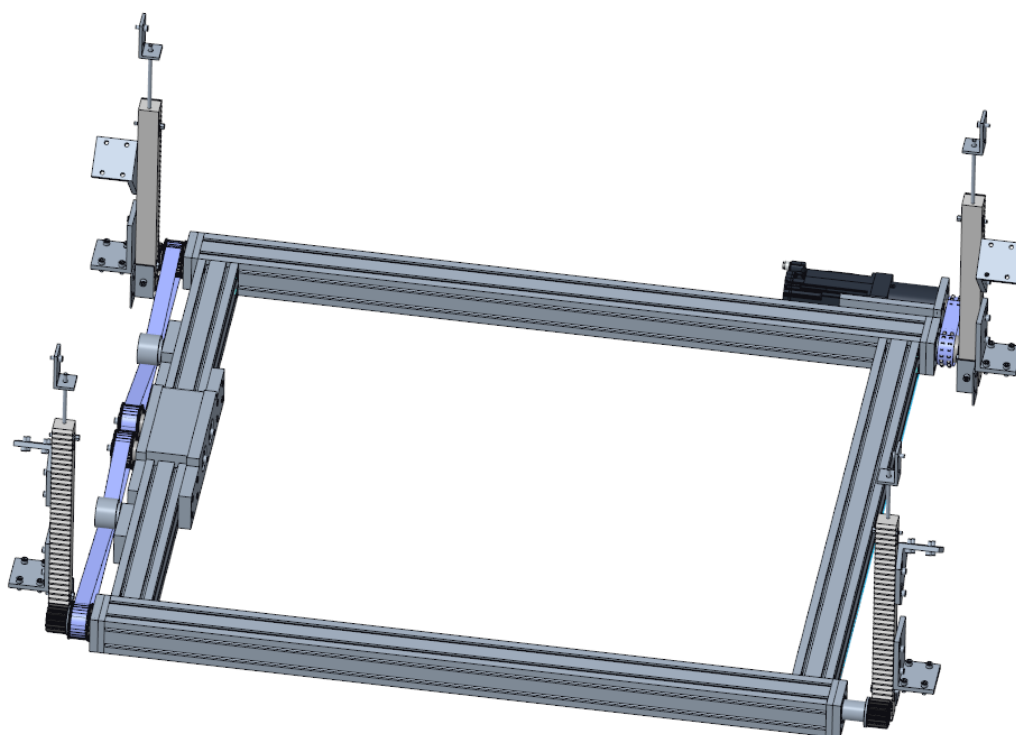
statická bezpečnost	$S_0 = 3.88$
základní životnost	$L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$
životnost SKF	$L_{10mh} = 2 \cdot 10^5 h$
	[17]

Nejvytíženější ložisko převodovky tedy vydrží statické zatížení s bezpečností $k = 3.88$ a při provozních otáčkách by životnost měla být podle standardního výpočtu $L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$ a podle výpočtu SKF $L_{10mh} = 2 \cdot 10^5 h$.

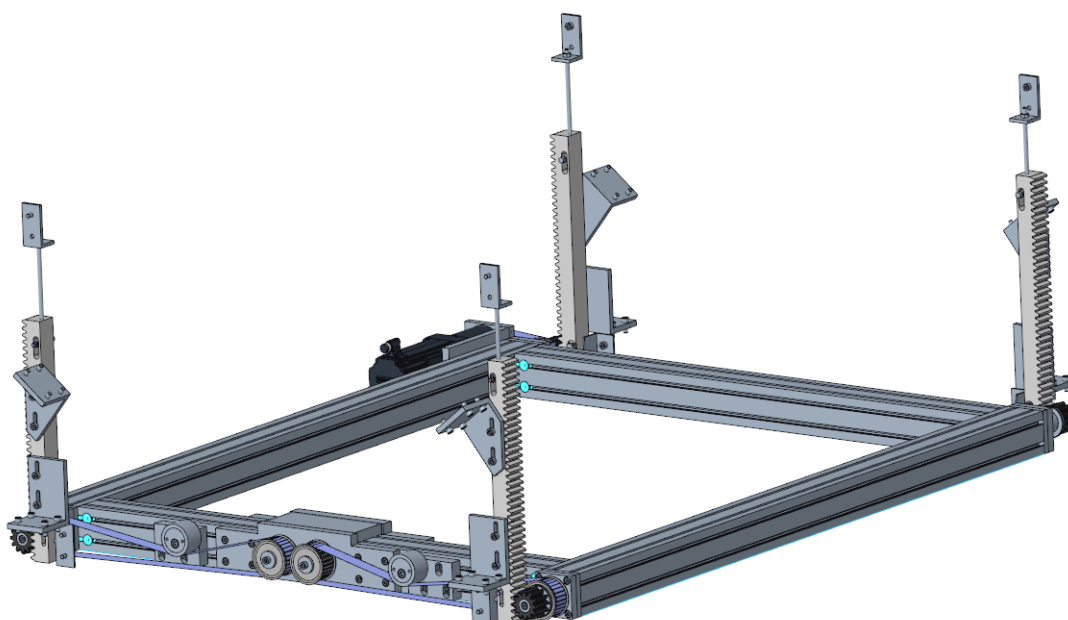
Vzhledem k tomu, že všechna ložiska využitá v konstrukci stráví v pohybu naprosto minimální procento životnosti, je vypovídající především to, jak ložiska vydrží při statickém zatížení.



Obrázek 8.5: Výsledný model stroje



Obrázek 8.6: Výsledný model se zneviditeněným strojem



Obrázek 8.7: Výsledný model se zneviditeněným strojem boční pohled

9 Návrh a výpočty varianty se závitovými tyčemi

9.1 Výpočet hmotnosti pojezdu a určení zátěžných sil

Jak již bylo řečeno v předešlých kapitolách, hlavní výhodou tohoto řešení je to, že hmota mechanismu pro rozvod výkonu se nezvedá společně s roštem. Tím pádem dochází k výraznému odlehčení mechanismu.

Stejně jako při výpočtu zatížení předešlého mechanismu, je i zde uvedena pouze orientační hmotnost tak, aby umožnila zkontrolovat jednotlivé komponenty zvedacího mechanismu. Také zde bude počítáno s maximální hmotností založeného plechu a bude zaveden předpoklad rovnoměrného zatížení jednotlivých posuvových šroubů.

profily 80x80 podpůrného rámu	21 kg
rošt (odhadnutá hmotnost)	40 kg
maximální hmotnost vloženého plechu	50 kg
ocelové úhelníky pro uchycení posuvové matice	16 kg
spojovací úhelníky podpůrného rámu	6 kg
zbytek (odhadnuto)	8 kg
celková hmotnost	141 kg
výpočtová hmotnost	200 Kg

Stejně jako v minulém případě zde byla výpočtová hmotnost navýšena na 200 kilogramů. Oproti minulému výpočtu je rezerva výrazně vyšší, ale to by nemělo ničemu vadit. Maximální tlačná síla na jeden šroub by tedy měla být 500 N, z tohoto a pár dalších údajů lze dopočítat potřebný kroutící moment. Zvolený šroub je posuvový šroub s rovnoramenným lichoběžníkovým závitem o vrcholovém úhlu 30° 32x6 mm.

zátěžná síla	$Q = 500 \text{ N}$
střední průměr závitu	$d_2 = 29 \text{ mm}$
stoupání závitu	$L = 6 \text{ mm}$
polovina vrcholového úhlu	$\alpha_1 = 15^\circ$
součinitel tření	$f = 0.09$ (ocelový šroub - bronzová matice)

$$M_{kup} = \frac{Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{L \cdot \cos(\alpha_1) + \pi \cdot f \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \cos(\alpha_1) - f \cdot L}}{1000} = \frac{500 \cdot \frac{29}{2} \cdot \frac{6 \cdot \cos(15) + \pi \cdot 0.09 \cdot 29}{\pi \cdot 29 \cdot \cos(15) - 0.09 \cdot 6}}{1000} = 1.16 Nm \quad (9.1)$$

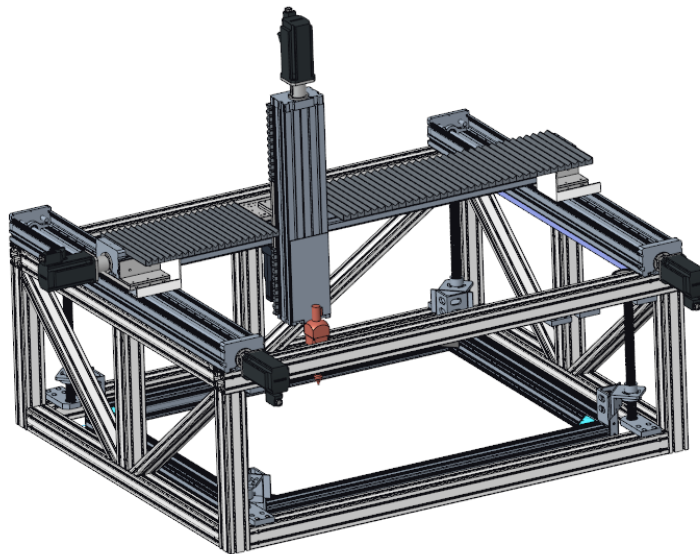
[18]

9.2 Uložení závitových tyčí

Pro uložení závitových tyčí připadaly v úvahu dvě možnosti. Vyrobit hliníkové kostky, do kterých budou vložena ložiska a nebo upravit ocelové L profily tak, aby se daly připevnit k rámu stroje a zároveň na ně bylo možné uchytit buď svépomocí vyrobené hliníkové kostky s ložisky nebo nakoupené ložiskové domky.

9.2.1 Ocelové úhelníky s koupenými ložiskovými domky

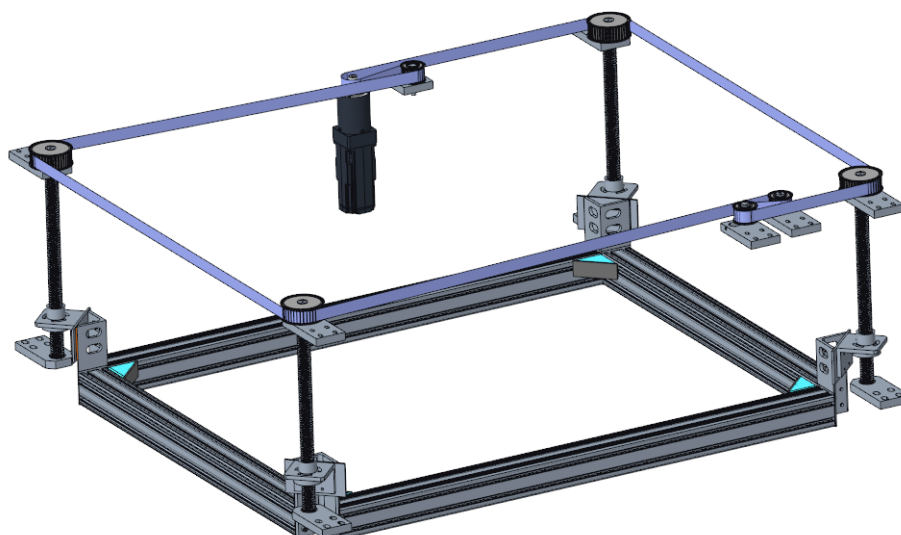
Jedním z prvních problémů tohoto návrhu je fakt, že axiální ložiska, ve kterých by měl být šroub na své spodní straně uložen, se při návrhu konstrukce nikde nedařila sehnat v provedení s domečkem. Tím pádem tato varianta pro uložení spodních ložisek nedává příliš velký smysl, protože by se stejně musela vyrábět hliníková kostka, do které by se ložisko uložilo. Takže tato varianta v tomto případě pouze zvyšuje počet součástí, které je potřeba vyrobit.



