



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Konceptní návrh třídícího dopravníku

Conceptual Design of Sorting Conveyor

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2022

Bc. Matěj PROCHÁZKA

Studijní program: DOPRAVNÍ A TRANSPORTNÍ TECHNIKA

Studijní obor: N071TTTE Transportní technika

Vedoucí práce: Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Procházka** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **466692**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Transportní technika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Koncepční návrh třídícího dopravníku

Název diplomové práce anglicky:

Conceptual Design of Sorting Conveyor

Pokyny pro vypracování:

Proveďte návrh koncepčního řešení třídícího dopravníku. Konstrukci zařízení řešte stavebnicovým systémem hliníkových konstrukcí Bosch Rexroth. Třídící dopravník musí umožnit funkci řízení a směrování toku kusového materiálu. Předmětem práce je pouze mechanická část konstrukce. Stručná osnova zadání:

1. Zpracujte rešerši problematiky třídících pásových dopravníků. Zaměřte se na stavebnicové prvky konstrukce. 2. Proveďte koncepční návrh více variant řešení. 3. Zhodnoťte navržená řešení a po konzultaci s vedoucím práce proveďte výběr vhodné varianty k dalšímu rozpracování. 4. Zpracujte nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. 5. Zpracujte parametricky koncepční 3D model řešení. 6. Vytvořte 2D koncepční výkres řešení s vybranými detaily.

Seznam doporučené literatury:

Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. SNTL Praha, 1966; Cvekl, Z., Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení. SNTL Praha, 1976; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení I, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2001; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení III, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005; Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení IV, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2004; Cvekl, Z.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, VŠ skriptum, ediční středisko ČVUT Praha 1984

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

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

Datum zadání diplomové práce: **25.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2022**

Platnost zadání diplomové práce:

Ing. Jiří Mrázek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

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

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

29.4.2022
Datum převzetí zadání

Podpis studenta

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem „Koncepční návrh třídícího dopravníku“ vypracoval samostatně pod vedením pana Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D. a za použití zdrojů uvedených na konci této práce.

V Praze

Bc. Matěj Procházka

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. za rady a připomínky, které mi ochotně poskytl, i když to se mnou neměl lehké. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu a trpělivost během studia.

ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora:	Matěj Procházka
Název práce:	Koncepční návrh třídícího dopravníku
Anglický název:	Conceptual Design of Sorting Conveyor
Rok:	2022
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jiří mrázek, PhD.
Bibliografické údaje:	počet stran: 82
	počet obrázků: 84
	počet tabulek: 4
	počet příloh: 1
Klíčová slova:	Třídící dopravník, pásový dopravník, ozubený řemen, konstrukce dopravníku, modulární, stavebnicový, Bosch Rexroth, hliníkový profil
Keywords:	Sorting conveyor, belt conveyor, toothed belt, design of conveyor, modular, Bosch Rexroth, aluminium profiles
Anotace:	Tato diplomová práce se zabývá koncepčním návrhem třídícího pásového dopravníku. Součástí práce je rešerše pásových třídících dopravníků. Práce se dále zabývá popisem jednotlivých částí. Součástí jsou také nezbytné návrhové a kontrolní výpočty.
Abstract:	This diploma thesis deals with conceptual desing of sorting belt conveyor. Part of the thesis is the research of sorting belt conveyors. The thesis also deals with the descrition of the individual parts. It also includes the necessary design and control calculation.

OBSAH

Prohlášení	3
Poděkování	4
Anotační list	5
Obsah.....	6
1. Úvod	1
2. Rešerše třídících pásových dopravníků	2
2.1. Ruční třídící dopravník	2
2.2. Čtecí brána	3
2.3. Pásový dopravník s posunovačem	4
2.4. Pásový dopravník s výklopnými rameny	5
2.5. Třídící dopravník s úzkými pásy	7
2.6. Třídění pomocí natáčecích válečků	8
2.7. Modulární pás s válečky	9
2.8. Články s příčnými pásy	10
3. Koncepte vybraných dopravníků.....	12
4. Návrh třídícího dopravníku	14
4.1. Použitý řemen	14
4.1.1. Vedení řemenu v dopravníku.....	15
4.1.2. Kluzná lišta.....	15
4.1.3. Tření mezi přepravovanou položkou a řemenem.....	16
4.1.4. Síly působící v řemenu.....	16
4.2. Návrh sestavy pohonu	17
4.2.1. Ozubená řemenice	18
4.2.2. Výběr motoru s převodovkou	19
4.2.3. Plochá řemenice.....	21
4.2.4. Hřídele.....	21
4.2.4.1. Síly působící na 1. hřídel	22
4.2.4.2. Síly působící na 2. hřídel	23
4.2.4.3. Rovnice průhybu hřídele v rovině XY.....	24
4.2.4.4. Rovnice průhybu hřídele v rovině XZ.....	31
4.2.4.5. Průběhy hodnot při ohybu.....	42
4.2.4.6. Napětí v krutu	45
4.2.4.7. Kombinované namáhání.....	47
4.2.5. Hřídelová spojka	48
4.2.6. Krátký hřídel	49
4.2.7. Kontrola per.....	50
4.2.8. Ložiska	51
4.2.9. Boky pohonu.....	51
4.2.10. Příruba.....	52
4.2.11. Kontrola šroubového spojení.....	52
4.2.11.1. Síly ve šroubovém spoji	53
4.2.11.2. Úhly v závitu.....	54

4.2.11.3.	Provozní síly	55
4.2.11.4.	Bezpečnost šroubového spoje.....	57
4.2.12.	Podpěra kluzné lišty	57
4.3.	Vratný domek.....	58
4.3.1.	Boky vratného domku	58
4.3.2.	Řemenice.....	59
4.3.2.1.	3. a 4. řemenice.....	59
4.3.2.2.	5. řemenice	60
4.3.2.3.	Síly od 3. řemenice	60
4.3.2.4.	Síly od 4. řemenice	61
4.3.2.5.	Síly od 5. řemenice	62
4.3.3.	Ložiska.....	62
4.3.4.	Hřídel 3. a 5. řemenice.....	63
4.3.5.	Excentrický hřídel 4. řemenice	64
4.4.	Zdvihací dopravník.....	64
4.4.1.	Váleček	65
4.4.1.1.	Síly působící na válce.....	66
4.4.2.	Návrh kruhového řemene.....	66
4.4.3.	Návrh motoru	67
4.4.4.	Návrh hnacího hřídele	68
4.4.4.1.	Uložení hřídele.....	68
4.4.4.2.	Průhyb hřídele	70
4.4.5.	Kontrola pera	70
4.4.6.	Ložiskový domek	70
4.4.7.	Konzola válce	71
4.4.8.	Příruba motoru	71
4.4.9.	Rohové díly	72
4.4.10.	Pneumatický válec	72
4.4.11.	Držák pístu.....	73
4.5.	Použití stavebnicové prvky Bosch Rexroth	73
4.5.1.	Hlavní profil	73
4.5.2.	Profil 45x45.....	74
4.5.3.	Profil 45x60.....	74
4.5.4.	Úhelníky	75
4.5.5.	Základový úhelník	76
4.5.6.	Upevnění v drážce profilu	76
5.	Závěr.....	77
	Použitá literatura.....	78
	Seznam obrázků	81
	Seznam tabulek	82
	Přílohy.....	82

1. Úvod

Jak vyplývá z názvu, třídící dopravníky slouží ke třídění dopravovaných položek. Třídící dopravníky položky, jak dopravují, tak třídí. Dříve bylo možné automaticky třídít jen položky, které mají výrazně odlišné fyzikální vlastnosti, hustotu, objem než ostatní materiál, který se pohyboval v dopravníku, například těžba zlata z naplavených písků.

Možnosti automatického třídění, které přišly s nástupem moderní výpočetní techniky, úplně změnilo mnoho odvětví. Díky rychlosti třídění, s kterou lidského pracovníka ani nelze srovnávat, je možné dnes objednat zboží a druhý nebo třetí den ho mít již doručené, a to nezávisle na tom odkud z republiky se posílá.

V této diplomové práci se zabývám rešerší třídících pásových dopravníků, a koncepčním návrhem třídícího pásového dopravníku, návrhovými a kontrolními výpočty, tvorbou 3D modelu a 2D koncepčního výkresu řešení.

2. Rešerše třídících pásových dopravníků

Třídících dopravníků existuje spousta druhů, v následujících kapitolách jsem se zaměřil na ty, jež lze nazvat jako pásový třídící dopravník.

2.1. Ruční třídící dopravník

Nejjednodušším třídícím dopravníkem je jednoduchý dopravník, u něhož stojí jeden nebo více lidí, kteří provádí samotné třídění. Z těchto dopravníků se pro svou jednoduchost nejvíce používá pásový dopravník. Ten se vyznačuje jednoduchou konstrukcí, snadnou montáží, tichým chodem a spolehlivým provozem. [1]

Tento způsob třídění se dnes nejčastěji používá v provozech, kde by bylo neekonomické nahradit člověka, anebo nejsme současnou technikou schopni dosáhnout takových výsledků, je možné že za pár let naše technika pokročí na takovou úroveň, že bude schopná pracovat v podmínkách těchto provozů, bude mít vhodné rozměry a hmotnost, a hlavně se ekonomicky vyplatí.

Jedním z provozů, kde se ruční třídění používá je zemědělství, a to proto, že lidský mozek jednoduše a intuitivně vyhodnotí jednotlivé kusy z rostlinné výroby, které se nehodí k dalšímu zpracování. Tato vlastnost lidského mozku je velikou výzvou ve více oborech kde se snažíme o automatizaci a nahrazení člověka umělou inteligencí.

Navíc se prvotní třídění odehrává přímo při sklizni na kombajnu, což znamená náročné požadavky na prachuvzdornost, odolnost různým atmosférickým stavům, a schopnost pracovat při otřesech které na kombajnu panují. Dále jsou v zemědělství v popředí požadavky na jednoduchost a spolehlivost, kterých dnešní třídící systémy ještě nedosahují, případně jsou ekonomicky nevýhodné.



Obr.: 1 Malý kombajn na brambory [3]

Dalším provozem, kde se ještě využívá ručního třídění jsou třídící linky na zpracování odpadu (Obr.: 2), kde se z pásu, po kterém jedou například plasty ze žlutého kontejneru, vybírají materiály, které nespádají do kategorie plastů, případně kusy, které jsou z plastu

nevhodného pro další zpracování, nebo jsou vhodné pro odlišný způsob zpracování než většina materiálu.



Obr.: 2 Třídící linka na odpad [2]

2.2. Čtecí brána

Předpokladem k tomu, aby šlo jednotlivé položky třídit je, že na pás budou umístěny v rozstupech dostatečných k tomu, aby se třídící mechanismus zvládl z výchozí polohy přesunout do polohy ve které danou položku přesměruje, a zpět do výchozí polohy. Proto jsou na začátku systému čidel, které zajišťují dostatečné mezery mezi jednotlivými položkami, nejčastěji jsou v kombinaci s pásovými dopravníky, které se spouštějí dle pokynů softwaru.

Když jsou položky zařazeny s dostatečnými rozestupy projedou čtecí branou (Obr.: 3), která identifikuje jednotlivé položky, dá systému vědět jaké pořadí má daná položka, a následně ji třídící dopravník doručí na místo určení.



Obr.: 3 Čtecí brána [14]

Nejběžnějším způsobem identifikace jsou laserové skenery čárového kód, které bývají umístěné tak aby zabraly položky ze všech stran, a nebylo tak nutné je otáčet čárovým kódem jedním směrem. Výhodou čárového kódu je jeho rozšířenost, a to že bývá součástí etikety každého výrobku, což využijeme při kompletaci objednávek v e-shopech. Dále se unikátní čárové kódy staly součástí údajů o příjemci balíků, takže se využívají i v třídících centrech doručovacích služeb.

Složitějším způsobem identifikace jsou RFID systémy. Jedná se o čip a jeho čtečku podobnou jako známe například z platebních karet. Tento systém se využívá tam kde jsou položky vybaveny čipem, anebo jsou nesené na nějakém nosiči čipem vybaveném, který je po doručení položky opět zařazen do systému a slouží k doručování dalších položek. Nevýhodou je vyšší cena, a dnes již zavedené čárové kódy, která tak nejspíše nenahradí.