Obrázek 9.1: Konstrukce s dlouhým řemenem se strojem

Zatímco využití pro uložení v horní části by mohlo mít své výhody. Ta hlavní by měla spočívat v tom, že při využití ocelových L profilů by se nemusely upravovat zavětrovací výztuhy v zadní části rámu. Tyto výztuhy se totiž sbíhají z obou stran

k horní části rohových svislých nosníků v zadní části stroje. Úprava by ale neměla být složitá a mělo by být možné využít k ní stávající vzpěry, které jsou na stroji. Další výhodou tohoto řešení je to, že místo hliníkové kostky, která má přesný tolerovaný rozměr na ložisko, by se mohl pouze lehce upravit normalizovaný ocelový profil tvaru L tak, aby se na něj dal připevnit koupěný ložiskový domek, což by pravděpodobně ušetřilo náklady na výrobu. Toto řešení má ale i nevýhody. Hlavní nevýhodou je prostorové omezení, které s sebou toto řešení nese. Nakoupené ložiskové domky jsou výrazně vyšší než hliníkové kostky, které by bylo možné vyrobit na katedře. Za předpokladu, že by posuvové šrouby zůstaly na stejných místech jako při druhém řešení, vznikne zde problém s tím, že se budou muset použít menší řemenice. A to o dvojnásobek tloušťky zvoleného L profilu a výšky hlav zvolených šroubů na průměru. To by mohlo mít relativně velký vliv na přesnost celého mechanismu. Menší řemenice mají menší obvod, takže při změně směru otáčení závitových tyčí dojde k uvolnění tažné větve a napnutí uvolnění. Vlivem zatížení dojde k prodloužení řemene a na menší řemenici se projeví jako větší úhel. Navíc pro pohyb mechanismu bude zapotřebí větší tažná síla a o to větší prodloužení řemene jejím působením.



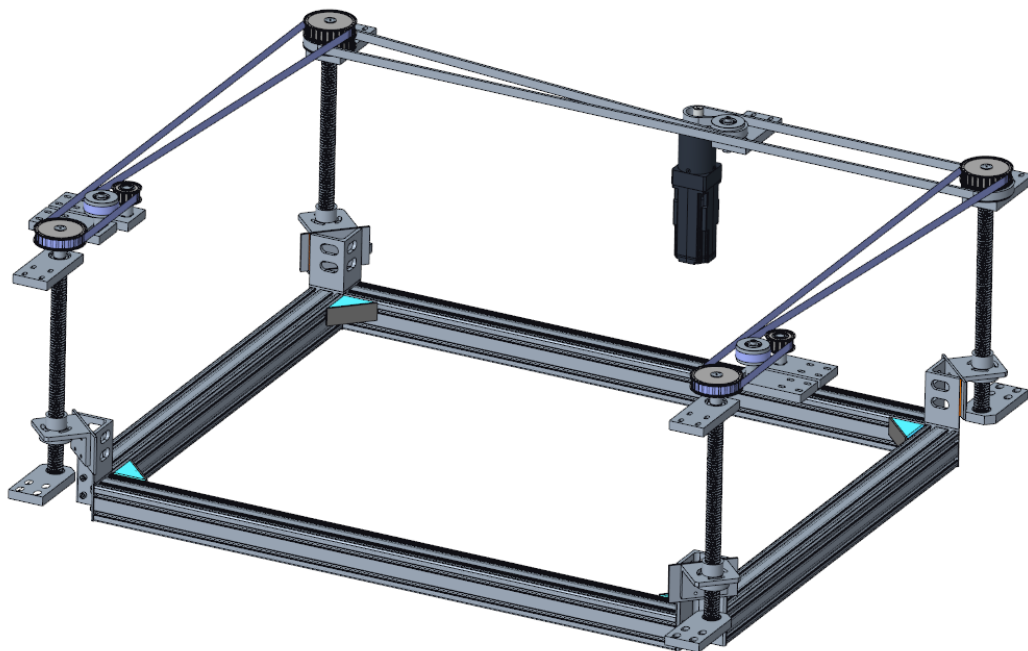
Obrázek 9.2: Konstrukce s dlouhým řemenem bez stroje

9.2.2 Vlastní konstrukce uložení

Jak už bylo řečeno v předchozím odstavci, tato varianta má výhodu v tom, že se na ni dá uložit větší řemenice a nevýhodu v tom, že se kvůli ní musí lehce upravit původní rámová konstrukce. Díky tomu, že se jedná o relativně jednoduchou úpravu, výhody tohoto řešení přesahují jeho nevýhody oproti druhé variantě. Bude tedy použito na stroji.

9.3 Komplikace s délkou řemenu

V původním koncepčním návrhu byl navržen zjednodušený model řemene, na základě kterého se zjistilo, že se vyrábí nekonečné ozubené řemeny různých typů o dostatečné délce, aby jediný řemen dokázal přenést potřebný výkon po celém stroji. Bohužel ale nebyla věnována dostatečná pozornost tomu, o jaké řemeny se jedná a jaké minimální velikosti řemenic podporují. Na základě této nepozornosti vznikla komplikace, kvůli které bylo zapotřebí původní konstrukci přepracovat. Přepracování spočívalo v rozdělení řemenového rozvodu na tři části. Koncepce zadní části s motorem a napínací řemenicí zůstala v podstatě zachována od původního návrhu. Změna nastala v tom, že tento řemen rozvádí výkon pouze po zadních dvou rohových šroubech. Od těchto řemenic na posuvových šroubech je potom vždy po příslušné straně výkon rozveden pomocí dalšího řemene na jeden posuvový šroub v přední části stroje.



Obrázek 9.3: Rozpracovaná konstrukce pro rozdělení rozvodu na tři části

Takováto změna kromě řešení jednoho problému zanesla do konstrukce několik dalších drobných problémů. Jak uložit dvě řemenice na jeden šroub? Bylo by možné uložení obkročně okolo kostky, na které je šroub v horní části uložen. Nebo by bylo možné obě řemenice uložit těsně vedle sebe hned nad kostkou s ložiskem. Obě řešení se od sebe liší pouze lehce a každé má své drobné výhody i nevýhody. Mezi výhody uložení obou řemenic nad kostku s ložiskem patří to, že jsou řemenice schované za původním rámem stroje. Stává se tak prakticky nemožným do řemenového převodu strčit za chodu ruce a způsobit pracovní úraz. U tohoto provedení proto není zapotřebí vyrábět nějaký další kryt pro tuto část. Nevýhodou tohoto řešení

naopak je méně prostoru pro montáž a demontáž ať už řemenů nebo samotného šroubu s řemenicemi a horní kostkou. Vybráno bylo řešení, které má obě řemenice nad ložiskem. Kvůli nižším silám v řemeni bylo určeno, že horní řemenice budou rozvádět výkon zezadu dopředu a spodní řemenice blíže ložisku kvůli větším silám v řemeni a výhodnější poloze pro uložení motoru budou přenášet výkon mezi sebou a motorem.

9.4 Návrh řemenových převodů

Po rozdělení řemenového převodu na tři rozdělené převody bylo zapotřebí vybrat vhodný řemen. Volbou pro všechny řemenové převody je palcový řemen profilu H s roztečí 12.7 mm a šířkou 19.05 mm. To, jestli je vhodný, ověří následné výpočty:

9.4.1 Zadní rozvod od motoru

Řemenice na Motoru	
Průměr řemenice	$D_1 = 56.59mm$
Počet zubů	$z_1 = 14$
Řemenice na posuvových šroubech	
Průměr řemenice	$D_2 = 105.11mm$
Počet zubů	$z_2 = 26$

Zjištění potřebných koeficientů z katalogu Continental[19]:

Koeficient záběru zubu:

$$C_1 = Z_e = Z_1 \cdot \frac{beta}{360} = 14 \cdot \frac{208}{360} = 8.089 \quad (9.2)$$

Koeficient zatížení průměrnou nerovnoměrností $C_2 = 1$

Koeficient zrychlení $C_3 = 0.2$

celkový provozní koeficient:

$$C_0 = C_2 + C_3 = 1 + 0.2 = 1.2 \quad (9.3)$$

Určení tažné síly v řemeni. Potřebný kroutící moment pro otočení všemi řemenicemi $M_k = 4 \cdot M_{kup} = 4 \cdot 1.16 = 4.64Nm$. Tažná síla je potom rovna $F_u = \frac{M_k}{R_2} = \frac{4.64}{0.0526} = 89N$ [19]

Určení šířky podle přípustného zatížení boků

$$b_{err} = \frac{F_u \cdot c_0 \cdot 10}{F_{uspez} \cdot C_1} = \frac{89 \cdot 1.2 \cdot 10}{37 \cdot 8.089} = 3.568mm \quad (9.4)$$

Šíře řemenu 3.568 mm je výrazně menší než původně zvolených 19.05 mm, takže řemen bude mít vyšší bezpečnost. Ještě zbývá zvolit velikost předepínací síly

řemenu a vzdálenost, o kterou bude nutné předejmut, aby se této síly docílilo. Podle katalogu musí být předejmutá síla pouze větší než maximální síla v řemenu. Předejmutá síla byla tedy zvolena na 200 N. To z toho důvodu, že žádný výpočet, který byl proveden nebere v úvahu odporové síly. Předpokládá se relativně pomalý chod s nízkou dynamikou tak, aby její vlivy byly zanedbatelné.[19]

Vzdálenost pro dosažení předpětí v řemenu je potom rovna

$$\Delta a = \frac{F_t \cdot L_w}{2 \cdot c_{spec} \cdot b} = \frac{200 \cdot 4318}{2 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 19.05} = 1.13 \text{ mm} \quad (9.5)$$

Kontrola přípustného zatížení tažného vlákna:

Maximální přípustné zatížení vlákna z katalogu od firmy Continental $F_{zul} = 1300$. Katalog dále uvádí že by tato síla měla být nižší než maximální síla předpětí přenásobený celkovým provozním koeficientem c_0 [19]

Maximální síla předpětí F_{tmax} :

$$F_{tmax} = F_t + F_u = 200 + 89 = 289 \text{ N} \quad (9.6)$$

$$F_{zul} > F_{tmax} \cdot C_0; 1300 > 289 \cdot 1.2 = 354 \quad (9.7)$$

9.4.2 Boční rozvody

Řemenice na hnacím šroubu

Průměr řemenice $D_1 = 105.11 \text{ mm}$

Počet zubů $z_1 = 26$

Řemenice na hnaném šroubu

Průměr řemenice $D_2 = 105.11 \text{ mm}$

Počet zubů $z_2 = 26$

Zjištění potřebných koeficientů z katalogu Continental proběhlo shodným způsobem jako při výpočtu zadního rozvodu od motoru. Koeficienty budou tedy uvedeny pouze v dosazeních do vzorců.

Určení tažné síly v řemenu. Potřebný kroutící moment pro otočení jednou řemenicí $M_k = M_{kup} = 1.16 \text{ Nm}$. Tažná síla je potom rovna $F_u = \frac{M_k}{R_2} = \frac{1.16 \cdot 2}{0.10511} = 22 \text{ N}$

Určení šířky podle přípustného zatížení boků

$$b_{err} = \frac{F_u \cdot c_0 \cdot 10}{F_{uspez} \cdot C_1} = \frac{22 \cdot 1 \cdot 10}{37 \cdot 12} = 0.5 \text{ mm} \quad (9.8)$$

Šíře řemenu 0.5 mm je výrazně méně než zvolených 19.05 mm takže řemen bude bezpečnější. Ještě zbývá zvolit velikost předejmuté síly řemenu a vzdálenost, o kterou bude nutné předejmut, aby se této síly docílilo. Podle katalogu musí být předejmutá síla pouze větší než maximální síla v řemenu. Předejmutá síla byla tedy zvolena na 70 N. To z toho důvodu, že žádný výpočet, který byl proveden nebere

v úvahu odporové síly. Předpokládá se relativně pomalý chod s nízkou dynamikou tak, aby její vlivy byly zanedbatelné.

Vzdálenost pro dosažení předpětí v řemeni je potom rovna:

$$\Delta a = \frac{F_t \cdot L_w}{2 \cdot c_{spec} \cdot b} = \frac{70 \cdot 3175}{2 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 19.05} = 0.3mm \quad (9.9)$$

Kontrola přípustného zatížení tažného vlákna:

Maximální síla předpětí F_{tmax} :

$$F_{tmax} = F_t + F_u = 70 + 22 = 92N \quad (9.10)$$

$$F_{zul} > F_{tmax} \cdot C_0; 1300 > 92 \cdot 1 = 92 \quad (9.11)$$

9.5 Pevnostní kontrola per

Pro kontrolu per byla využita stejná kalkulačka jako pro kontrolu per ve variantě s posuvovými hřebeny.

Pro přenesení kroutícího momentu mezi předními řemenicemi u obsluhy a posuvovými šrouby bylo využito pera ČSN 022562 01 5e7x5x28.

Pero v tomto a dalších případech na jednom konci přesahuje přes okraj řemenice. Bude počítáno jakoby v tomto místě pero končilo svojí válcovou plochou tečně k čelu řemenice. Vypočtené tlaky tedy budou o trochu vyšší než by měly být. To by ale nemělo ničemu vadit.

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu $1.239MPa < 50MPa$
 pero vyhovuje pevnostní podmínce na otláčení $3.590MPa < 120MPa$

Pro přenesení kroutícího momentu mezi posuvovým šroubem a zadními horními řemenicemi bylo využito pera ČSN 022562 01 5e7x5x56. S tím že pero přenáší výkon mezi dvěma řemenicemi a posuvovým šroubem. Výpočtová délka tohoto pera bude pro horní řemenici počítána $L = 23.1mm$. To je stejná délka jako v předešlém výpočtu je shodné také zatížení i výsledné zatížení.

Pro přenesení kroutícího momentu mezi posuvovým šroubem a zadními spodními řemenicemi bylo využito pera ČSN 022562 01 5e7x5x56. Výpočtová délka tohoto pera bude pro spodní řemenici počítána $L = 32.9mm$.

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu $1.715MPa < 50MPa$
 pero vyhovuje pevnostní podmínce na otláčení $4.658MPa < 120MPa$

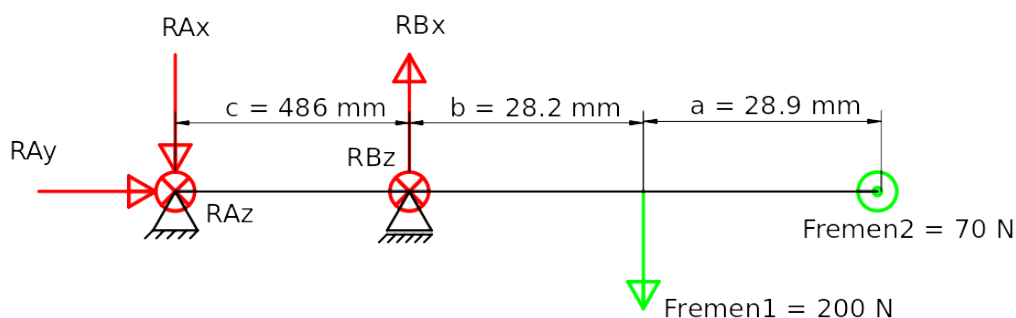
Pro přenesení kroutícího momentu mezi hřídelí motoru a hlavní hnací řemenicí bylo využito pera ČSN 022562 01 6e7x6x32.

výstupní hodnoty:

pero vyhovuje pevnostní podmínce ve stříhu $MPa < 50MPa$
 pero vyhovuje pevnostní podmínce na otláčení $MPa < 120MPa$

9.6 Pevnostní kontrola ložisek

9.6.1 Reakční síly na posuvovém šroubu



Obrázek 9.4: Zatížení na posuvovém šroubu se dvěma řemenicemi

x:

$$F_{remen1} - R_{Bx} + R_{Ax} = 0 \quad (9.12)$$

y:

$$R_{Ay} = Q = 500N \quad (9.13)$$

z:

$$F_{remen2} - R_{Bz} - R_{Az} = 0 \quad (9.14)$$

M_{Az} :

$$R_{Bx} \cdot c - F_{remen1} \cdot (b + c) = 0 \quad (9.15)$$

M_{Ax} :

$$-R_{Bz} \cdot c + F_{remen1} = 0 \quad (9.16)$$

po vyjádření jednotlivých reakcí:

$$R_{Bx} = \frac{F_{remen1} \cdot (b + c)}{c} = \frac{200 \cdot (28.2 + 486)}{486} = 212N \quad (9.17)$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{remen2} \cdot (a + b + c)}{c} = \frac{70 \cdot (28.9 + 28.2 + 486)}{486} = 79N \quad (9.18)$$

$$R_{Az} = F_{remen2} - R_{Bz} = 70 - 79 = 9N \quad (9.19)$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} - F_{remen1} = 212 - 200 = 12N \quad (9.20)$$

výsledné reakce na ložiscích v místech A a B:

Při výpočtu bylo využito lehkého zjednodušení geometrie, díky němuž jsou výsledky reakčních sil neznatelně zkreslené.

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(12)^2 + (9)^2} = 15N \quad (9.21)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(212)^2 + (79)^2} = 227N \quad (9.22)$$

9.6.2 Životnost ložisek horního uložení posuvových šroubů

základní parametry ložiska:

průměr díry	d	17 mm
vnější průměr	D	47 mm
šířka	B	14 mm
základní dynamická únosnost	C	14.3 kN
základní statická únosnost	C0	6.55 kN
mezní otáčky		17 000 ot/min

[20]

parametry zadané do kalkulačky:

radiální zatížení	0.227 kN
axiální zatížení	0 kN
otáčky	150 ot/min
mazivo(přednastavené skf)	MT47
uložení hřídele	horizontální

[20]

výstupy z kalkulačky:

statická bezpečnost	$S_0 > 20$
základní životnost	$L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$
životnost SKF	$L_{10mh} = 2 \cdot 10^5 h$

[20]

Ložiska horních uložení posuvových šroubů jsou dostatečně silná, aby snesla statické zatížení od pojezdu a zároveň aby byla schopna vydržet minimálně 200 000 hodin při provozních otáčkách šroubu.

9.6.3 Životnost ložisek spodního uložení posuvových šroubů

základní parametry ložiska:

průměr díry	d	15 mm
vnější průměr	D	32 mm
šířka	B	12 mm
základní dynamická únosnost	C	15.9 kN
základní statická únosnost	C0	25 kN
mezní otáčky		10 000 ot/min

[21]

parametry zadané do kalkulačky:

radiální zatížení	0 kN
axiální zatížení	0.5 kN
otáčky	150 ot/min
mazivo(přednastavené skf)	LGMT2
uložení hřídele	vertikální

[21]

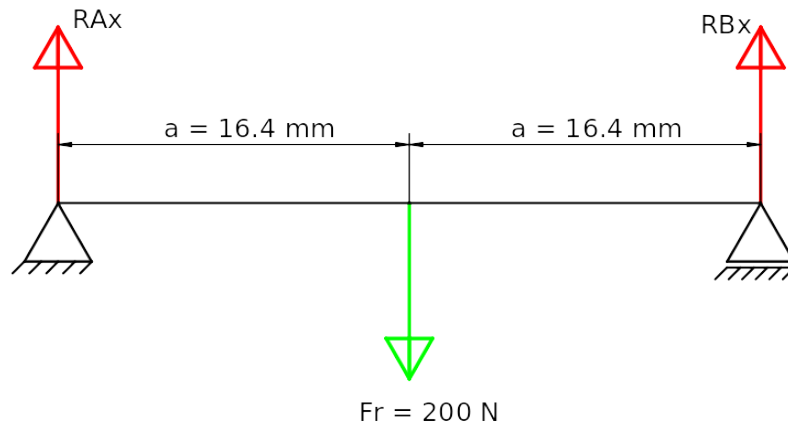
výstupy z kalkulačky:

statická bezpečnost	$S_0 > 20$
základní životnost	$L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$
životnost SKF	$L_{10mh} = 2 \cdot 10^5 h$

[21]

Ložiska spodních uložení posuvových šroubů jsou dostatečně silná, aby snesla statické zatížení od pojezdu a zároveň aby byla schopna vydržet minimálně 200 000 hodin při provozních otáčkách šroubu.

9.6.4 Reakční síly na hřídeli pro uložení vložených řemenic



Obrázek 9.5: Zatížení vložené řemenice

x:

$$-F_r + R_{Bx} + R_{Ax} = 0 \quad (9.23)$$

M_{Ay} :

$$R_{Bx} \cdot 2a - F_r \cdot a = 0 \quad (9.24)$$

po vyjádření jednotlivých reakcí:

$$R_{Bx} = \frac{F_r \cdot a}{2a} = \frac{200 \cdot 16.4}{2 \cdot 16.4} = 100\text{ N} \quad (9.25)$$

$$R_{Ax} = F_r - R_{Bx} = 200 - 100 = 100\text{ N} \quad (9.26)$$

9.6.5 Životnost ložisek vložených řemenic

základní parametry ložiska:

průměr díry	d	17 mm
vnější průměr	D	35 mm
šířka	B	10 mm
základní dynamická únosnost	C	6.37 kN
základní statická únosnost	C0	3.25 kN
mezní otáčky		22 000 ot/min

[22]

parametry zadané do kalkulačky:

radiální zatížení	0.1 kN
axiální zatížení	0 kN
otáčky	279 ot/min
mazivo(přednastavené skf)	MT47
uložení hřídele	vertikální [22]

výstupy z kalkulačky:

statická bezpečnost	$S_0 > 20$
základní životnost	$L_{10h} = 2 \cdot 10^5 h$
životnost SKF	$L_{10mh} = 2 \cdot 10^5 h$ [22]

Ložiska horních uložení vložených řemenic jsou dostatečně silná, aby snesla statické zatížení od pojezdu a zároveň aby byla schopna vydržet minimálně 200 000 hodin při provozních otáčkách šroubu.