Nejpokročilejším způsobem identifikace je využití kamer. Získaný obraz analyzuje software, dnes již umí softwary na základě získaného obrazu identifikovat různé kusy podle tvaru a barvy, i číst čárové kódy nebo jiné identifikační znaky kterými jednotlivé položky vybavíme. Pokud použijeme dostatečně čitelné rukou psané údaje je v možnostech takových systémů převést údaje do digitální podoby. Na tomto poli probíhal v posledních letech rychlý vývoj, neboť je to již nějaký čas kdy se první takovéto softwary objevily v podobě aplikací pro chytré telefony.

2.3. Pásový dopravník s posunovačem

Tento způsob třízení je velice jednoduchý, neboť se jedná o klasický pásový dopravník, z kterého jednotlivé položky přesouvá posunovač (Obr.: 4), který lze jednoduchým způsobem k pásovému dopravníku přimontovat, a pokud je pro to dostatek placu, není problémem přidat větve navíc, případně posunout jednotlivé větve dle potřeby.



Obr.: 4 Posunovač [4]

Systém třídění využívá píst, který svým pohybem vybranou položku přesune pryč z pásu. Nevýhodou systému je požadavek na sladění pohybů posunovače a jednotlivých položek, pokud tomu tak není hrozí zde pootočení položky nebo její zmáčknutí mezi

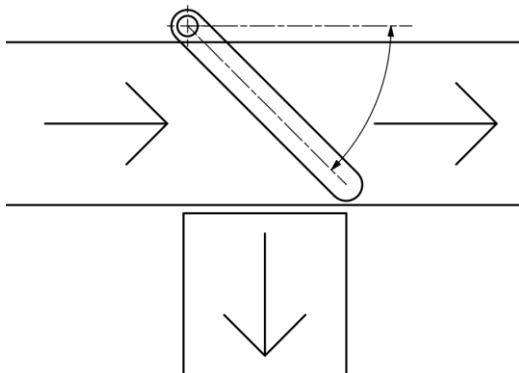
posunovač a hrazení dopravníku, případně shození na zem, pokud není hrazení dostatečné. Možností, jak zaručit sladění pohybů, a zabránit nevhodnému zatížení posunovače je zastavení vybrané položky před posunovačem, u pásového dopravníku by bylo nutné vložit nějaký mechanický stoper vysunující se shora nebo ze strany, případně zastavit celý dopravník, nebo vložit krátký pásový dopravník před posunovač, který by se zastavoval nezávisle na zbytku hlavní větve. Proto se posunovač používá hlavně pro válečkové systémy, kde je možné vložit jednoduchý stoper mezi válečky, které jsou zároveň vhodnější pro těžší položky, pro které by jiný způsob třídění byl nevhodný pro svou složitost.

Počet vytříděných položek závisí na jejich rozměrech a hmotnostech, také na schopnosti odolat přetížení které při rychlém přesunu nastane. Posunovač určený pro malé, lehké položky, které snesou veliké přetížení, se může pohybovat rychleji a neboť jsou odporové jsou zanedbatelné, může počet vytříděných položek dosáhnout až 120 za minutu.

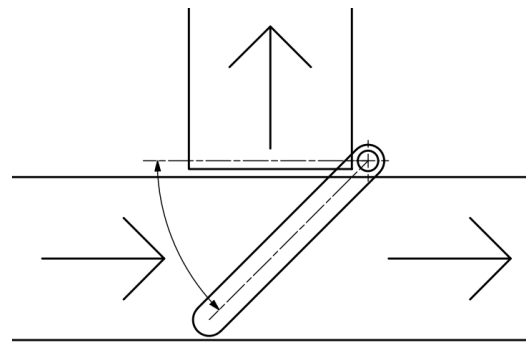
2.4. Pásový dopravník s výklopnými rameny

Opět se jedná o jednoduchý pásový dopravník, který je doplněn výklopnými rameny, které přehradí pás a tím přesměrují žádanou položku na vedlejší větev, zároveň je zde při vhodné konstrukci možné zachovat původní orientaci položek vůči směru pohybu.

Ramena se mohou vyklápět po směru (Obr.: 5) nebo proti směru běhu pásu (Obr.: 6). pohyb ramen může být zajištěn elektromotorem nebo pístem, hydraulickým nebo pneumatickým, podle požadavku na rychlost a sil působících na rameno.



Obr.: 5 Vyklápění po směru



Obr.: 6 Vyklápění proti směru

Protisměrné vyklápění má tu výhodu, že při vyklopení ramene dochází k otevření směru, kterým vybranou položku přesměrováváme, čímž vzniká možnost použití ramen v páru po obou stranách pásu a můžeme tak uspořít místo. Toho se využívá při kompletaci objednávek, kdy jsou jednotlivé páry hned za sebou a jednotlivé položky umísťují do krabic (Obr.: 7).

Ramena se mohou aktivně podílet na přesunu položek, a to při vyklápění, respektive zaklápění. To je ovšem výhodnější při protisměrném umístění ramen, neboť rameno nejprve vybranou položku na pásu zastaví, a poté ji při zaklápění přesune na svou stranu,

čímž máme jistotu přesunutí položky. Při umístění ramen po směru je možnost aktivního posuvu položky pohybem ramene velmi malá, jinak by hrozila možnost, že se položka jen přesune po hlavním pásu a bude po něm pokračovat, proto zde dochází nejprve k vyklopení ramene, poté k přesunu položky, a nakonec k zaklopení ramene.



Obr.: 7 Oboustranné třídění [4]

Ramena mohou mít povrch s nízkým součinitelem tření, být vybavena kluznou deskou, válečky nebo poháněná pásem (vertikální pásový dopravník). U nepoháněných se o pohon stará nejprve hlavní pás, poté vedlejší větev. Vzhledem k úhlům jednotlivých sil a jejich výslednici se ukázalo být výhodné, především pro hmotnější položky, užívat poháněná ramena (Obr.: 8), ta pomohou s přesunem, který bude rychlejší.

Rychlost třídění pro malé položky může dosáhnout až 120 položek za minutu, ovšem vždy záleží, jaké položky třídíme a zda je při tom nepoškodíme.



Obr.: 8 Poháněná ramena [8]

2.5. Třídící dopravník s úzkými pásy

Jedná se o řešení, kdy je vedle sebe několik úzkých pásů a v místě kde dochází ke třídění se mezi pásy vysouvají hnané válečky (Obr.: 9). Válečky jsou umístěné na stoličce, která se je zvedne nad úroveň pásů a ty přesunou vybranou položku na požadovanou větev. Používá se také kombinace, kdy jsou mezi klasické pásové dopravníky vloženy třídící segmenty s úzkými pásy a válečky (Obr.: 10), takový systém musí obsahovat více pohonů, neboť každý segment je hnán zvláště, na druhou stranu nám to umožňuje v případě potřeby zastavit pohyb jen na omezené části dopravníku. Nebo je zde také možné použít jeden pás který je sveden pod třídící mechanismus a pak zpět na původní úroveň.

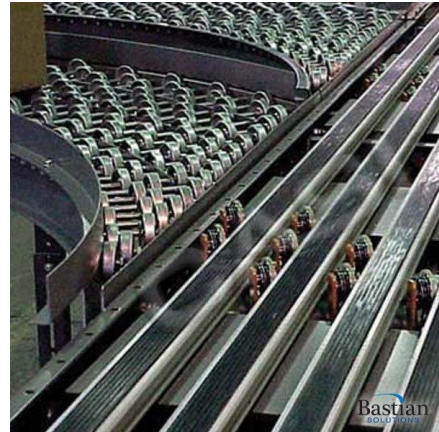


Obr.: 9 Pásový dopravník s válečky [7]

Lze také použít hnaná kolečka umístěná pod úhlem vůči hlavnímu pásu (Obr.: 11), v takovém případě lze třídit jen na jednu stranu, ovšem počet vytříděných položek o něco vzroste, a to díky možnosti mít mezi jednotlivými položkami menší mezery.



Obr.: 10 Třídící segment s válečky [14]



Obr.: 11 Kolečka pod úhlem [14]

Válečky jsou ve vysunutě poloze pouze krátkou dobu, kterou přesun trvá, obvykle zdvih zajišťuje pneumatický válec.

Nevýhodou tohoto systému je požadavek na pevné položky, a to kvůli kontaktním plochám. A také na minimální rozměry, jinak by mohlo dojít k zapadnutí/zaseknutí položky mezi pásy.

Rychlost třídění může dosáhnout až 100 položek za minutu, ta je dána především rychlostmi, které na dopravníku panují, neboť při vyšších rychlostech by se mohlo stát, že položka svou setrvačností sjede s vysunutých válců a k vytřídění nedorazí.

2.6. Třídění pomocí natáčecích válečků

Jedná se o systém složený z více pásových dopravníků, mezi něž je umístěn stůl nesoucí hnané válečky (Obr.: 12), které se natáčí o $\pm 45^\circ$, případně méně, vůči směru běhu pásu. Může být použit také systém, kdy je pás sveden pod mechanismus s válečky, a poté vyveden opět na původní úroveň.

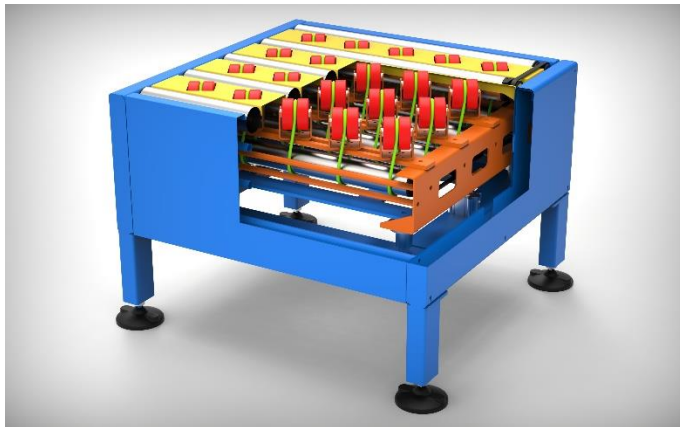


Obr.: 12 Systém s natáčecími válečky [12]

Válečky se mohou natáčet samostatně nebo být umístěné do skupin které se natáčí společně. O pohon válečků se stará hnaný válec, který je umístěn pod natáčecím mechanismem válečků, přes něj je vedená gumička, která dále pohání jednotlivé válečky či jejich skupiny (Obr.: 13). Křížení os vedení gumičky udává také rozsah natáčení.

O natáčení válečků do jedné ze tří poloh ($+45^\circ$, 0° , -45° vůči pohybu hlavního pásu), se může starat mechanismus se servomotorem nebo pneumatickým pístem. Vhodnost pneumatického pohonu záleží především na tom, zda ho využijeme na více zařízeních v třídící hale, neboť nemá smysl ho zavádět jen pro pár třídících stolů.

Velikost třídění věcí je dána použitým třídícím stolem, jeli vše zakrytováno (Obr.: 14), a jsou-li použity malé válečky s hustším umístěním není problém třidit i relativně malé položky. Položky lze třidit rychlostí až 100 položek za minutu, opět zde hrozí nebezpečí že při vyšších rychlostech by položky mohly svou setrvačností místo třídění překonat a pokračovat dále v původním směru.



Obr.: 13 Pohon jednotlivých válečků [10]



Obr.: 14 Válečky umístěné jednotlivě [11]

2.7. Modulární pás s válečky

Jedná pás složený z plastových modulů, které jsou spojeny čepy. Některé pásy díky vůli na spojích nám umožňují jejich vedení do zatáčky s určitým poloměrem. Na jednotlivé moduly můžeme umístit různé unášče, jichž využijeme především při dopravě se sklonem. Třídění na těchto pásích může probíhat jedním z výše popsanych způsobů.

Pokud použijeme moduly s válečky jejichž osy být rovnoběžně pohybu pásu (Obr.: 16), mohou s ním svírat určitý úhel, a ještě navíc mohou být umístěny zrcadlově v několika řadách. Pod modulovým pásem jsou umístěné další pásy (Obr.: 15), které svým pohybem roztáčí kolečka modulárního pásu, a výsledný složený pohyb nám pohybuje s unášenou položkou. Pokud pod modulární pás umístíme souběžně více pásů, každý pro jednu řadu, lze jednotlivé položky pomocí různých rychlostí otáčení válečků rozřazovat do více řad, nebo přesouvat přes pohybující se hlavní pás.

Nevýhodou je složitost skládaných pohybů a náročnost na přípravu ovládacího softwaru. Výhodou, jsou naopak těžko pochopitelné pohyby, kterých chytrým řízením můžeme docílit. Rychlost třídění se může pohybovat kolem 100 položek za minutu.



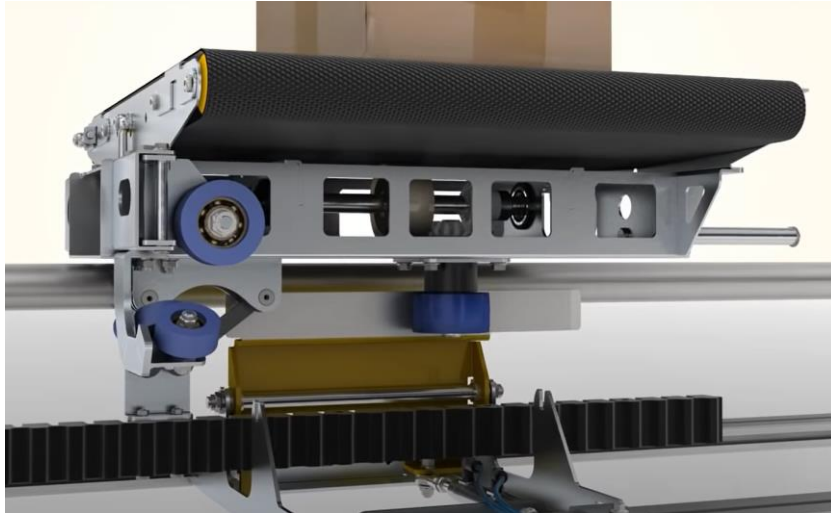
Obr.: 15 Příčné ovládací pásy [12]



Obr.: 16 Válečky pro kolmé třídění [8]

2.8. Články s příčnými pásy

Jedná se o systém článků s obousměrným pásovým dopravníkem poháněným elektromotorem, elektřina je dodávána pomocí indukce bezdrátově, nebo kulisou, která se dle potřeby vysune a roztočí kolečko které pomocí kuželového převodu a válečku převede svůj pohyb na pás (Obr.: 17). Směr otáčení je dán tím, z jaké strany se kulisa přisune.



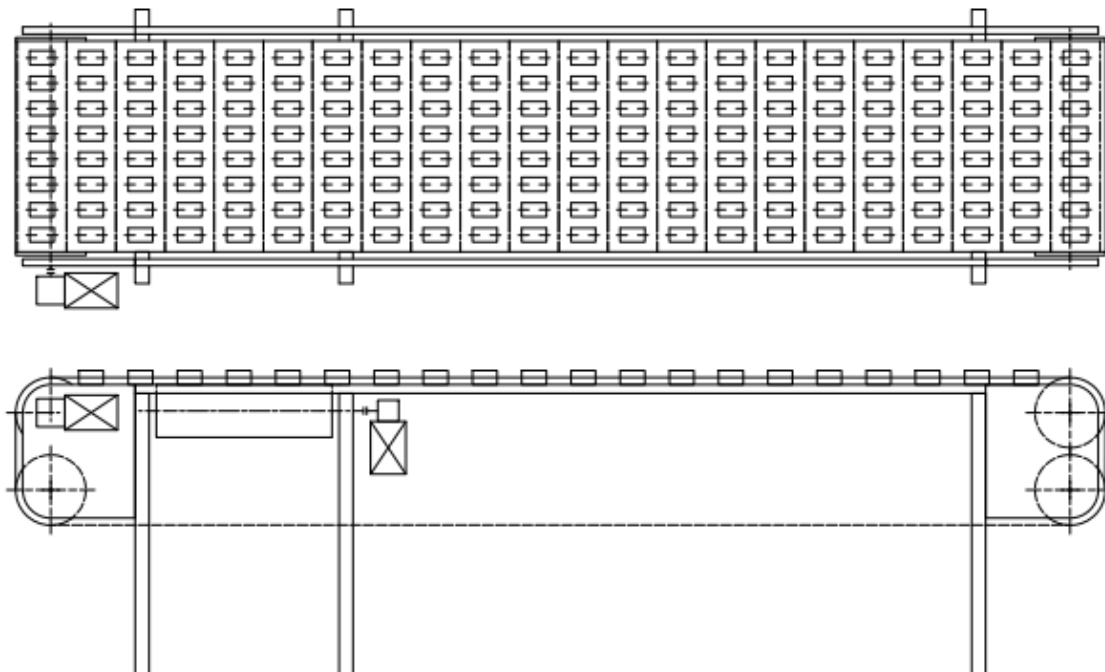
Obr.: 17 Pohon kulisou [12]

Články mohou obíhat vertikálně nebo horizontálně. Na každý článek se umístí jedna položka, se rozměrnější položka může umístit přes dva články, každý článek bývá vybaven čipem, pomocí kterého lze snadno sledovat jeho pohyb, respektive pohyb položky, a ke třídění dochází přesněji, než když jako u předchozích způsobů polohy jednotlivých položek odhadujeme na základě znalostí o rychlosti dopravníků.

Jedná se o nejrychlejší způsob třídění, jeho rychlost může přesáhnout i 300 položek za minutu, a to při váze položek do 50 kg.

3. Koncepce vybraných dopravníků

Vybrané dopravníky k dalšímu zamyšlení byli třídící dopravník s úzkými pásy a modulární pás s válečky.

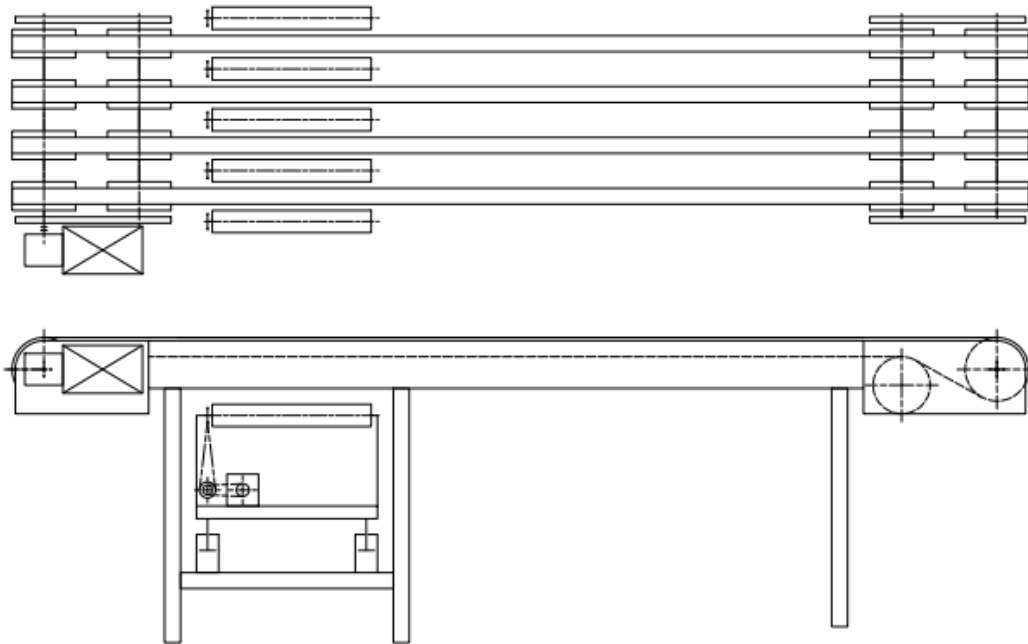


Obr.: 18 Modulární pás s válečky

Modulární pás s válečky (Obr.: 18) má největší nevýhodu v umístění druhého pásu, který roztáčí válečky. Uchycení příčného pásu s pohonem musí být z důvodů vedení modulárního pásu řešeno až ke krajním profilům dopravníku, což by mohlo být konstrukčně problematické.

Koncepce:

- Motor se šnekovou převodovkou pohání modulární pás
- Modulární pás se pohybuje přes čtyři hnací bubny, čímž se zajistí dostatečný prostor mezi tažnou a vratnou větví
- Do prostoru mezi tažnou a vratnou větví se umístí příčný pás
- Konstrukce příčného pásu za připevnění k horním bočním profilům, které vedou hlavní pás
- Vratná větev je také vedena pomocí profilů
- Využití stavebnicových profilů zajistí možnost měnit parametry dle požadavků
- Vrchní a spodní profily jsou spojeny nohama která jsou na boku pásu



Obr.: 19 Řemenový dopravník

Třídící dopravník s úzkými pásy – řemeny (Obr.: 19), je kombinací válečkového dopravníku a řemenového dopravníku. Protože se válečky vysunují nad úroveň pásu je zde nutné hnát každý váleček odděleně, a nelze použít řešení užívané u válečkových dopravníků.

Koncepce:

- Ozubený řemen kompatibilní se stavebnicovými systémy
- Řemenice jsou umístěné na společných hřídelích
- Hnaný hřídel s ozubenými řemenicemi pohání elektromotor se šnekovou převodovkou
- Tažná větev je vedena v kluzné liště
- Vratná větev je vedena vnitřkem vhodně zvoleného profilu
- Zdvih zajišťují pneumatické písty
- Jednotlivé válečky jsou hnány kruhovým řemenem ze společné hřídele s drážkami
- Pohon válečků zajišťuje elektromotor se šnekovou převodovkou
- Hlavní profily jsou umístěné na nohy
- Zdvihací mechanismus válečkového dopravníku se připojuje na nohy

Jako vhodnější se jeví pásový dopravník s vysouvajícími se válečky, a to z důvodu větších možností při použití stavebnicových prvků.

Po diskusi s vedoucím diplomové práce, panem Ing. Jiřím Mrázkem Ph.D., jsem k dalšímu zpracování vybral třídící dopravník s úzkými pásy a vysouvajícími se válečky, jehož návrh podrobněji popisuji v následujících kapitolách.

4. Návrh třídícího dopravníku

Navrhovaný třídící dopravník bude vytvořen pomocí stavebnicových profilů a dílů Bosch Rexroth a jednoduchými vyráběnými prvky, jejichž výroba je ekonomicky výhodnější než nákup obdobného prvku od Bosche.

Zadané údaje od vedoucího práce:

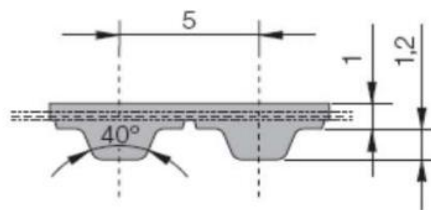
- Počet pásů: 6
- Použitý pás: ozubený řemen 25T5
- Rychlost: $v = 25 \text{ m/min} = 0,416 \text{ m/s}$
- Zatížitelnost pásu: $m_{z1} = 80 \text{ kg}$
- Zatížitelnost válečků: $m_{z2} = 30 \text{ kg}$

4.1. Použitý řemen

Vhodným řemenem je nekonečný řemen 25T5 Continental Synchroflex. A to z důvodu kompatibility se stavebnicovými prvky Bosch Rexroth, jako je kluzná lišta a hlavní profil.