10 Ekonomické zhodnocení preferovaných variant

V ekonomickém zhodnocení dojde k porovnání vybraných návrhů na základě pořizovací ceny. Ta bude mít dvě položky: obrábění a polotovary. V polotovarech budou započteny ceny základních normalizovaných polotovarů, součástí které bude nutné po nákupu ještě doobrobit (řemenice, řetězová kola, ozubená kola, atd.) a také součástky které dále není třeba nijak upravovat (řemeny, řetězy, šrouby, atd.). Obrábění je potom součet cen za všechny provedené změny na polotovarech. Podrobný rozpis pořizovacích cen jednotlivých komponent je možné nalézt v Příloze 2.

	závitové tyče	ozubené hřebeny
polotovary	33 717 Kč	46 262 Kč
obrábění	57 804 Kč	55 555 Kč
součet	91 521 Kč	101 817 Kč

Z porovnání je vidět že varianta využívající závitových tyčí je levnější.

11 Technické porovnání preferovaných variant

Na začátek je vhodné zmínit, že obě varianty jsou zcela odlišné, takže není možné nějaké detailní zhodnocení obou návrhů na základě technických podobností. V podstatě jediné společné, co mají, je vykonávaná funkce.

Obecně ale platí, že varianta která pro posuv stolu využívá ozubených hřebenu v nadzvednutém stavu výrazně více zatěžuje svůj rozvodný mechanismus. Zátěž je až tak velká, že by bylo obtížné sehnat motor s brzdou, která by byla schopná udržet zastavený stůl při jeho plném zatížení. Takže by motor musel po celou dobu provozu stroje držet celou zátěž stolu. Takovýto problém je u varianty s posuvovými šrouby řešen jejich samosvorností. Brzda na motoru je potom pouze jakousi pojistkou, pokud by vlivem mazání došlo k tomu, že pod zatížením šrouby schopnost své samosvornosti ztratí. Zároveň kvůli nižším zatížením rozvodného mechanismu není třeba tak výkonného pohonu a planetové převodovky s vysokým převodovým poměrem.

Motor s odměřováním u varianty s posuvovými šrouby se nehýbe s posuvovým stolem narozdíl od druhé varianty kde k tomuto dochází. Pohyb motoru by mohl mít negativní vliv na životnost kabeláže za předpokladu, že by byl nekvalitně umístěn. To, že se motor nepohybuje s konstrukcí posuvového stolu také znamená, že jí společně se svým držákem nezatěžuje. Takto se může posuvovému stolu ulehčit až o 10 kilogramů.

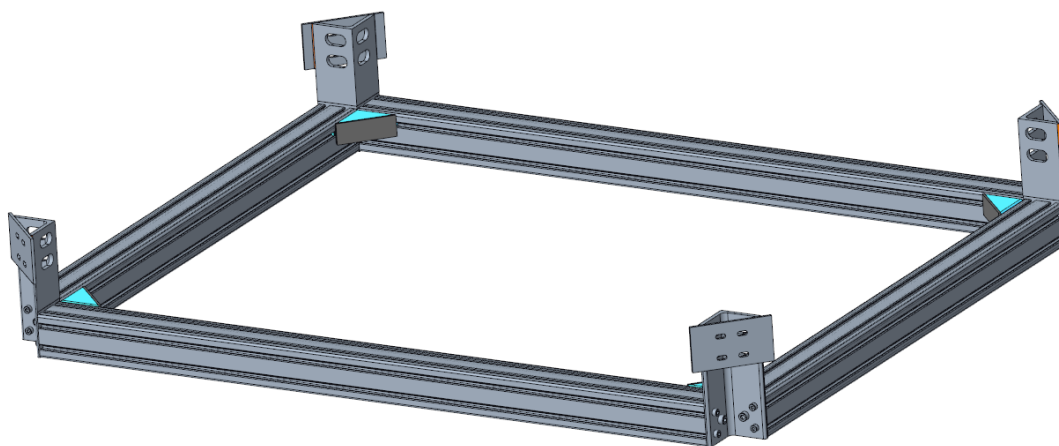
Krytování mechanismů pro transformaci pohybu, problém, který se podařilo vyřešit pouze na jediném z obou návrhů. U návrhu s ozubenými hřebeny je řešení krytování relativně složité, vzhledem k zástavbovým prostorům, které jsou k dispozici. Společně s krytováním musí zůstat zachována možnost seřízení mechanismu. Muselo by se vyřešit těsnění okolo hřídele, která se otáčí a zároveň posouvá nahoru a dolů. U varianty s posuvovými šrouby bylo krytování vyřešeno velice elegantně pomocí gumových vlnovcovitých manžet. Ty jsou schopné pokrýt dostatečný rozsah posuvu celého stolu a zároveň poskytnou velice vysoký stupeň izolace od okolí. Krytování je tedy další vlastností varianty s posuvovými šrouby, která napomáhá k jejímu zvolení.

Co se seřizování a sestavování jednotlivých variant týče budou na tom pravděpodobně velice podobně. Stavba by až na jeden krok u obou variant neměla být obtížná. Tím krokem je seřízení posuvových šroubů do svislé polohy a seřízení ozubených hřebenu do svislé polohy. U obou variant je toto možné, avšak docílení ideálního stavu bude vyžadovat trochu trpělivosti.

12 Montáž a vizualizace

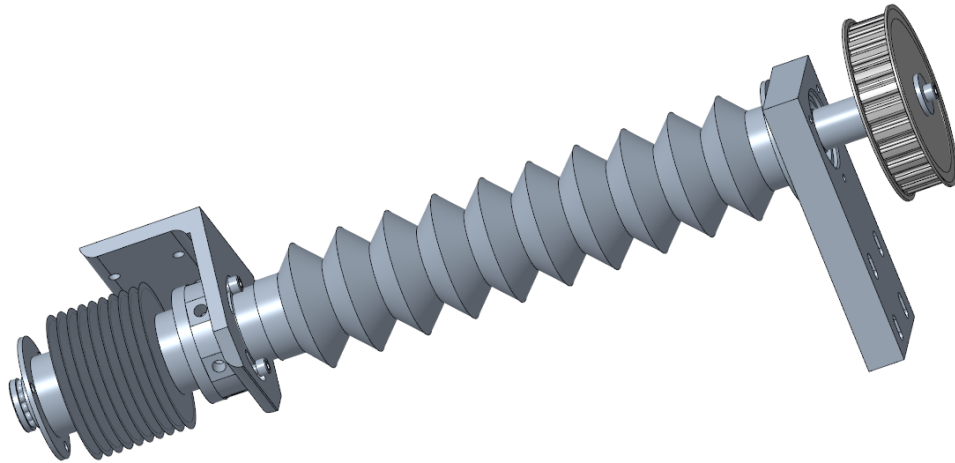
V prvním kroku je nutné upravit zadní diagonální vzpěry. Seříznout je tak, aby se v horní části vytvořil prostor pro horní upevňovací kostky.

Druhým krokem je sestavení hliníkové podpůrné konstrukce z hliníkových profilů 80x80 za pomoci vyrobených L-ek a nakoupených úhelníků od firmy Item. Podpůrnou konstrukci je možné sestavit i mimo pracovní prostor stroje. Po sestavení se podpůrná konstrukce i s roštem zasune do stroje.



Obrázek 12.1: Sestava samotného stolu

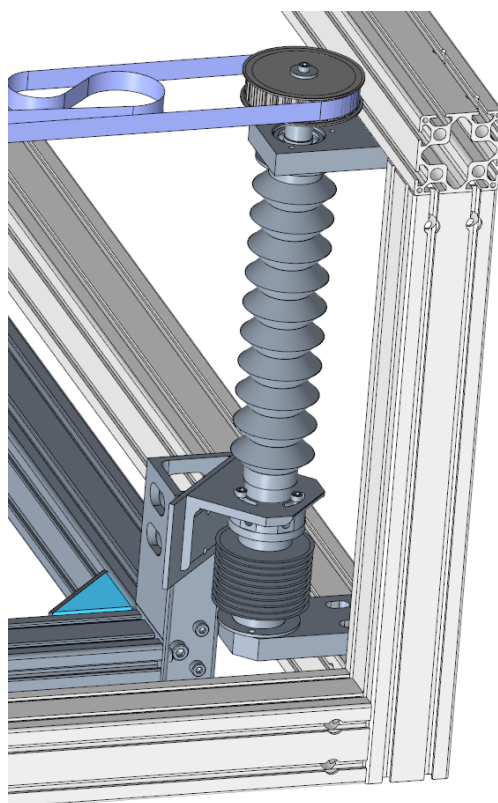
Třetím krokem je osazení posuvových šroubů mimo stroj. Jako první je nutné našroubovat matici s nasazeným Lkem pro připevnění ke stolu, přírubou pro připevnění krytovací manžety a krytovací manžety. Na posuvové šrouby se nalisují kostky s ložisky pro horní uložení šroubu a kroužek pro hřídel axiálního ložiska. Následně se nasadí řemenice (v příslušném pořadí) a pojistí šroubem na čele posuvového šroubu.



Obrázek 12.2: Sestava posuvového šroubu

Čtvrtým krokem je připevnění spodních kostek se zbytkem axiálního ložiska k rámu laserového stroje. Upevňovací šrouby by se měly dotáhnout pouze tak, aby se vymezila vůle mezi kostkou a rámem, ale bylo možné s kostkou stále pohybovat.

V pátém kroku se sestavy posuvového šroubu budou vkládat do axiálních ložisek na rámu. Před montáží je potřeba připravit rozvodové řemeny. Ty se vloží na řemenice před založením tak, aby byly přibližně na svém místě. Pro vložení šroubu je nutné mít maticí zašroubovanou v poloze blíže u řemenic. Sestava se šroubem se bude vkládat z vnitřní strany stroje s horní kostkou delší stranou natočenou do středu stroje. Celá sestava šroubu se následovně ze šikma nasadí do spodního axiálního ložiska a od pohledu zarovná do svisla. Následně se otočí horní upevňovací kostka tak aby šla připevnit k rámu. Postupně se takto upevní všechny čtyři sestavy posuvových šroubů.



Obrázek 12.3: Vložený posuvový šroub do rámu (z rámu jsou odstraněny některé komponenty pro zlepšení vizualizace)

Až budou všechny šrouby zhruba ustavené, bude v šestém kroku následovat jejich seřízení. Pro to bude nutné sešroubovat matice dolů do polohy kde je pomocí upevňovacích L-ek bude možné přichytit k posuvovému stolu. V tuto chvíli jsou ještě všechny šrouby svými upevňovacími kostkami uloženy k rámu tak, aby byl možný jejich vzájemný pohyb. Při seřizování svislosti šroubů se bude postupovat následovně. U libovolného prvního šroubu se lehce dotáhnou kostky uložení šroubu k rámu. Poté se využije vrchní odhalené části šroubu, kde není manžeta a za pomoci vodováhy budou obě kostky s lehkostí doklepány tak, aby se dosáhlo minimální odchylky šroubu od svislého směru. Je zapotřebí aby v tuto chvíli bylo v kontaktu také axiální ložisko. Pokud by axiální ložisko mělo v době seřizování vůli, povede to k tomu, že se seřízení nevyvede. To by mohlo vést k různým komplikacím. Pokud by jedno axiální ložisko zůstalo po seřízení bez kontaktu a v průběhu provozu došlo k jeho usednutí, je možné, že dojde ke křížení mechanismu.

Posledním krokem je montáž motoru, vložených řemenic a napínacích řemenic. Tento krok je možné provést vcelku libovolně. Vhodné je ale jako poslední do řemenového převodu vložit řemenice bezzubé, protože nemají žádné postranní plechy, které by bránily vypadnutí řemenu. Jsou tím pádem ideální pro montáž a to, že z nich řemen nevypadne bude zajištěno tím, že jsou delší než řemenice s krytováním.

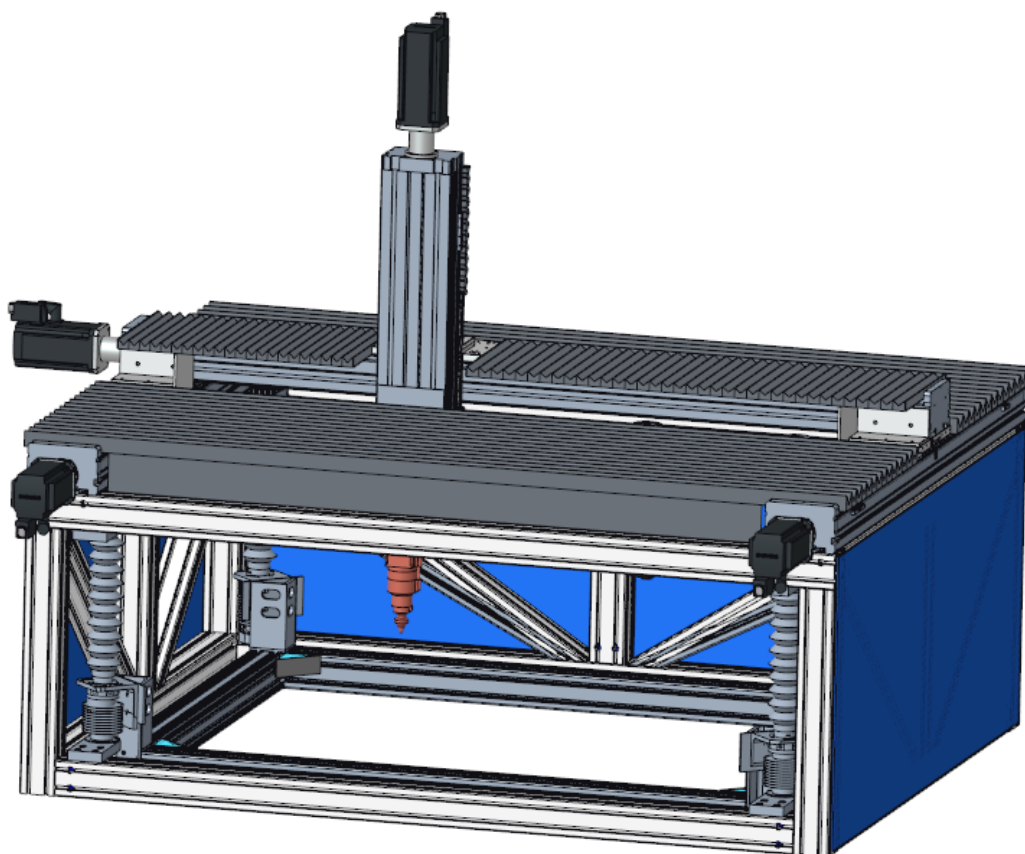
13 Zhodnocení technického řešení

V této kapitole bude zhodnocen návrh, který se v této práci ukázal jako nejvhodnější. Zvedací mechanismus se závitovými tyčemi má oproti ostatním konstrukčním řešením velké množství výhod, jako například samosvornost (minimální nároky na brzdu motoru), nízké síly v rozvodu výkonu, jednoduché krytování, většinu rozvodu výkonu umístěnou mimo zvedaný stůl a další.

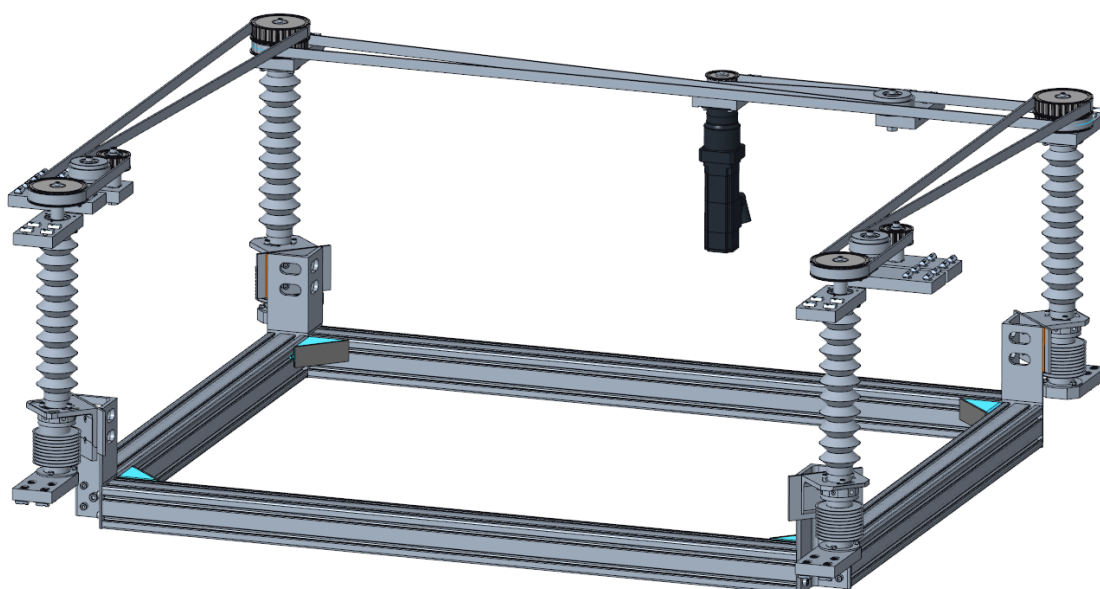
Mimo text této práce došlo i k návrhu právě zmíněného motoru. Návrh ale není ničím zajímavý, protože při něm nebyly uvažovány dynamické účinky při rozběhu, který vzhledem k charakteru stroje může být opravdu velice pozvolný. Při návrhu se tedy pouze porovnály hodnoty kroutícího momentu, který je potřeba pro otočení mechanismem a kroutícího momentu, který je schopný dodat motor. Vybraným motorem je 1FK7022-5AK74-1JH5-Z J12. Motor je vybaven brzdou a dvoustupňovou planetovou převodovkou s celkovým převodovým poměrem 1:16. Zbylé informace o motoru jsou v příloze 1.

Zvedací mechanismus by měl být relativně jednoduše smontovatelný. Výhodou je, že se jednotlivé části mechanismu dají složit do větších celků, které se následně vkládají do stroje. Nevýhodou při montáži závitových tyčí je to, že bude relativně obtížné srovnat všechny čtyři tak, aby byly kolmo k zemi a zároveň rovnoběžné samy se sebou navzájem. Uložení závitových tyčí má ještě jednu nevýhodu a to tu, že pokud bude z nějakého důvodu potřeba závitovou tyč vyndat, musí se při opětovném nasazení znovu seřídít. Krom těchto dvou nevýhod by se dalo říci, že je řešení dobré. Nebo se alespoň při návrhu nepodařilo narazit na nějaký problém, který by toto tvrzení vyvracel.

Pro zprovoznění zvedacího mechanismu bude ale ještě třeba nechat vyrobit rošt na míru podle rozměrů základního rámu a také umístit koncový snímač polohy pojezdu tak, aby bylo možné se stolem najet do referenční polohy.



Obrázek 13.1: Výsledná varianta se závitovými tyčemi



Obrázek 13.2: Výsledná varianta se závitovými tyčemi bez stroje

Závěr

Úkolem této práce bylo navrhnout zvedací mechanismus pro rošt laserového stroje. Konstrukce měla umožnit práci osy Z ve vyvážené poloze tak, aby při prudkých změnách pohybu nedocházelo ke zkrutným deformacím osy X. Tyto zkrutné deformace zapříčiňovaly výrazné zvlnění hran v místě řezu. Nejdříve se navrhlo několik koncepčních návrhů, které měly demonstrovat základní myšlenku realizace pohybu zvedacího mechanismu. Z těchto variant se vybraly dvě nejlepší pro podrobnější rozpracování a následné porovnání. Jako nejvhodnější ze všech konstrukčních variant vyšel zvedací mechanismus se závitovými tyčemi.

V prvních několika kapitolách došlo k představení stroje, pro který se zvedací mechanismus bude realizovat, a také problému, který by měl zvedací mechanismus řešit. Dále bylo obecně uvedeno řezání materiálu za pomoci laserového stroje, laserové stroje od různých výrobců, jejich řešení zakládacích systémů a několik mechanismů které by se daly využít pro konstrukci zvedacího mechanismu.

V kapitole Popis upravovaného stroje se věnuje pozornost také samotnému problému. Hlavně tomu, jak výška stolu ovlivní rozkmit laserové hlavy. Z výsledků bylo vidět, že pouhým vyrovnáním hmot osy Z okolo osy X se nedocílí úplného utlumení kmitů. Kmity by se mohlo dále podařit snížit zvýšením tuhosti osy X na ohyb a na krut. Také by mohlo pomoci odlehčení osy Z pokud by to bylo technicky proveditelné.

Práce by měla přispět ke zlepšení kvality a produktivity při používání laserového stroje na katedře KSA.