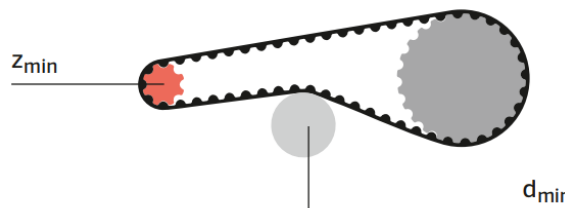
Jedná se o polyuretanový ozubený řemen s ocelovými tažnými vlákny. Konce řemenů se svažují, čímž lze dosáhnout jakékoliv délky. [16][18]

- $b_{rem} = 25 \text{ mm}$ šířka řemene
- T lichoběžníkový profil
- $t = 5 \text{ mm}$ rozteč zubů
- $m_{rem} = 0,06 \text{ kg/m}$ hmotnost jednoho metru řemene
- $F_{příp} = 930 \text{ N}$ pevnost řemenu



Obr.: 20 Profil řemenu [17]

Konstrukční omezení udávané výrobcem [18]:



Obr.: 21 Omezení udávané výrobcem [18]

- $z_{min} = 15$ minimální počet zubů hnací řemenice
- $d_{min} = 30 \text{ mm}$ minimální průměr napínací řemenice

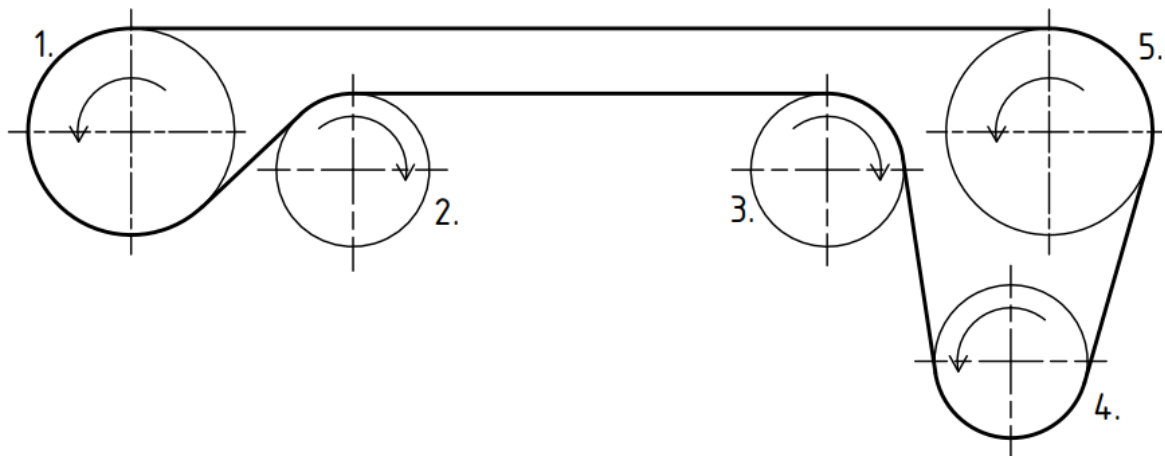
4.1.1. Vedení řemenu v dopravníku

Na Obr.: 22 Schéma vedení řemenu Obr.: 22 je schéma vedení řemenu, který je reprezentován tlustou čarou, tenké čáry reprezentují jednotlivé řemenice, a šipky určují jejich otáčení. Vedení je realizováno přes pět řemenic, přičemž 1. řemenice je hnací ozubená, a 4. řemenice je napínací. Mezi 2. a 3. řemenicí je řemen veden uvnitř profilu SP 2/B.

K zatížení řemenu dochází mezi 5. a 1. řemenicí, jedná se o tažnou větev řemenu, řemen je zde veden v kluzné liště. Vratnou větví rozumíme vedení řemene mezi 1. a 5. řemenicí přes 2.,3. a 4. řemenici. Obrátit směr pohybu je možné, ale dochází při něm k více než dvojnásobnému prodloužení řemenu, což vede k jeho rychlejšímu opotřebení a zhoršení určení pozice přepravovaných položek.

Začátkem dopravníku rozumíme místo, ve kterém na něj vstupují jednotlivé položky, tj. na 5. řemenici, koncem pak 1. řemenici, kde položky dopravník opouštějí.

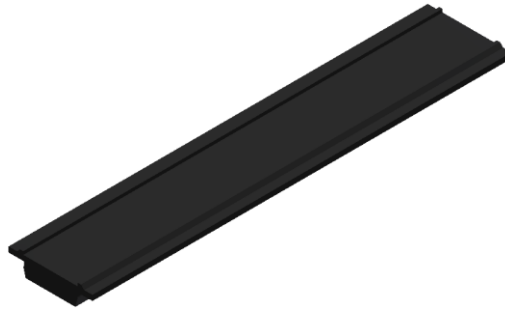
V dalších kapitolách budu rozebírat jednotlivé síly působící na a v řemenu a na jednotlivé řemenice, které se odvíjí od zatížitelnosti dopravníku. A také návrh pohonu, který závisí na silách potřebných k pohybu a rychlosti.



Obr.: 22 Schéma vedení řemenu

4.1.2. Kluzná lišta

Řemen je veden v kluzné liště (Obr.: 23), kde dochází ke tření mezi zuby a kluznou lištou. Třecí odpor nezávisí na rychlosti řemene, ani délce kluzné lišty, pouze na součiniteli tření, a je potřeba jej překonat při pohybu. Výpočtová hodnota součinitele tření je $f = 0,2$.



Obr.: 23 Kluzná lišta

Kluzná lišta se dodává v maximální délce 2000 mm, proto pro využití maximální délky profilu je potřeba využít více lišt. Lišta je určena pro jednoduchou montáž pouhým navlaknutím do k tomu určených profilů Bosch Rexroth.

Třecí odpor mezi řemenem a kluznou lištou vypočtu dle vztahu (1), kde k_p je provozním součinitelem reprezentujícím zvýšení sil při rozběhu řemenu, je doporučeno jej volit v rozmezí 1,1-1,2, já jsem jej s ohledem na vyšší bezpečnost zvolil $k_p = 1,2$.

$$F_{Utření} = k_p \cdot m_{rem} \cdot l \cdot g \cdot f = 0,85 \text{ N} \quad (1)$$

4.1.3. Tření mezi přepravovanou položkou a řemenem

K dalšímu tření dochází na hřbetě řemene při akumulacím režimu, ke kterému dochází, pokud je potřeba zastavit jednotlivé položky, například z důvodu úpravy pozice na pásu, zároveň položka svou hmotností ovlivňuje třecí odpor mezi řemenem a vodící lištou.

Předpokládaný součinitel mezi hřbetem řemenu a tříděnými položkami je stejný jako součinitel tření mezi kluznou lištou a řemenem, $f = 0,2$.

Jako maximální namáhání jsem předpokládal že se zatížitelnost dopravníku rozloží pouze na dva řemeny. Proto se maximální třecí síla v jednom řemeny spočítá dle vztahu (2), ve kterém je stejně jako v předchozím případě zaveden provozní součinitel $k_p = 1,2$ reprezentující navýšení sil při rozběhu.

$$F_{Umax} = k_p \cdot \frac{m_{z1}}{2} \cdot g \cdot 2 \cdot f = 188,35 \text{ N} \quad (2)$$

4.1.4. Síly působící v řemenu

Maximální sílu potřebnou pro pohyb řemenu získám prostým součtem (3) výše vypočtených sil.

$$F_{Cmax} = F_{Umax} + F_{Utření} = 189,2 \text{ N} \quad (3)$$

Aby ovšem docházelo ke správnému přenosu hnací síly je potřeba aby ve spodní větvi existovala také tahová složka, řemen je nutné předeprnout. Předepínací síla ozubeného

řemenu nemusí být tak velká jako pro hladké řemeny, je to dáno přenosem sil přes zub, ovšem na rozdíl od řetězu je zde nezbytná pro správný přenos výkonu. Při jejím výpočtu (4) se řídím doporučením výrobce řemenu. [16]

$$F_V \geq \frac{F_{Cmax}}{2} = 94,6 \text{ N} \rightarrow F_V = 100 \text{ N} \quad (4)$$

Při provozu se síly potřebné pro pohyb, působící v tažné větvi, zvětší o sílu předpětí F_V . Ve skutečnosti se síly ve větvích, ve kterých nedochází k tahu, vlivem protažení řemene od jeho zatížení, zmenší o sílu přímo úměrnou protažení řemenu. Protože na rozdíl od řemenů pro přenos výkonu neznáme přesné působení síly v tažné větvi, zatížení zde může být rozloženo rovnoměrně či nerovnoměrně po celé délce, nebo se může při pohybu přesunout od začátku na konec, a tudíž prodloužení může nabývat různých hodnot od maxima po 0. Proto výrobci doporučují síly ve větvích nezmenšovat o sílu úměrnou protažení s vlivem protažení počítají již ve vztahu pro stanovení předpětí (4).

Sílu v tažné větvi maximálně namáhaného řemenu vypočtu dle vztahu (5), tato hodnota nesmí překročit pevnost řemenu. Sílu minimálně namáhané tažné větve vypočtu dle vztahu (6), a ve vratné větvi bude rovna předpětí (7).

$$F_{1řmax} = F_{Cmax} + F_V = 289,2 \text{ N} < F_{příp} = 930 \text{ N} \quad (5)$$

$$F_{1řmin} = F_{Utřeni} + F_V = 100,85 \text{ N} \quad (6)$$

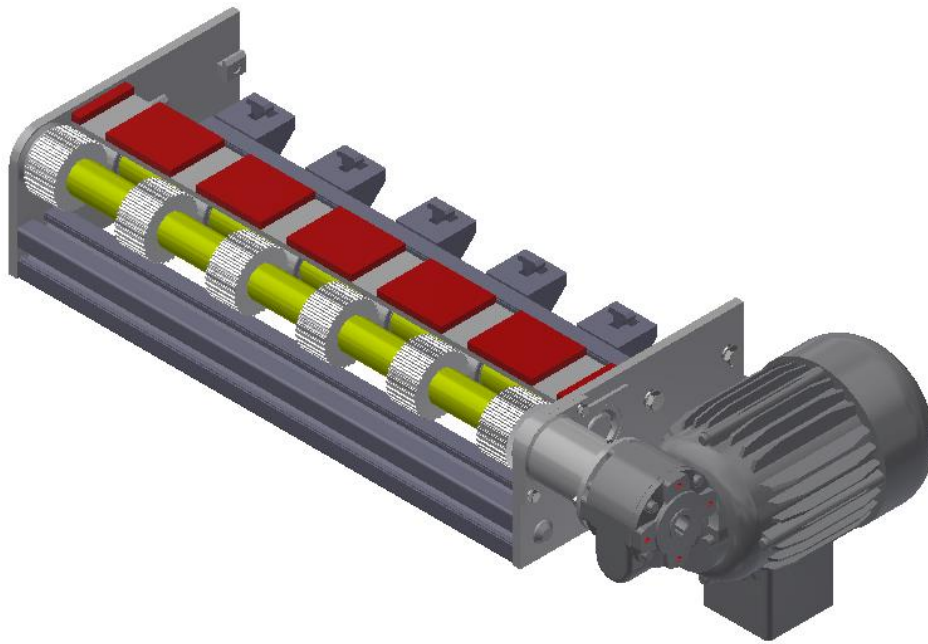
$$F_{2ř} = F_V = 100 \text{ N} \quad (7)$$

4.2. Návrh sestavy pohonu

Sestava pohonu, Obr.: 24, se skládá z hnacích řemenic jednotlivých řemenů, hladkých řemenic, které vedou řemeny dovnitř hlavních profilů. Protože minimální rozteč řemenů, a , závisí na průměru válečků starajících se o příčný přesun jednotlivých položek, $d_{inter} = 44 \text{ mm}$, a šířce hlavního profilu $b_{SP} = 45 \text{ mm}$, vypočetl jsem minimální prostor mezi hlavními profily g_{min} dle (8), kde $e = 2 \text{ mm}$ je nezbytná vůle mezi válcem a stěnou profilu.

$$g_{min} = d_{inter} + 2 \cdot e = 48 \text{ mm} \quad (8)$$

$$a = c_{min} + b_{SP} = 93 \text{ mm} \quad (9)$$



Obr.: 24 Sestava pohonu

Prostor mezi hlavními profily je tak malý, že by bylo zbytečně komplikované vytvářet zvláště hnací domek pro každý řemen, kde by se přenos výkonu mezi nimi starali hřídelové spojky. Proto jsem zvolil jednoduché řešení kdy řemenice jednotlivých řemenů umístím na společný hřídel. Přičemž označení hřídelů vychází ze schématu vedení řemenu (Obr.: 22), tudíž 1. hřídel je hnací, a 2. nese ploché řemenice směřující řemeny dovnitř hlavních profilů.

Sestava pohonu se montuje na hlavní profily pomocí spojovacích součástí Bosch Rexroth.

4.2.1. Ozubená řemenice

Není vhodné, aby ozubená řemenice byla opatřena přírubami, které by zasahovaly do prostoru nad úrovní pásu a omezovaly tak přepravu jednotlivých položek. Proto každá ozubená řemenice vznikne dělením z ozubené hřídele dle T5 - DIN 7721-2 (Obr.: 25), vyrobené z hliníkové slitiny, která se prodává v provedeních o různém počtu zubů.



Obr.: 25 Ozubená tyč T5-DIN 7721-2 [21]

Dle vztahu (10) jsem vypočetl roztečné průměry pro různé počty zubů, T zde znamená rozteč zubů, proto $T = 5$. Podle rovnice (11) jsem pro tyto počty zubů vypočetl ze zadané rychlosti $v = 25 \frac{m}{min}$ otáčky potřebné její dosažení, a dle vztahu (12) pak potřebný kroutící moment. Vypočtené hodnoty jsem vynesl do rozhodovací tabulky Tab.: 1, pomocí které jsem v následující kapitole volil motor s převodovkou.

$$D_p = z \cdot \frac{T}{\pi} [mm] \quad (10)$$

$$n'_2 = \frac{30 \cdot \frac{v}{60}}{\frac{D_p}{\pi \cdot \frac{2}{1000}}} = \frac{v \cdot 1000}{\pi \cdot D_p} \left[\frac{ot}{min} \right] \quad (11)$$

$$M'_{k2} = (2 \cdot F_{Umax} + 6 \cdot F_{Utřeni}) \cdot \frac{D_p}{2 \cdot 1000} [Nm] \quad (12)$$

Tab.: 1 Údaje pro volbu motoru

Počet zubů $z [-]$	Roztečný průměr $D_p [mm]$	Otáčky $n'_2 [ot/min]$	Kroutící moment $M'_{k2} [Nm]$
34	54,11	147,06	10,33
35	55,70	142,86	10,63
36	57,29	138,89	10,94
37	58,88	135,15	11,24
38	60,47	131,58	11,54
39	62,07	128,20	11,85

Šířku ozubených řemenic jsem zvolil 30 mm, jejich hmotnost bude tudíž v případě díry pro hřídel o průměru $d = 25 \text{ mm}$ a drážky pro odpovídající pero $m_1 = 0,15 \text{ kg}$.

4.2.2. Výběr motoru s převodovkou

Motor s převodovkou jsem vybíral od firmy WEG. Při volbě motoru jsem vycházel z údajů vypočtených v kapitole 4.2.1. Vybíral jsem motor v kombinaci se šnekovou převodovkou (Obr.: 1), který by se výstupními údaji n_2 a M_{k2} co nejvíce blížil údajům v tabulce Tab.: 1.

Šneková převodovka má relativně malou účinnost, kterou ale kompenzuje vysoký převodový poměr v kombinaci s malými rozměry převodovky, které jsou mnohem menší než u převodovky s ozubenými koly o stejném převodovém poměru, v kombinaci s motorem o nižším výkonu, než je potřeba pro šnekovou převodovku.



Obr.: 26 Motor WEG se šnekovou převodovkou [23]

Jako nejvhodnější jsem vybral níže uvedený motor, jehož výstupní otáčky jsem dle vztahu (13) v Tab.: 2 porovnal s požadovanými otáčkami pro jednotlivé počty zubů.

Motor WEG ODG 714 s převodovkou GB 130 10:1 [22]

- $P = 250 \text{ W}$ výkon motoru
- $n_1 = 1390 \text{ ot/min}$ otáčky motoru
- 10:1 převodový poměr
- $n_2 = 139 \text{ ot/min}$ výstupní otáčky
- $M_{k2} = 12,3 \text{ Nm}$ výstupní kroutící moment

$$\Delta_n = \frac{n_2 - n'_2}{n'_2} \cdot 100 \quad (13)$$

Tab.: 2 Porovnání požadovaných s výstupními otáčkami

Počet zubů $z [-]$	Požadované otáčky $n_2 \left[\frac{\text{ot}}{\text{min}} \right]$	Odchylka od požadovaných otáček $\Delta_n [\%]$
35	142,86	-2,7
36	138,89	0,07
37	135,13	2,84
38	131,58	5,62

Z hodnot zobrazených v tabulce Tab.: 2 jsem pro vybraný motor s převodovkou jako nejvhodnější zvolil řemenici s 36 zuby, díky níž bude výsledná hodnota otáček, respektive dopravní rychlost bude o 0,07% vyšší než požadovaná, což lze považovat za totožnou rychlost. Navíc pro vybraný počet zubů nabízí výstupní moment $M_{k2} = 12,3 \text{ Nm}$ dostatečnou rezervu oproti požadovanému momentu $M'_2 = 10,94 \text{ Nm}$.

4.2.3. Plochá řemenice

Plochou řemenici druhého hřídele, obrázek Obr.: 27, jsem zvolil vyráběnou z konstrukční oceli s nalisovanými bočnicemi od firmy Haberkorn, nesoucími označením 209 o šířce 1 mm. [27]

Průměr řemenice jsem zvolil $d_{II} = 40 \text{ mm}$, který je větší než minimální požadovaný od výrobce řemenu. Hmotnost řemenice je $m_2 = 0,159 \text{ kg}$, řemen se po ní bude odvalovat po hřbetu, proto průměr roztečné kružnice, k níž vztahuji rychlost řemenu vypočtu dle vztahu (14), a otáčky řemenice pak podle (15).

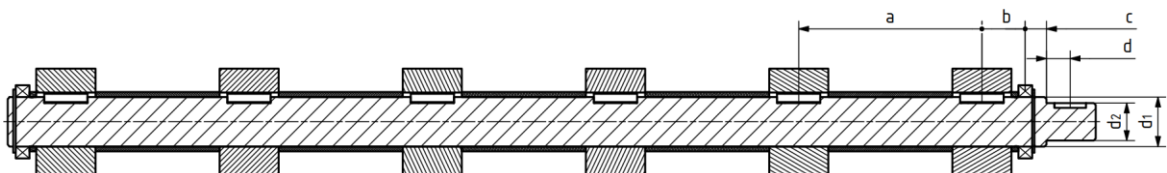


Obr.: 27 Plochá řemenice druhého hřídele

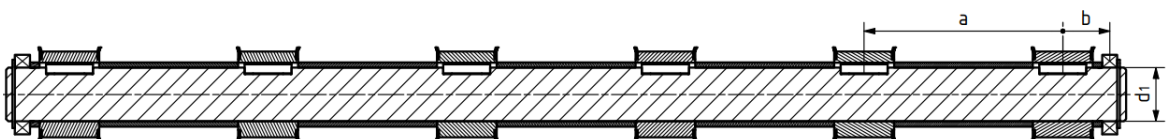
$$d_{pII} = d_{II} + 2 \cdot 0,5 = 41 \text{ mm} \quad (14)$$

$$n_{II} = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot \frac{d_{pII}}{2}} = 194,09 \text{ ot/min} \quad (15)$$

4.2.4. Hřídele



Obr.: 28 Sestava 1. hřídele



Obr.: 29 Sestava 2. hřídele

Na obrázku Obr.: 28 je zobrazen první hřídel, $d_1 = 25 \text{ mm}$ a $d_2 = 19 \text{ mm}$, $a = 93 \text{ mm}$, $b = 22 \text{ mm}$, $c = 10,8 \text{ mm}$ a $d = 11 \text{ mm}$. První hřídel se od druhého (Obr.: 29), liší jen výstupem na jedné straně, který slouží pro montáž spojky obstarávající přenos výkonu z motoru. Jako materiál jsem zvolil konstrukční ocel S235JR o $R_e = 235 \text{ MPa}$. K přenosu kroutícího momentu z hřídele na řemenice jsem zvolil pero ISO 2491-A 8x5x22, k přenosu výkonu z motoru na první hřídel se stará pero ISO 2491-A 5x3x14.

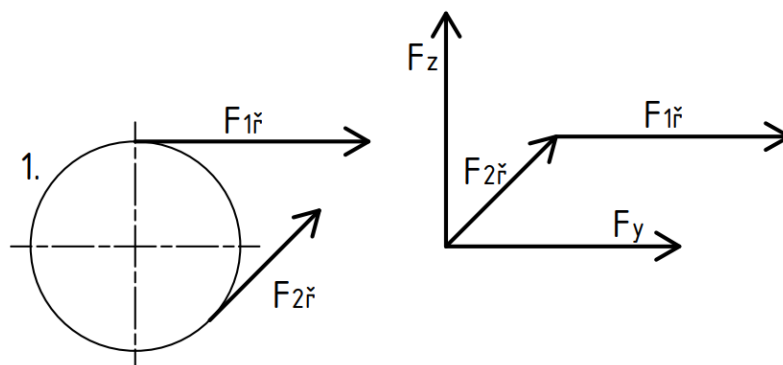
Jak je z obrázků Obr.: 28 a Obr.: 29 patrné, na hřídelích jsou jednotlivé řemenice oddělené distancí vyrobenými z kruhové trubky ČSN 42 6711-30x2,5, stejně tak i ložiska od řemenic. Všechny součásti hřídele jsou proti axiálnímu posuvu zajištěné na obou stranách pojistným kroužkem ČSN 02 2930-25.

Protože je na každém hřídeli šest řemenic, je nutné zkontrolovat, jak se budou hřídele vlivem působících sil prohýbat. Na schématu Obr.: 30 je zobrazeno působení sil přenášených v řemenu na řemenice 1. hřídele, protože při výpočtu průhybu budu uvažovat maximální zatížení prostředních dvou pásů, nebudou výslednice sil působících na hřídel v jedné rovině, tudíž bude docházet k prostorovému ohybu. Proto jsem působící síly rozložil do složek F_y a F_z , pro něž jsem vyjádřil ohyb hřídele v jednotlivých rovinách, posléze i v prostoru. Pro výpočet průhybu je nutné znát kvadratický moment v ohybu (16) a průřezový modul v ohybu (17).

$$J_o = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} = 19174,75 \text{ mm}^4 \quad (16)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = 1533,98 \text{ mm}^3 \quad (17)$$

4.2.4.1. Síly působící na 1. hřídel



Obr.: 30 Síly řemenu působící na 1. hřídel

Na Obr.: 30 je zobrazena orientace sil řemenu působících na řemenice 1. hřídele. Pro řemenice 1, 2, 5 a 6 na 1. hřídeli platí (18), pro 3 a 4 (19). $F_{2ř}$ je ve všech případech stejná (20). Tíhovou sílu ozubené řemenice působící na hřídel jsem vypočetl dle (21). Síla $F_{1ř}$ svírá s osou y úhel $\alpha_1 = 0^\circ$, síla $F_{2ř}$ pak úhel $\alpha_2 = 46^\circ$. Působení sil hřídel v rovině XY je pro

řemenice 1, 2, 5 a 6 vypočteno ve vztahu (22), ve vztahu (23) je totéž spočítáno pro řemenice 3 a 4. Působení sil na hřídel v rovině XZ je na všech místech stejné a to (24).

$$F_{1ř} = F_{1řmin} = 100,85 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_{1ř} = F_{1řmax} = 289,20 \text{ N} \quad (19)$$

$$F_{2ř} = 100 \text{ N} \quad (20)$$

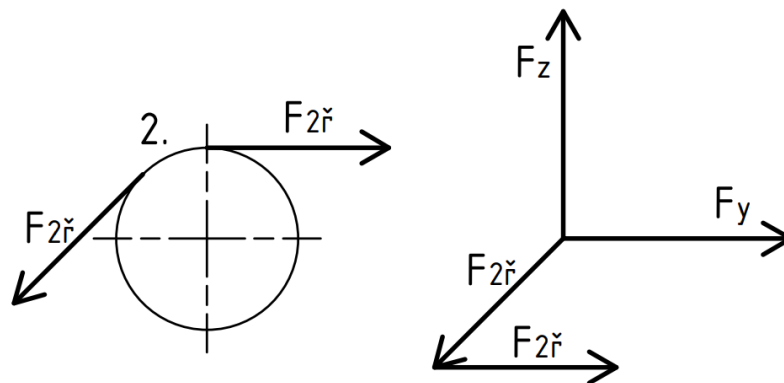
$$F_g = m_1 \cdot g = 1,49 \text{ N} \quad (21)$$

$$F_{y1} = F_{y2} = F_{y5} = F_{y6} = F_{1ř} + F_{2ř} \cdot \cos(\alpha_2) = 170,32 \text{ N} \quad (22)$$

$$F_{y3} = F_{y4} = F_{1ř} + F_{2ř} \cdot \cos(\alpha_2) = 358,67 \text{ N} \quad (23)$$

$$F_{z1} = F_{z2} = F_{z3} = F_{z4} = F_{z5} = F_{z6} = F_{2ř} \cdot \sin(\alpha_2) - F_g = 70,44 \text{ N} \quad (24)$$

4.2.4.2. Síly působící na 2. hřídel



Obr.: 31 Síly řemenu působící na 2. hřídel

Na Obr.: 31 jsou zobrazeny orientace sil působících na řemenice 2. hřídele. Síly působící na hřídel jsou na jednotlivých řemenicích stejné (25). Tíhovou silou, kterou na hřídel působí každá řemenice vypočtu dle (26). Úhel, jenž svírají síly $F_{2ř}$ s osou y budou $\alpha_1 = 226^\circ$ a $\alpha_2 = 0^\circ$. Působení sil na hřídel v rovině XY vypočtu dle (27), v rovině XZ pak ve vztahu (28).