Použitá literatura

- [1] CAMERON, Lee. *Metal Laser Cutting: Definition, Process, Types and Machines*. [online]. ACCURL 2023. [cit. 2024-05-11]. URL: <https://www.accurl.com/blog/metal-laser-cutting/>.
- [2] Vesecký, Jakub. *Úprava pohybových os u laserového stroje*. diplomová práce. Liberec, 2023-11-22T13:07:06Z. URL: <https://dspace.tul.cz/handle/15240/174036>.
- [3] *KYSON 48 – 2kW-15kW*. [online].RMT.[cit. 2023-11-13]. URL: <https://www.rmtus.com/shop/product/kyson-48-up-to-15-kw>.
- [4] *INspire series laser cutting machines*. [online]. Eagle-group [cit. 2023-12-04]. URL: <https://eagle-group.eu/en/inspire-laser-cutting-machine%5C#maszyny>.
- [5] *CraneMaster*. [online]. Eagle-group.[cit. 2023-12-04]. URL: <https://eagle-group.eu/en/crane-master>.
- [6] *Oree OR-EH Series*. [online]. OREE Laser.[cit. 2023-12-04]. URL: <https://www.oreelaser.com/product/Exchange-Platform-Fiber-Laser-Cutting-Machine-OR-EH-25.html>.
- [7] *Lifting table*. [online]. OREE Laser.[cit. 2023-12-05]. URL: <https://www.oreelaser.com/Upgrades/Lifting-table-56.html>.
- [8] KHKGEARS. *Gear Rack and Pinion*. [online]. KHKGEARS. Khkgears [cit. 2024-05-04]. URL: https://khkgears.net/new/gear_rack.html.
- [9] KELSTON. *Screw Jack Working Principle*. [online]. KELSTON. Kelston Actuation [cit. 2024-05-05]. URL: <https://www.kelstonactuation.com/knowledge-base/screw-jack-working-principles>.
- [10] HANDLING, SPECIALTY. *Scissor Lift Design, Dimensions and Sizes*. [online]. HANDLING SPECIALTY. Handling Specialty. [cit. 2024-05-04]. URL: <https://handling.com/guide/scissor-lift-design-and-dimensions/>.
- [11] EUSEBIO, Dustin. 2019. *How Does a Scissor Lift Work?* [online]. BIGRENTZ. BigRentz. [cit. 2024-05-04]. URL: <https://www.bigrentz.com/blog/how-does-a-scissor-lift-work..>
- [12] *How does a hydraulic cylinder work*. [online]. NORTHERN HYDRAULICS.Northern hydraulics 2023. [cit. 2024-05-05]. URL: <https://northernhydraulics.net/catalog/how-hydraulic-cylinder-work.html>.

- [13] Pešík, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled. 2 díl.* Vydání 4. doplněné. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN: 978-80-7372-574-7.
- [14] BUREŠ Miroslav, 2006. *NÁVRH A PEVNOSTNÍ VÝPOČET ČELNÍCH A KUŽELOVÝCH OZUBENÝCH KOL.* [Výukový text]. Technická univerzita v Liberci.
- [15] Buchta, Radek. *Konstrukce a výpočty spojení hřídele s nábojem v převodových mechanismech.* Bakalářská. České Budějovice, 2017.
- [16] SKF. *6006-2RS1.* [online]. SKF. SKF.[cit. 2024-04-27]. URL: <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6006-2RS1>.
- [17] SKF. *W6205-2RS1.* [online]. SKF. SKF.[cit. 2024-04-27]. URL: <https://www.skf.com/uk/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%5C%206205-2RS1>.
- [18] *Pohybové šrouby.* [online]. MITCalc [cit. 2024-03-27]. URL: <https://www.mitcalc.com/doc/powerscrew/help/cz/PowerScrew.htm>.
- [19] *Contitech-conti-synchrodrive.* [online]. Tyma [cit. 2024-02-03]. URL: <https://www.tyma.cz/pdf/contitech-conti-synchrodrive.pdf>.
- [20] SKF. *6303-2Z.* [online]. SKF. SKF.[cit. 2024-04-27]. URL: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6303-2Z>.
- [21] SKF. *51202.* [online]. SKF. SKF.[cit. 2024-04-27]. URL: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-51202>.
- [22] SKF. *6003-2Z.* [online]. SKF. SKF.[cit. 2024-04-27]. URL: <https://www.skf.com/cz/productinfo/productid-6003-2Z>.

Seznam obrázků

3.1	Laserový stroj při práci [1]	11
4.1	Laserový stroj v laboratoři KSA	12
4.2	Porovnání výpalků v stávající a nejlepší nastavené výšce	13
5.1	RMT Kyson 48-0.5 [3]	15
5.2	EAGLE iNspire [4]	16
5.3	Crane Master [5]	17
5.4	Oree OR-EH series [6]	17
5.5	Zvedací stůl Oree [7]	18
6.1	Posuvový hřeben s pastorkem	19
6.2	Trapézový posuvový šroub s maticí	20
6.3	Schématický nákres nůžkového mechanismu [10]	21
7.1	Ozubené hřebeny bez dalšího vedení	22
7.2	Obrázek první varianty ve stejném úhlu pohledu, bez zobrazeného stroje, pro lepší pochopení uložení jednotlivých komponent	23
7.3	Návrh 2 zabudovaný do stroje	24
7.4	Návrh 2 zobrazení bez stroje	25
7.5	Návrh 3 uložený v rámu stroje	26
7.6	Návrh 3 bez stroje	27
7.7	Návrh 4 zabudovaný ve stroji	28
7.8	Návrh 4 bez stroje	29
8.1	Základní schéma varianty ozubených hřebenů	30
8.2	Přední průběžný hřídel výpočet reakcí	42
8.3	Zadní průběžný hřídel výpočet reakcí	44
8.4	Hřídel převodovky výpočet reakcí	47
8.5	Výsledný model stroje	49
8.6	Výsledný model se zneviditeněným strojem	50
8.7	Výsledný model se zneviditeněným strojem boční pohled	50
9.1	Konstrukce s dlouhým řemenem se strojem	52
9.2	Konstrukce s dlouhým řemenem bez stroje	53
9.3	Rozpracovaná konstrukce pro rozdělení rozvodu na tři části	54
9.4	Zatížení na posuvovém šroubu se dvěma řemenicemi	58

9.5	Zatížení vložené řemenice	61
12.1	Sestava samotného stolu	65
12.2	Sestava posuvového šroubu	66
12.3	Vložený posuvový šroub do rámu (z rámu jsou odstraněny některé komponenty pro zlepšení vizualizace)	67
13.1	Výsledná varianta se závitovými tyčemi	69
13.2	Výsledná varianta se závitovými tyčemi bez stroje	69

Seznam příloh

Příloha 1	- Technické parametry motoru	2 strany
Příloha 2	- Příloha ekonomického porovnání	13 stran
Příloha 3	- DRZAK MOTORU	1 strana
Příloha 4	- HORNI DRZAK K RAMU	1 strana
Příloha 5	- KOSTKA PEVNA REMENICE KRTK	1 strana
Příloha 6	- KOSTKA PEVNA REMENICE	1 strana
Příloha 7	- KOSTKA POSUVNA REMENICE	1 strana
Příloha 8	- L MATICE S OSAZENIM	1 strana
Příloha 9	- NAPINACI BEZZUBA REMENICE	1 strana
Příloha 10	- NAPINACI REMENICE	1 strana
Příloha 11	- NAPINACI REMENICE MALA KOSTKA	1 strana
Příloha 12	- NAPINACI REMENICE VYVYSENA	1 strana
Příloha 13	- NAPINACI REMENICE VYVYSENA MRRR	1 strana
Příloha 14	- PODLOZA MISTO REMENICE	1 strana
Příloha 15	- PODLOZKA REM MOT	1 strana
Příloha 16	- PODLOZKA VELKE REMENICE	1 strana
Příloha 17	- POSUVOVY SROUB	1 strana
Příloha 18	- PRIRUBA MANZETY KOSTKY	1 strana
Příloha 19	- PRIZUBA MANZETY MATICE	1 strana
Příloha 20	- REMENICE ROZPERKA LOZISEK	1 strana
Příloha 21	- SESTAVA STROJE UPRAVA	4 strany
Příloha 22	- SPODNI DRZAK K RAMU	1 strana
Příloha 23	- T41129BODY	1 strana
Příloha 24	- T41129BODY MOTOROVA	1 strana
Příloha 25	- T41142BODY	1 strana
Příloha 26	- T41142BODY HORNI	1 strana
Příloha 27	- TRAPEZOVA MATICE S PRIRUBOU	1 strana
Příloha 28	- UHELNIK PRO UCHYT MATIC	1 strana
Příloha 29	- UHELNIK ZAKLADNI L	1 strana
Příloha 30	- UNI HRIDEL REMENICE VYVYSENA	1 strana
Příloha 31	- UNI VLOZENA REMENICE	1 strana
Příloha 32	- UNI VLOZENA REMENICE KRTK KSTK	1 strana
Příloha 33	- UPEVNOVACI DESKA	1 strana
Příloha 34	- ZAKLAD STOLU IT P 8 80X80 E 1	1 strana

Přílohy

Příloha 1

Údajový list pro servomotor s převodovkou SIMOTICS S-1FK7

Data sheet for SIMOTICS S-1FK7 servo geared motor



Podobné zobrazení / Figure similar

Údaje pro objednání pomocí 1FK7022-5AK74-1JH5-Z

MLFB

J12

MLFB-Ordering data

Č. zakázky zákazníka / Client order no.:

Č. zakázky Siemens / Order no.:

Č. nabídky / Offer no.:

Poznámka / Remarks:

Č. položky / Item no.:

Č. komentáře / Consignment no.:

Projekt / Project:

Projekční parametry / Engineering data

Mechanické parametry / Mechanical data

Jmenovité otáčky (100 K)
Rated speed (100 K) 6000 ot/min

Počet pólů
Number of poles 6

Jmenovitý moment (100 K)
Rated torque (100 K) 0,6 Nm

Jmenovitý proud
Rated current 1,4 A

Moment v klidu (60 K)
Static torque (60 K) 0,70 Nm

Moment v klidu (100 K)
Static torque (100 K) 0,85 Nm

Proud v klidu (60 K)
Stall current (60 K) 1,50 A

Proud v klidu (100 K)
Stall current (100 K) 1,80 A

Moment setrvačnosti
Moment of inertia 0,430 kgcm²

Druh motoru
Motor type Synchronní motor s buzením
permanentními magnety
Permanent-magnet synchronous motor

Typ motoru
Motor type Compact

Výška osy
Shaft height 28

Chlazení
Cooling Samostatné chlazení
Natural cooling

Tolerance vystředění
Radial runout tolerance 0,035 mm

Tolerance souososti
Concentricity tolerance 0,08 mm

Tolerance axiálního házení
Axial runout tolerance 0,08 mm

Úroveň amplitudy vibrací
Vibration severity grade Úroveň A
Grade A

Velikost konektoru
Connector size 1

Druh krytí
Degree of protection IP 65 a příruba DE IP 67
IP65 and DE flange IP67

Konstrukce podle kódu I
Design acc. to Code I IM B5 (IM V1, IM V3)

Kontrola teploty
Temperature monitoring Snímač teploty Pt1000
Pt1000 temperature sensor

Elektrické připojení
Electrical connectors Konektor pro signálové kabely a
silové vodiče, otočný
Connectors for signals and power rotatable

Barva krytu
Color of the housing Standardní (antracit RAL 7016)
Standard (Anthracite RAL 7016)

Zastavovací brzda
Holding brake se zastavovací brzdou
with holding brake

Konec hřídele
Shaft end Hladký hřídel
Plain shaft

Systém snímače
Encoder system Encoder AM16S/R: snímač
absolutní hodnoty 16 S/R, 4096
otáček Multiturn, s rozhraním
EnDat
Encoder AM16S/R: absolute encoder 16 S/R,
4096 revolutions multi-turn, with EnDat
interface