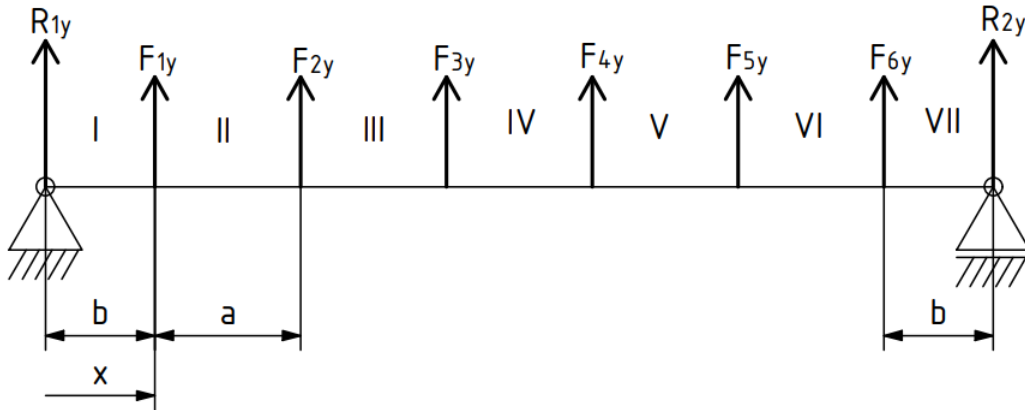
$$F_{2ř} = 100 \text{ N} \quad (25)$$

$$F_g = m_2 \cdot g = 1,56 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{y1} = F_{y2} = F_{y3} = F_{y4} = F_{y5} = F_{y6} = F_{2ř} + F_{2ř} \cdot \cos(\alpha_2) = 30,53 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{z1} = F_{z2} = F_{z3} = F_{z4} = F_{z5} = F_{z6} = F_{2\check{r}} \cdot \sin(\alpha_2) - F_g = -73,49 \text{ N} \quad (28)$$

4.2.4.3. Rovnice průhybu hřídele v rovině XY



Obr.: 32 Působení sil na hřídel v rovině XY

Na Obr.: 32 je zobrazeno působení sil na hřídel v rovině XY. Jako model volím nosník na dvou podpěrách, přičemž druhá je navíc posuvná.

Do následujících rovnic je třeba zadávat dříve vypočtené hodnoty včetně znaménka, neboť jsou tyto rovnice společné pro oba hřídele, a při zadání absolutní hodnoty bychom nedostali správné směry reakcí a výchylek.

$$\sum F: R_{1y} + R_{2y} + F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y} = 0 \quad (29)$$

$$\sum M: -F_{1y} \cdot b - F_{2y} \cdot (b + a) - F_{3y} \cdot (b + 2 \cdot a) - F_{4y} \cdot (b + 3 \cdot a) - F_{5y} \cdot (b + 4 \cdot a) - F_{6y} \cdot (b + 5 \cdot a) - R_{2y} \cdot (b + 6 \cdot a) = 0 \quad (30)$$

$$R_{1y} = R_{2y} = -\frac{F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + F_{6y}}{2} \quad (31)$$

V rovnici (29) je zapsána podmínka součtu sil, rovnice (30) pak reprezentuje podmínku součtu kroutících momentu. Protože předpokládám souměrné zatížení, lze reakci v uložení vypočítat jako (31).

Při výpočtu průhybu jsem vycházel z diferenciální rovnice průhybové čáry (32), jejíž postupnou integrací jsem získal rovnice natočení a průhybu pro každou oblast I až VII které jsem zapsal v rovnicích (33) až (60).

$$v'' = -\frac{M_0}{E \cdot J} \quad (32)$$

I. $x \in \langle 0, b \rangle$

$$M_{0y}^I(x) = -R_{1y} \cdot x \quad (33)$$

$$v_y^{I'''}(x) = -\frac{M_{Oy}^I(x)}{E \cdot J} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot R_{1y} \cdot x \quad (34)$$

$$v_y^{I'}(x) = \varphi_y^I(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot R_{1y} \cdot \frac{x^2}{2} + C_{1y}^I \quad (35)$$

$$v_y^I(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot R_{1y} \cdot \frac{x^3}{6} + C_{1y}^I \cdot x + C_{2y}^I \quad (36)$$

II. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oy}^{II}(x) = -R_{1y} \cdot (b + x) - F_{1y} \cdot x \quad (37)$$

$$v_y^{II'''}(x) = -\frac{M_{Oy}^{II}(x)}{E \cdot J} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot (R_{1y} \cdot (b + x) + F_{1y} \cdot x) \quad (38)$$

$$v_y^{II'}(x) = \varphi_y^{II}(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \frac{x^2}{2} \right) + C_{1y}^{II} \quad (39)$$

$$v_y^{II}(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1y} \cdot \frac{x^3}{6} \right) + C_{1y}^{II} \cdot x + C_{2y}^{II} \quad (40)$$

III. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oy}^{III}(x) = -R_{1y} \cdot (b + a + x) - F_{1y} \cdot (a + x) - F_{2y} \cdot x \quad (41)$$

$$v_y^{III'''}(x) = -\frac{M_{Oy}^{III}(x)}{E \cdot J} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot (R_{1y} \cdot (b + a + x) + F_{1y} \cdot (a + x) + F_{2y} \cdot x) \quad (42)$$

$$\begin{aligned} v_y^{III'}(x) &= \varphi_y^{III}(x) \\ &= \frac{1}{E \cdot J} \\ &\quad \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2y} \cdot \frac{x^2}{2} \right) \\ &\quad + C_{1y}^{III} \end{aligned} \quad (43)$$

$$\begin{aligned} v_y^{III}(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1y} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2y} \cdot \frac{x^3}{6} \right) \\ &\quad + C_{1y}^{III} \cdot x + C_{2y}^{III} \end{aligned} \quad (44)$$

IV. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oy}^{IV}(x) = -R_{1y} \cdot (b + 2 \cdot a + x) - F_{1y} \cdot (2 \cdot a + x) - F_{2y} \cdot (a + x) - F_{3y} \cdot x \quad (45)$$

$$\begin{aligned} v_y^{IV''}(x) &= -\frac{M_{Oy}^{IV}(x)}{E \cdot J} \\ &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot (R_{1y} \cdot (b + 2 \cdot a + x) + F_{1y} \cdot (2 \cdot a + x) + F_{2y} \cdot (a + x) \\ &\quad + F_{3y} \cdot x) \end{aligned} \quad (46)$$

$$\begin{aligned} v_y^{IV'} &= \varphi_y^{IV''}(x) \\ &= \frac{1}{E \cdot J} \\ &\quad \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2y} \right. \\ &\quad \left. \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3y} \cdot \frac{x^2}{2} \right) + C_{1y}^{IV} \end{aligned} \quad (47)$$

$$\begin{aligned} v_y^{IV} &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2y} \right. \\ &\quad \left. \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3y} \cdot \frac{x^3}{6} \right) + C_{1y}^{IV} \cdot x + C_{2y}^{IV} \end{aligned} \quad (48)$$

V. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oy}^V(x) = -R_{1y} \cdot (b + 3 \cdot a + x) - F_{1y} \cdot (3 \cdot a + x) - F_{2y} \cdot (2 \cdot a + x) - F_{3y} \cdot (a + x) - F_{4y} \cdot x \quad (49)$$

$$\begin{aligned} v_y^{V''}(x) &= -\frac{M_{Oy}^V(x)}{E \cdot J} \\ &= \frac{1}{E \cdot J} \\ &\quad \cdot (R_{1y} \cdot (b + 3 \cdot a + x) + F_{1y} \cdot (3 \cdot a + x) + F_{2y} \cdot (2 \cdot a + x) \\ &\quad + F_{3y} \cdot (a + x) + F_{4y} \cdot x) \end{aligned} \quad (50)$$

$$\begin{aligned} v_y^{V'}(x) &= \varphi_y^V(x) \\ &= \frac{1}{E \cdot J} \\ &\quad \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 3 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(3 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2y} \right. \\ &\quad \left. \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3y} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{4y} \cdot \frac{x^2}{2} \right) + C_{1y}^V \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^V(x) = & \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 3 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1y} \cdot \left(3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2y} \right. \\
 & \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3y} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{4y} \cdot \frac{x^3}{6} \left. + C_{1y}^V \cdot x \right. \\
 & \left. + C_{2y}^V \right)
 \end{aligned} \quad (52)$$

VI. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$\begin{aligned}
 M_{Oy}^{VI}(x) = & -R_{1y} \cdot (b + 4 \cdot a + x) - F_{1y} \cdot (4 \cdot a + x) - F_{2y} \cdot (3 \cdot a + x) - F_{3y} \\
 & \cdot (2 \cdot a + x) - F_{4y} \cdot (a + x) - F_{5y} \cdot x
 \end{aligned} \quad (53)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^{VI''}(x) = & -\frac{M_{Oy}^{VI}(x)}{E \cdot J} \\
 = & \frac{1}{E \cdot J} \\
 & \cdot (R_{1y} \cdot (b + 4 \cdot a + x) + F_{1y} \cdot (4 \cdot a + x) + F_{2y} \cdot (3 \cdot a + x) \\
 & + F_{3y} \cdot (2 \cdot a + x) + F_{4y} \cdot (a + x) + F_{5y} \cdot x)
 \end{aligned} \quad (54)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^{VI'}(x) = & \varphi_y^{VI}(x) \\
 = & \frac{1}{E \cdot J} \\
 & \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 4 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(4 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2y} \right. \\
 & \cdot \left(3 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{4y} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) \\
 & \left. + F_{5y} \cdot \frac{x^2}{2} \right) + C_{1y}^{VI}
 \end{aligned} \quad (55)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^{VI}(x) = & \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 4 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1y} \cdot \left(4 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2y} \right. \\
 & \cdot \left(3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{4y} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) \\
 & \left. + F_{5y} \cdot \frac{x^3}{6} \right) + C_{1y}^{VI} \cdot x + C_{2y}^{VI}
 \end{aligned} \quad (56)$$

VII. $x \in \langle 0, b \rangle$

$$\begin{aligned}
 M_{Oy}^{VII}(x) = & -R_{1y} \cdot (b + 5 \cdot a + x) - F_{1y} \cdot (5 \cdot a + x) - F_{2y} \cdot (4 \cdot a + x) - F_{3y} \\
 & \cdot (3 \cdot a + x) - F_{4y} \cdot (2 \cdot a + x) - F_{5y} \cdot (a + x) - F_{6y} \cdot x
 \end{aligned} \quad (57)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^{VII'''}(x) &= -\frac{M_{Oy}^{VII}(x)}{E \cdot J} \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\quad \cdot (R_{1y} \cdot (b + 5 \cdot a + x) + F_{1y} \cdot (5 \cdot a + x) + F_{2y} \cdot (4 \cdot a + x) \\
 &\quad + F_{3y} \cdot (3 \cdot a + x) + F_{4y} \cdot (2 \cdot a + x) + F_{5y} \cdot (a + x) + F_{6y} \cdot x)
 \end{aligned} \quad (58)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^{VII'}(x) &= \varphi_y^{VII}(x) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\quad \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 5 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(5 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2y} \right. \\
 &\quad \cdot \left(4 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3y} \cdot \left(3 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{4y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) \\
 &\quad \left. + F_{5y} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{6y} \cdot \frac{x^2}{2} \right) + C_{1y}^{VI}
 \end{aligned} \quad (59)$$

$$\begin{aligned}
 v_y^{VII}(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\quad \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 5 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1y} \cdot \left(5 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2y} \right. \\
 &\quad \cdot \left(4 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3y} \cdot \left(3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{4y} \\
 &\quad \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{5y} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{6y} \left. \right) + C_{1y}^{VII} \cdot x + C_{2y}^{VII}
 \end{aligned} \quad (60)$$

Protože se jedná o symetrické zatížení můžu z okrajové podmínky $\varphi_y^{IV}\left(\frac{a}{2}\right) = 0$ vypočítat první integrační konstanty, rovnice (61) až (80).

$$\begin{aligned}
 \varphi_y^{IV}\left(\frac{a}{2}\right) = 0 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\quad \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot \frac{a}{2} + \frac{\left(\frac{a}{2}\right)^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{a}{2} + \frac{\left(\frac{a}{2}\right)^2}{2} \right) \right. \\
 &\quad \left. + F_{2y} \cdot \left(a \cdot \frac{a}{2} + \frac{\left(\frac{a}{2}\right)^2}{2} \right) + F_{3y} \cdot \frac{\left(\frac{a}{2}\right)^2}{2} \right) + C_{1y}^{IV}
 \end{aligned} \quad (61)$$

$$C_{1y}^{IV} = \frac{-1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{a}{2} + \frac{9}{8} \cdot a^2 \right) + F_{1y} \cdot \left(\frac{9}{8} \cdot a^2 \right) + F_{2y} \cdot \frac{5}{8} \cdot a^2 + F_{3y} \cdot \frac{a^2}{8} \right) \quad (62)$$

$$\varphi_y^{III}(a) = \varphi_y^{IV}(0) \quad (63)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b+a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{2y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^{III} = C_{1y}^{IV} \quad (64)$$

$$C_{1y}^{III} = C_{1y}^{IV} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot a + \frac{3}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1y} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{2y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) \quad (65)$$

$$\varphi_y^{II}(a) = \varphi_y^{III}(0) \quad (66)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^{II} = C_{1y}^{III} \quad (67)$$

$$C_{1y}^{II} = C_{1y}^{III} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) \quad (68)$$

$$\varphi_y^I(b) = \varphi_y^{II}(0) \quad (69)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot R_{1y} \cdot \frac{b^2}{2} + C_{1y}^{II} = C_{1y}^{III} \quad (70)$$

$$C_{1y}^I = C_{1y}^{II} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot R_{1y} \cdot \frac{b^2}{2} \quad (71)$$

$$\varphi_y^{IV}(a) = \varphi_y^V(0) \quad (72)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b+2 \cdot a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1y} \cdot \left(2 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{2y} \cdot \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{3y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^{IV} = C_{1y}^V \quad (73)$$

$$C_{1y}^V = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot a + \frac{5}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1y} \cdot \frac{5}{2} \cdot a^2 + F_{2y} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{3y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^{IV} \quad (74)$$

$$\varphi_y^V(a) = \varphi_y^{VI}(0) \quad (75)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 3 \cdot a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1y} \left(3 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{2y} \left(2 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{3y} \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{4y} \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^V = C_{1y}^{VI} \quad (76)$$

$$C_{1y}^{VI} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot a + \frac{7}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1y} \cdot \frac{7}{2} \cdot a^2 + F_{2y} \cdot \frac{5}{2} \cdot a^2 + F_{3y} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{4y} \cdot \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^V \quad (77)$$

$$\varphi_y^{VI}(a) = \varphi_y^{VII}(0) \quad (78)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left((b + 4 \cdot a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1y} \left(4 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{2y} \left(3 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{3y} \left(2 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{4y} \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{5y} \frac{a^2}{2} \right) + C_{1y}^V = C_{1y}^{VII} \quad (79)$$

$$C_{1y}^{VII} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot a + \frac{9}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1y} \cdot \frac{9}{2} \cdot a^2 + F_{2y} \cdot \frac{7}{2} \cdot a^2 + F_{3y} \cdot \frac{5}{2} \cdot a^2 + F_{4y} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{5y} \cdot \frac{a^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + \frac{9}{2} \cdot b \cdot a^2 + \frac{61}{6} \cdot a^3 \right) \right) + C_{1y}^{VI} \quad (80)$$

Z okrajové podmínky průhybu $v_y^I(0) = 0$ mohu vypočítat druhou integrační konstantu, rovnice (81) až (93).

$$v_y^I(0) = 0 \rightarrow C_{2y}^I = 0 \quad (81)$$

$$v_y^{II}(0) = v_y^I(b) \quad (82)$$

$$C_{2y}^{II} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \frac{b^3}{6} \right) + C_{1y}^I \cdot b + C_{2y}^I \quad (83)$$

$$v_y^{III}(0) = v_y^{II}(a) \quad (84)$$

$$C_{2y}^{III} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{6} \right) + F_{1y} \frac{a^3}{6} \right) + C_{1y}^{II} \cdot a + C_{2y}^{II} \quad (85)$$

$$v_y^{IV}(0) = v_y^{III}(a) \quad (86)$$

$$C_{2y}^{IV} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{2}{3} \cdot a^3 \right) + F_{1y} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{2y} \cdot \frac{a^3}{6} \right) + C_{1y}^{III} \cdot a + C_{2y}^{III} \quad (87)$$

$$v_y^V(0) = v_y^{IV}(a) \quad (88)$$

$$C_{2y}^V = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{7}{6} \cdot a^3 \right) + F_{1y} \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + F_{2z} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{3y} \cdot \frac{a^3}{6} \right) + C_{1y}^{IV} \cdot a + C_{2y}^{IV} \quad (89)$$

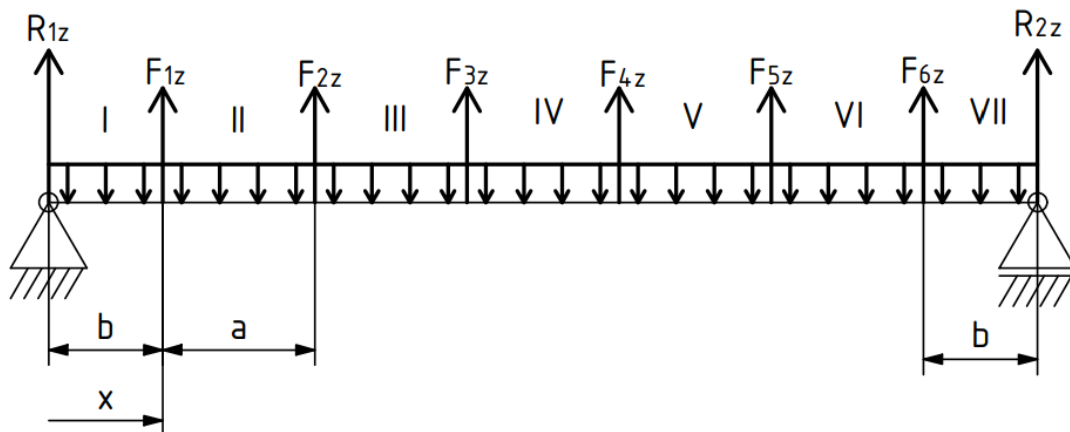
$$v_y^{VI}(0) = v_y^V(a) \quad (90)$$

$$C_{2y}^{VI} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{5}{3} \cdot a^3 \right) + F_{1y} \cdot \frac{5}{3} \cdot a^3 + F_{2y} \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + F_{3y} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{4y} \cdot \frac{a^3}{6} \right) + C_{1y}^V \cdot a + C_{2y}^V \quad (91)$$

$$y(0) = v_y^{VI}(a) \quad (92)$$

$$C_{2y}^{VII} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1y} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{13}{6} \cdot a^3 \right) + F_{1y} \cdot \frac{13}{6} \cdot a^3 + F_{2y} \cdot \frac{5}{3} \cdot a^3 + F_{3y} \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + F_{4y} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{5y} \cdot \frac{a^3}{6} \right) + C_{1y}^{VI} \cdot a + C_{2y}^{VI} \quad (93)$$

4.2.4.4. Rovnice průhybu hřídele v rovině XZ



Obr.: 33 Působení sil na hřídel v rovině XZ

Na Obr.: 33 je znázorněno působení sil na hřídel v rovině XZ, oproti rovině XY zde přibýlo spojitě zatížení od vlastní tíhy hřídele (94). Konce hřídelů přesahující výpočtovou délku jsem zanedbal, stejně tak konec 1. hřídele určený pro montáž spojky.

$$q = \frac{\rho}{10^9} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot g \text{ [N/mm]} \quad (94)$$

$$\sum F: R_{1z} + R_{2z} + F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{4z} + F_{5z} + F_{6z} - q \cdot (2 \cdot b + 5 \cdot a) = 0 \quad (95)$$

$$\begin{aligned} \sum M: & -F_{1z} \cdot b - F_{2z} \cdot (b + a) - F_{3z} \cdot (b + 2 \cdot a) - F_{4z} \cdot (b + 3 \cdot a) - F_{5z} \\ & \cdot (b + 4 \cdot a) - F_{6z} \cdot (b + 5 \cdot a) - R_{2z} \cdot (2 \cdot b + 6 \cdot a) + q \\ & \cdot \frac{(2 \cdot b + 5 \cdot a)^2}{2} = 0 \end{aligned} \quad (96)$$

$$R_{1z} = R_{2z} = - \frac{F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{4z} + F_{5z} + F_{6z} - q \cdot (2 \cdot b + 5 \cdot a)}{2} \quad (97)$$

V rovnici (95) je zapsána podmínka o součtu sil, v rovnici (96) věta o součtu momentů. Protože se jedná o symetrické zatížení můžu stejně jako v předchozí kapitole vyjádřit momenty (97). Postupnou integrací diferenciální rovnice průhybové čáry (32) jsem opět získal rovnice natočení a průhybu v každé oblasti I až VII, které jsou zapsané v rovnicích (98) až (125).