Fyzikální konstanty / Physical constants

Momentová konstanta
Torque constant 0,46 Nm/A

Napěťová konstanta při 20°C
Voltage constant at 20° C 29,0 V/1000*min⁻¹

Odpor vinutí při 20°C
Winding resistance at 20° C 4,20 Ω

Indukčnost pole
Rotating field inductance 9,1 mH

Elektrická časová konstanta
Electrical time constant 2,20 ms

Mechanická časová konstanta
Mechanical time constant 1,70 ms

Tepelná časová konstanta
Thermal time constant 18 min

Torzí pevnost hřídele
Shaft torsional stiffness 3000 Nm/rad

Čistá hmotnost motoru
Net weight of the motor 4,0 kg

Doporučený motorový modul / Recommended Motor Module

Jmenovitý proud měniče
Rated inverter current 3 A

Maximální proud měniče
Maximum inverter current 6 A

Max. moment
Maximum torque 2,65 Nm



Podobné zobrazení / Figure similar

Údaje pro objednání pomocí 1FK7022-5AK74-1JH5-Z

MLFB

J12

MLFB-Ordering data

Parametry převodovky / Gearbox data

Druh převodovky <i>Gearbox type</i>	Planetové převodovky SP+ <i>Planetary gearbox SP+</i>	Moment setrvačnosti převodovky <i>Moment of inertia of gearbox</i>	0,080 kgcm ²
Popis <i>Designation</i>	SP 060S-MF2	Max. radiální zatížení výstupního hřídele pohonu <i>Radial output shaft loading, max.</i>	2800 N
Konec hřídele převodovky <i>Gearbox shaft end</i>	S lícovaným perem <i>With feather key</i>	Max. axiální zatížení výstupního hřídele pohonu <i>Axial output shaft load, max.</i>	2400 N
Převodový poměr + počet stupňů <i>Gear ratio + steps</i>	16 (2-stupňových) <i>16 (2-step)</i>	Účinnost převodovky <i>Efficiency of gearbox</i>	0,94
Otáčky motoru S3 - 60% <i>Motor speed S3-60 %</i>	8500 ot/min	Vůle v krutu <i>Torsional backlash</i>	6 '
Otáčky motoru S1 <i>Motor speed S1</i>	4400 ot/min	Hmotnost převodovky <i>Gearbox weight</i>	2,00 kg
Výstupní moment S1 <i>Output torque S1</i>	38 Nm		
Výstupní moment S3 - 60% <i>Rated output torque at duty type S3-60 %</i>	50 Nm		

Zvláštní provedení / Special design

J12

Instalace planetové převodovky SP+
Mounting of SP+ planetary gearbox

Mezní hodnoty parametrů / Limiting data

Maximální přípustné otáčky (mech.) <i>Max. permissible speed (mech.)</i>	10000 ot/min
Maximální přípustné otáčky (měnič) <i>Max. permissible speed (inverter)</i>	10000 ot/min
Max. moment <i>Maximum torque</i>	3,4 Nm
Maximální proud <i>Maximum current</i>	8,0 A

Zastavovací brzda / Holding brake

Provedení zastavovací brzdy <i>Holding brake version</i>	Brzda s permanentními magnety <i>Permanent-magnet brake</i>
Zastavovací moment <i>Holding torque</i>	1,0 Nm
Napájecí napětí <i>Power supply voltage</i>	DC 24 V ± 10 %
Proud cívky <i>Coil current</i>	0,3 A
Doba pro rozpojení <i>Opening time</i>	30 ms
Doba pro sepnutí <i>Closing time</i>	20 ms
Maximální spínaná energie <i>Highest braking work</i>	8 J

Příloha 2

Varianta s posuvovými hřebeny

HABERKORN

Ozubený řemen neoprénový nekonečný HTD 8M

Kód zboží: T24112
Specifikace: 1280-8M-30, Z160
Množství: 2Ks
Cena: 3216 Kč

Napínací kladka pro ozubený řemen

Kód zboží: 553482
Specifikace: M 40/60-0
Množství: 2Ks
Cena: 9724 Kč

Ozubená řemenice HTD 8M (rozteč 8,0 mm)

Kód zboží: T22134
Specifikace: 28 8M 30/2F
Množství: 4Ks
Obrábění: T22134 a T22134_HRIDELE jsou shodné až na celkovou délku. Nutné obrobení výstupního osazení drážky pro těsné pero a lícované díry pro hřídel.

Cena: - polotovár 2024 Kč
- obrobení 4800 Kč

Ozubené kolo s nábojem a přímým ozubením

Kód zboží: T16957
Specifikace: Modul 4 Z12
Množství: 4Ks
Obrábění: OZUBENE_KOLO_Z12_HABERKORN úprava výstupního osazení, lícovaný rozměr díry na hřídel, drážka pro těsné pero, vnitřní osazení pro upevňovací podložku

Cena: - polotovár 1428 Kč
- obrobení 6000 Kč

Ozubená tyč s přímým ozubením

Kód zboží: T17068
Specifikace: Modul 4 40x40x2000
Množství: 1 ks
Obrábění: OZUBENÝ_HREBEN_M4_HABERKORN rozdělit na 4 kusy. Každý hřeben je jiný ale jsou si velice podobné posílám proto pouze jeden model. vnější rozměry hřebenu se neobrábí, kruhové otvory mají všechny závit, u oválných drážek vhodný dobrý povrch.

Cena: - polotovár 5440 Kč
- obrobení 900 Kč

Řetězové kolo ASA 40 s nábojem 12,7 x 7,95 mm

Kód zboží: N03152
Specifikace: 12,7x7,95mm Z12
Množství: 1Ks
Obrábění: N03152, pouze lícovaný otvor na hřídel a drážka pro těsné pero

Cena: - polotovár 542Kč

- obrobení 1200 Kč

Řetězové kolo ASA 40 s nábojem 12,7 x 7,95 mm

Kód zboží: N03157

Specifikace: 12,7x7,95mm Z17

Množství: 1Ks

Obrábění: N03157, lícovaná díra na hřídel, drážka pro těsné pero

Cena: - polotovar 742 Kč

- obrobení 1200 Kč

Válečkový řetěz standardní 2-řadý DIN 8187

Kód zboží: I00125

Specifikace: 08 B-2 (1/2"x5/16")

Množství: 31 článků

Cena: 189 Kč

ITEM Univerzální upevňovací sada 8, pozinkování

kód zboží: 0.0.026.92

Množství: 16 Ks

Cena: 1034 Kč

ITEM Profil 8 80x80, přírodní odstín

Kód zboží: 0.0.026.27

Množství: **POJEZD_IT_P_8_80x80_1** L = 425 mm 1Ks

Cena: polotovar 854 Kč

obrobení 583 Kč

POJEZD_IT_P_8_80x80_2 L = 1420 mm 1Ks

Cena: polotovar 2852 Kč

obrobení 59 Kč

POJEZD_IT_P_8_80x80_3 L = 1050 mm 1Ks

Cena: polotovar 2109 Kč

obrobení 1000 Kč

POJEZD_IT_P_8_80x80_4 L = 1420 mm 1Ks

Cena: polotovar 2852 Kč

obrobení 59 Kč

POJEZD_IT_P_8_80x80_5 L = 425 mm 1Ks

Cena: polotovar 854 Kč

obrobení 583 Kč

Obrábění: Výše uvedené rozměry jsou přesné teoretické rozměry z CAD dat. Vhodné stejně dlouhé profily řezat naráz kvůli ideálně stejným délkám. Otvory pro univerzální spojky.

ITEM T-Slot Nut St

Kód zboží: 0.0.026.18

t-slot nut 8 st m8 brigh

Množství: 70 Ks

Cena: 809 Kč

Manema

Pokud je množství > 1 je uvedelá délka L polotovaru na výrobu všech součástí i s přídatkem na dělení. Poprosil bych o uvedení ceny za obrobení uvedeného počtu kusů z jednoho polotovaru. Děkuji

Ocelová tyč kruhová 38 mm

tažená za studena / E335GC+C / EN10278

Kód zboží: O02458

využití: PRUBEZNA_TYC_HNACI

L = 1640 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: lícované rozměry na všech osazeních: ložiska, řemenice řetězové kolo, čelní

otvory se závitem, oválné drážky pro těsná pera

Cena:	- polotovar	514 Kč
	- obrobení	4500 Kč

PRUBEZNA_TYC

L = 1640 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: lícované rozměry na všech osazeních: ložiska, řemenice, čelní otvory se

závitem, oválné drážky pro těsná pera

Cena:	- polotovar	514 Kč
	- obrobení	4500 Kč

PODLOZKA_MOTOR

L = 20 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: volné míry

Cena:	- polotovar	26 Kč
	- obrobení	80 Kč

UPEVNOVACI_PODLOZKA_RP

L = 35 mm

Množství: 4Ks

Obrábění: volné míry

Cena:	- polotovar	31 Kč
	- obrobení	320 Kč

PODLOZKA_REMENIC_PREVODOVKY

L = 20 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: volné míry

Cena:	- polotovar	26 Kč
	- obrobení	400 Kč

HRIDEL_REVERZACNI_PREVODOVKY

L = 360 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: lícované průměry pro uložení ložisek, ozubených kol a řemenic

Cena: - polotovary 129 Kč
- obrobení 2400 Kč

Ocelová tyč kruhová 28 mm

tažená za studena / E335GC+C / EN10278

Kód zboží: O00800

Využití: **PODLOZKA_KONCE_PRUBEZNE_HRIDELE**

L = 60 mm

Množství: 4Ks

Obrábění: volné míry

Cena: - polotovary 28 Kč

- obrobení 880 Kč

Ocelová tyč kruhová 65 mm

tažená za studena / E335GC+C / EN10278

Kód zboží: O02466

Využití: **PODLOZKA_PROTI_VYSUNUTI**

L = 20 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: volné míry

Cena: - polotovary 46 Kč

- obrobení 160 Kč

Ocelová tyč kruhová 45 mm

tažená za studena / E335GC+C / EN10278

Kód zboží: O02461

Využití: **PODLOZKA_VOLNE_HRIDELE**

L = 50 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: volné míry

Cena: - polotovary 44 Kč

- obrobení 200 Kč

PODLOZKA_HNANE_ROZETY

L = 20 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: volné míry

Cena: - polotovary 31 Kč

- obrobení 550 Kč

Ocelová tyč kruhová 100 mm

válcovaná za tepla / C45 / EN10278

Kód zboží: O02461

Využití: **OZUBENEKOLO_M4Z21**

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: dvě shodná ozubená kola které budou tvořit spoluzabírající pár

Cena: - polotovary 400 Kč

- obrobení 4000 Kč

Ocelový profil L 40x40x3 mm

S235JR / EN10025 / ohýbaný

Kód zboží: O00503

Využití: **L_STELOVANI_HREBENU_SPODNI**

L = 360 mm

Množství: 4Ks

Obrábění: pouze vyvrtat díry

Cena: - polotovár 48 Kč

- obrobení 880 Kč

Ocelový profil L 80x40x6 mm

S235JR/ EN10219 / válcovaný za tepla

Kód zboží: O00558

Využití: **UCHYT_STELOVACIHO_SROUBU**

L = 200 mm

Množství: 4Ks

Obrábění: pouze vyvrtat díry

Cena: - polotovár 66 Kč

- obrobení 2200 Kč

Ocelová tyč kruhová 15 mm

tažená za studena / E335GC+C / EN10278

Kód zboží: O02453

Využití: **STELOVACI_SROUB_HREBENU_HORNI**

L = 280 mm

Množství: 4Ks

Obrábění: volné míry, dobrý povrch dřívku

Cena: - polotovár 28 Kč

- obrobení 2200 Kč

Ocelový profil L 120x80x12 mm

S235JR/ EN10219 / válcovaný za tepla

Kód zboží: O00587

Využití: **L_PRO_HREBENY**

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: obrobit vnější plochy Lka, vyvrtat díry

Cena: - polotovár 149 Kč

- obrobení 1600 Kč

L_UHELNIKU_HREBEN_ZRCADLENY

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: obrobit vnější plochy Lka, vyvrtat díry

Cena: - polotovár 149 Kč

- obrobení 1600 Kč

L_PRO_HREBENY_ZRCADLOVY

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: obrobit vnější plochy Lka, vyvrtat díry

Cena: - polotovár 149 Kč

- obrobení 1600 Kč

L_UHELNIKU_HREBEN

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: obrobit vnější plochy Lka, vyvrtat díry

Cena: - polotovar 149 Kč

- obrobení 1600 Kč

Hliníkový profil jekl 200x100x2,2 mm

EN AW6060 / AlMgSi0,5

Kód zboží: AL02249

Využití: **KRYT_PREVODOVKY**

L = 82 mm (přesný CAD rozměr)

Množství: 1Ks

Obrábění: řezy co nejvíce rovnoběžné a zároveň kolmé k ose profilu

Cena: - polotovar cena neuvedena

- obrobení netřeba

Hliníková tyč plochá 120 x 30 mm

EN AW6060 T6 / AlMgSi0,5

Kód zboží: AL01177

Využití: **BOK_PREVODOVKY_VNITRNI**

L = 420 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: Velké otvory pro ložiska,

Cena: - polotovar 980 Kč

- obrobení 1500 Kč

BOK_PREVODOVKY_VENKOVNI

L = 420 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: Velké otvory pro ložiska,

Cena: - polotovar 980 Kč

- obrobení 1500 Kč

PODLOZKA_NAPINAKU_HABERKORN

L = 160 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: volné rozměry

Cena: - polotovar 400 Kč

- obrobení 900 Kč

Hliníková tyč plochá 90 x 20 mm

EN AW6060 T6 / AlMgSi0,5

Kód zboží: AL01150

Využití: **LOZISKOVY_DOMEK**

L = 360 mm

Množství: 4Ks

Obrábění: volné míry

Cena: - polotovar 314 Kč

- obrobení 1800 Kč

LOZISKOVYDOMEK2

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: lícované díry pro ložiska

Cena: - polotovar 172 Kč

- obrobení 1100 Kč

LOZISKOVYDOMEK2_VOLNY

L = 180 mm

Množství: 2Ks

Obrábění: lícované díry pro ložiska

Cena: - polotovar 172 Kč

- obrobení 450 Kč

DRZAK_MOTORU_ZEBRO

L = 190 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: všechny díry mají závit

Cena: - polotovar 180 Kč

- obrobení 550 Kč

Hliníková tyč plochá 120 x 20 mm

EN AW6060 T6 / AlMgSi0,5

Kód zboží: AL01175

Využití: DRZAK_MOTORU_K_PROFILU

L = 190 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: volné míry

Cena: - polotovar 324 Kč

- obrobení 850 Kč

DRZAK_MOTORU_K_MOTORU

L = 110 mm

Množství: 1Ks

Obrábění: lícovaná díra pro motor

Cena: - polotovar 204 Kč

- obrobení 850 Kč

Ložiska

Ložisko SKF 6006 2RS1

Množství: 4 Ks

Cena: 640 Kč

(uložení průběžných tyčí)

Ložisko SKF W6205 2RS1

Množství: 4 Ks

Cena: 3400 Kč

(uložení řemenic - napínací, vložené)

Spojovací materiál

šrouby, matice, pera, podložky, pojistné kroužky a další materiál

Cena odhad: 1300 Kč

Varianta s posuvovými šrouby:

HABERKORN

Trapézová matice s přírubou bronzová (pravá)

Kód zboží: T44339
Specifikace: Tr 32x6 bronz
Množství: 4 Ks
Výkres: trapezova_matice_s_prirubou
Cena: polotovár 9 062 Kč
obrobení 2800 Kč

Trapézový šroub jednoduchý (pravý)

Kód zboží: T29695
Specifikace: Tr 32x6 ocel Ck15
Množství: 4x 570 mm
Výkres: posuvovy_sroub
Cena: polotovár 1800 Kč
obrobení 18 000 Kč

Ozubená řemenice H (rozteč 1/2" = 12,7 mm)

Kód zboží: T41142
Specifikace: 26 H 075/2F
Množství: 6 Ks
Výkres: t41142body 2Ks
t41142body_horni 4Ks
Cena: polotovár 2520 Kč
obrobení 9000 Kč

Ozubená řemenice H (rozteč 1/2" = 12,7 mm)

Kód zboží: T41129
Specifikace: 14 H 075/2F
Množství: 3 Ks
Výkres: t41129body 2Ks
t41129body_motorova 1Ks
Cena: polotovár 450 Kč
obrobení 4900 Kč

Ozubený řemen neoprénový nekonečný H

Kód zboží: T23804
Specifikace: 1250-H-075, Z250
Množství: 2 Ks
Cena: 2022Kč

Ozubený řemen neoprénový nekonečný H

Kód zboží: T23806
Specifikace: 1700-H-075, Z340
Množství: 1Ks
Cena: 1342 Kč

ITEM T-Slot Nut St

Kód zboží: 0.0.026.18
t-slot nut 8 st m8 brigh
Množství: 52 Ks
Cena: 601 Kč

ITEM Angle Bracket Set 8 80x80

Kód zboží: 0.0.411.32

Množství: 4 Ks

Cena: 932 Kč

ITEM Profile 8 80x80, natural

Kód zboží: 0.0.453.01

Množství: 2x 1360 mm (přesný rozměr CAD)

Obrábění: vyřezat dva závity M8 do dvou sousedních otvorů a závit M10 do hloubky 25mm

2x 1060 mm (přesný rozměr CAD)

Obrábění: vyřezat dva závity M8 o dvou sousedních otvorů a závit M10 do hloubky 25mm

Cena: polotovar 5731 Kč
obrobení 1709Kč**MANEMA****Hliníková tyč plochá 80 x 25 mm**

Kód zboží: AL01142

EN AW6060 T6 / AlMgSi0,5

využití: **HORNI_DRZAK_K_RAMU**

L = 740 mm

Množství: 4Ks

Cena: - polotovar 861 Kč
- obrobení 1960 Kč**KOSTKA_PEV_REM_KRTK**

L = 145 mm

Množství: 1Ks

Cena: - polotovar 189 Kč
- obrobení 490 Kč**KOSTKA_PEVNA_REMENICE**

L = 189 mm

Množství: 1Ks

Cena: - polotovar 239 Kč
- obrobení 490 Kč**KOSTKA_POSUVNA_REMENICE**

L = 540 mm

Množství: 3Ks

Cena: - polotovar 636 Kč
- obrobení 1740 Kč**SPODNI_DRZAK_K_RAMU**

L = 720 mm

Množství: 4Ks
Cena: - polotovar 839 Kč
- obrobení 2600 Kč

Ocelový profil L 100x75x10 mm

Kód zboží: O00578
S235JR/ EN10219 / válcovaný za tepla
využití: **L_MATICE_S_OSAZENIM**
L = 440 mm
Množství: 4Ks
Cena: - polotovar 198Kč
- obrobení 1800 Kč

Ocelový profil L 80x80x8 mm

Kód zboží: O00562
S235JR / EN10056 / válcovaný za tepla
využití: **UHELNIK_ZAKLADNI_L**
L = 960 mm
Množství: 4Ks
Cena: - polotovar 274 Kč
- obrobení 600 Kč

Ocelová tyč kruhová 32 mm

Kód zboží: O01883
válcovaná za tepla / C45 / EN10278
Využití: **UNI_HRIDEL_REMENICE_VYVYSENA**
L = 428 mm
Množství: 4Ks
Cena: - polotovar 102 Kč
- obrobení 5400 Kč

UNI_HRIDEL_REMENICE
L = 69 mm
Množství: 1Ks
Cena: - polotovar 34 Kč
- obrobení 1350 Kč

Ocelová tyč plochá 90x5 mm

Kód zboží: O01108
válcovaná / S235JRG2 / EN10058
Využití: **UPEVNOVACI_DESKA**
L = 640 mm
Množství: 4Ks
Cena: - polotovar 103 Kč
- obrobení 420 Kč

Ocelová tyč kruhová 30 mm

Kód zboží: O00697
válcovaná za tepla / S235JR / EN10060
Množství:
Využití: **PODLOZA_MISTO_REMENICE**

L = 96 mm
Množství: 2Ks
Cena: - polotovár 48 Kč
- obrobení 190 Kč

REMENICE_ROZPERKA_LOZISEK

L = 90 mm
Množství: 5Ks
Cena: - polotovár spojeny s predchozi položkou
- obrobení 425 Kč

Hliníková tyč kruhová 80 mm

Kód zboží: AL00714
EN AW6082 T6 / AlMgSi1
Využití: PRIRUBA_MANZETY_KOSTKY
L = 256 mm
Množství: 8Ks
Cena: - polotovár 540 Kč
- obrobení 1200 Kč

PRIZUBA_MANZETY_MATICE

L = 144 mm
Množství: 4Ks
Cena: - polotovár 315 Kč
- obrobení 600 Kč

Hliníková tyč plochá 90 x 25 mm

Kód zboží: AL01151
EN AW6082 / AlMgSi1
Využití: DRZAK_MOTORU
L = 175 mm
Množství: 1Ks
Cena: - polotovár 254 Kč
- obrobení 530 Kč

Hliníková tyč kruhová 75 mm

Kód zboží: AL00712
EN AW6082 T6 / AlMgSi1
Využití: NAPINACI_BEZZUBA_REMENICE
L = 141 mm
Množství: 3Ks
Cena: - polotovár 386 Kč
- obrobení 1350 Kč

Ocelová tyč plochá 30x3 mm

Kód zboží: O00968
válcovaná / S235JRG2 / EN10058
Využití: PODLOZKA_REM_MOT
L = 40 mm
Množství: 1Ks
Cena: - polotovár spojeno s položkou pod

- obrobení 50 Kč

PODLOZKA_VELKE_REMENICE

L = 140 mm

Množství: 4Ks

Cena: - polotovar 25 Kč

- obrobení 200 Kč

LOŽISKA

Ložisko SKF 51202 (spodní uložení šroubů)

Množství: 4 Ks

Cena: 1560 Kč

Ložisko SKF 6303 2Z (vrchní uložení šroubů)

Množství: 4 Ks

Cena: 328 Kč

Ložisko SKF 6003 2Z (uložení řemenic - napínací, vložené)

Množství: 16 Ks

Cena: 976 Kč

Spojovací materiál

šrouby, matice, pera, podložky, pojistné kroužky a další materiál

Cena odhad: 1300 Kč