I. $x \in \langle 0, b \rangle$

$$M_{Oz}^I(x) = -R_{1z} \cdot x + q \cdot \frac{x^2}{2} \quad (98)$$

$$v_z^{I'''}(x) = -\frac{M_{Oz}^I(x)}{E \cdot J} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} \right) \quad (99)$$

$$v_z^{I'}(x) = \varphi_z^I(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \cdot \frac{x^3}{6} \right) + C_{1z}^I \quad (100)$$

$$v_z^I(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \frac{x^2}{6} - q \cdot \frac{x^4}{24} \right) + C_{1z}^I \cdot x + C_{2z}^I \quad (101)$$

II. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oz}^{II}(x) = -R_{1z} \cdot (b + x) - F_{1z} \cdot x + q \cdot \frac{(b + x)^2}{2} \quad (102)$$

$$v_z^{II'''}(x) = -\frac{M_{Oz}^{II}(x)}{E \cdot J} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot (b + x) + F_{1z} \cdot x - q \cdot \frac{b^2 + 2 \cdot b \cdot x + x^2}{2} \right) \quad (103)$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{I'}(x) &= \varphi_z^{II}(x) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x}{2} + b \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) \right) \\
 &+ C_{1z}^{II}
 \end{aligned} \tag{104}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{II}(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1z} \cdot \frac{x^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x^2}{4} + b \cdot \frac{x^3}{6} + \frac{x^4}{24} \right) \right) \\
 &+ C_{1z}^{II} \cdot x + C_{2z}^{II}
 \end{aligned} \tag{105}$$

III. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oz}^{III}(x) = -R_{1z} \cdot (b + a + x) - F_{1z} \cdot (a + x) - F_{2z} \cdot x + q \cdot \frac{(b + a + x)^2}{2} \tag{106}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{III''}(x) &= -\frac{M_{Oz}^{III}(x)}{E \cdot J} \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot (b + a + x) + F_{1z} \cdot (a + x) + F_{2z} \cdot x - q \cdot \frac{b^2 + a^2 + 2 \cdot b \cdot a + 2 \cdot b \cdot x + 2 \cdot a \cdot x + x^2}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{107}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{III'}(x) &= \varphi_z^{III}(x) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x}{2} + a^2 \cdot \frac{x}{2} + b \cdot a \cdot x + b \cdot \frac{x^2}{2} + a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) \right) + C_{1z}^{III}
 \end{aligned} \tag{108}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{III}(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1z} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2z} \cdot \frac{x^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x^2}{4} + a^2 \cdot \frac{x^2}{4} + b \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + b \cdot \frac{x^3}{6} + a \cdot \frac{x^3}{6} + \frac{x^4}{24} \right) \right) + C_{1z}^{III} \\
 &\cdot x + C_{2z}^{III}
 \end{aligned} \tag{109}$$

IV. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oz}^{IV}(x) = -R_{1z} \cdot (b + 2 \cdot a + x) - F_{1z} \cdot (2 \cdot a + x) - F_{2z} \cdot (a + x) - F_{3z} \cdot x + q \cdot \frac{(b + 2 \cdot a + x)^2}{2} \quad (110)$$

$$v_z^{IV''}(x) = -\frac{M_{Oz}^{IV}(x)}{E \cdot J} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot (R_{1z} \cdot (b + 2 \cdot a + x) + F_{1z} \cdot (2 \cdot a + x) + F_{2z} \cdot (a + x) + F_{3z} \cdot x - q \cdot \frac{b^2 + 4 \cdot a^2 + 4 \cdot b \cdot a + 2 \cdot b \cdot x + 4 \cdot a \cdot x + x^2}{2}) \quad (111)$$

$$v_z^{IV'} = \varphi_z^{IV''}(x) = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2z} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x}{2} + 2 \cdot a^2 \cdot x + 2 \cdot b \cdot a \cdot x + b \cdot \frac{x^2}{2} + a \cdot x^2 + \frac{x^3}{6} \right) \right) + C_{1z}^{IV} \quad (112)$$

$$v_z^{IV} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2z} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3z} \cdot \frac{x^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x^2}{4} + a^2 \cdot x^2 + b \cdot a \cdot x^2 + b \cdot \frac{x^3}{6} + a \cdot \frac{x^3}{3} + \frac{x^4}{24} \right) \right) + C_{1z}^{IV} \cdot x + C_{2z}^{IV} \quad (113)$$

V. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$M_{Oz}^V(x) = -R_{1z} \cdot (b + 3 \cdot a + x) - F_{1z} \cdot (3 \cdot a + x) - F_{2z} \cdot (2 \cdot a + x) - F_{3z} \cdot (a + x) - F_{4z} \cdot x + q \cdot \frac{(b + 3 \cdot a + x)^2}{2} \quad (114)$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{V'''}(x) &= -\frac{M_{Oz}^V(x)}{E \cdot J} \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot (b + 3 \cdot a + x) + F_{1z} \cdot (3 \cdot a + x) + F_{2z} \cdot (2 \cdot a + x) \right. \\
 &\quad \left. + F_{3z} \cdot (a + x) + F_{4z} \cdot x - q \right. \\
 &\quad \left. \cdot \frac{b^2 + 9 \cdot a^2 + 6 \cdot b \cdot a + 2 \cdot b \cdot x + 6 \cdot a \cdot x + x^2}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{115}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{V'}(x) &= \varphi_z^V(x) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 3 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(3 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2z} \right. \\
 &\cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{4z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \\
 &\cdot \left(b^2 \cdot \frac{x}{2} + 9 \cdot a^2 \cdot \frac{x}{2} + 3 \cdot b \cdot a \cdot x + b \cdot \frac{x^2}{2} + 3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) \\
 &\quad \left. + C_{1z}^V \right)
 \end{aligned} \tag{116}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^V(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 3 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1z} \cdot \left(3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2z} \right. \\
 &\cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3z} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{4z} \cdot \frac{x^3}{6} - q \\
 &\cdot \left(b^2 \cdot \frac{x^2}{4} + 9 \cdot a^2 \cdot \frac{x^2}{4} + 3 \cdot b \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + b \cdot \frac{x^3}{6} + 3 \cdot a \cdot \frac{x^3}{6} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{x^4}{24} \right) + C_{1z}^V \cdot x + C_{2z}^V
 \end{aligned} \tag{117}$$

VI. $x \in \langle 0, a \rangle$

$$\begin{aligned}
 M_{Oz}^{VI}(x) &= -R_{1z} \cdot (b + 4 \cdot a + x) - F_{1z} \cdot (4 \cdot a + x) - F_{2z} \cdot (3 \cdot a + x) - F_{3z} \\
 &\cdot (2 \cdot a + x) - F_{4z} \cdot (a + x) - F_{5z} \cdot x + q \cdot \frac{(b + 4 \cdot a + x)^2}{2}
 \end{aligned} \tag{118}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{VI''}(x) &= -\frac{M_{Oz}^{VI}(x)}{E \cdot J} \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot (b + 4 \cdot a + x) + F_{1z} \cdot (4 \cdot a + x) + F_{2z} \cdot (3 \cdot a + x) \right. \\
 &\quad + F_{3z} \cdot (2 \cdot a + x) + F_{4z} \cdot (a + x) + F_{5z} \cdot x - q \\
 &\quad \left. \cdot \frac{b^2 + 16 \cdot a^2 + 8 \cdot b \cdot a + 2 \cdot b \cdot x + 8 \cdot a \cdot x + x^2}{2} \right)
 \end{aligned} \tag{119}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{VI'}(x) &= \varphi_z^{VI}(x) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 4 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(4 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2z} \right. \\
 &\quad \cdot \left(3 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{4z} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) \\
 &\quad + F_{5z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \\
 &\quad \left. \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x}{2} + 8 \cdot a^2 \cdot x + 4 \cdot b \cdot a \cdot x + b \cdot \frac{x^2}{2} + 2 \cdot a \cdot x^2 + \frac{x^3}{6} \right) \right) \\
 &\quad + C_{1z}^{VI}
 \end{aligned} \tag{120}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{VI}(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 4 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1z} \cdot \left(4 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2z} \right. \\
 &\quad \cdot \left(3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{4z} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) \\
 &\quad + F_{5z} \cdot \frac{x^3}{6} - q \\
 &\quad \cdot \left(b^2 \cdot \frac{x^2}{4} + 4 \cdot a^2 \cdot x^2 + 2 \cdot b \cdot a \cdot x^2 + b \cdot \frac{x^3}{6} + 2 \cdot a \cdot \frac{x^3}{3} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{x^4}{24} \right) + C_{1z}^{VI} \cdot x + C_{2z}^{VI}
 \end{aligned} \tag{121}$$

VII. $x \in < 0, b >$

$$\begin{aligned}
 M_{Oz}^{VII}(x) &= -R_{1z} \cdot (b + 5 \cdot a + x) - F_{1z} \cdot (5 \cdot a + x) - F_{2z} \cdot (4 \cdot a + x) - F_{3z} \\
 &\quad \cdot (3 \cdot a + x) - F_{4z} \cdot (2 \cdot a + x) - F_{5z} \cdot (a + x) - F_{6z} \cdot x + q \\
 &\quad \cdot \frac{(b + 5 \cdot a + x)^2}{2}
 \end{aligned} \tag{122}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{VII''}(x) &= -\frac{M_{Oz}^{VII}(x)}{E \cdot J} \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot (b + 5 \cdot a + x) + F_{1z} \cdot (5 \cdot a + x) + F_{2z} \cdot (4 \cdot a + x) \right. \\
 &+ F_{3z} \cdot (3 \cdot a + x) + F_{4z} \cdot (2 \cdot a + x) + F_{5z} \cdot (a + x) + F_{6z} \cdot x \\
 &\left. - q \cdot \frac{b^2 + 25 \cdot a^2 + 10 \cdot b \cdot a + 2 \cdot b \cdot x + 10 \cdot a \cdot x + x^2}{2} \right) \quad (123)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{VII'}(x) &= \varphi_z^{VII}(x) \\
 &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 5 \cdot a) \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(5 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2z} \right. \\
 &\cdot \left(4 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \left(3 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{4z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) \\
 &+ F_{5z} \cdot \left(a \cdot x + \frac{x^2}{2} \right) + F_{6z} \cdot \frac{x^2}{2} - q \\
 &\cdot \left(b^2 \cdot \frac{x}{2} + 25 \cdot a^2 \cdot \frac{x}{2} + 5 \cdot b \cdot a \cdot x + b \cdot \frac{x^2}{2} + 5 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) \\
 &+ C_{1z}^{VI} \quad (124)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 v_z^{VII}(x) &= \frac{1}{E \cdot J} \\
 &\cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 5 \cdot a) \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{1z} \cdot \left(5 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{2z} \right. \\
 &\cdot \left(4 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{3z} \cdot \left(3 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{4z} \\
 &\cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{5z} \cdot \left(a \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{6} \right) + F_{6z} \cdot \frac{x^3}{6} - q \\
 &\cdot \left(b^2 \cdot \frac{x^2}{4} + 25 \cdot a^2 \cdot \frac{x^2}{4} + 5 \cdot b \cdot a \cdot \frac{x^2}{2} + b \cdot \frac{x^3}{6} + 5 \cdot a \cdot \frac{x^3}{6} \right. \\
 &\left. + \frac{x^4}{24} \right) + C_{1z}^{VII} \cdot x + C_{2z}^{VII} \quad (125)
 \end{aligned}$$

V následujících rovnicích, (126) až (145), jsou vyjádřeny první integrační konstanty, a to z podmínky pro symetrické zatížení $\varphi_z^{IV}\left(\frac{a}{2}\right) = 0$.

$$\begin{aligned}
 \varphi_z^{IV} \left(\frac{a}{2} \right) = 0 = & \frac{1}{E \cdot J} \\
 & \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot \frac{a}{2} + \frac{\left(\frac{a}{2} \right)^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot \frac{a}{2} + \frac{\left(\frac{a}{2} \right)^2}{2} \right) \right. \\
 & + F_{2z} \cdot \left(a \cdot \frac{a}{2} + \frac{\left(\frac{a}{2} \right)^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \frac{\left(\frac{a}{2} \right)^2}{2} - q \\
 & \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + 2 \cdot a^2 \cdot \frac{a}{2} + 2 \cdot b \cdot a \cdot \frac{a}{2} + b \cdot \frac{\left(\frac{a}{2} \right)^2}{2} + a \cdot \left(\frac{a}{2} \right)^2 \right. \\
 & \left. \left. + \frac{\left(\frac{a}{2} \right)^3}{6} \right) \right) + C_{1z}^{IV}
 \end{aligned} \tag{126}$$

$$\begin{aligned}
 C_{1z}^{IV} = & \frac{-1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{a}{2} + \frac{9}{8} \cdot a^2 \right) + F_{1z} \cdot \left(\frac{9}{8} \cdot a^2 \right) + F_{2z} \cdot \frac{5}{8} \cdot a^2 + F_{3z} \cdot \frac{a^2}{8} - q \right. \\
 & \left. \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{4} + \frac{9}{8} \cdot b \cdot a^2 + \frac{193}{192} \cdot a^3 \right) \right)
 \end{aligned} \tag{127}$$

$$\varphi_z^{III}(a) = \varphi_z^{IV}(0) \tag{128}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{2z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \right. \\
 \left. \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + \frac{a^3}{2} + b \cdot a^2 + b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{2} + \frac{a^3}{6} \right) \right) + C_{1z}^{III} = C_{1z}^{IV}
 \end{aligned} \tag{129}$$

$$\begin{aligned}
 C_{1z}^{III} = & C_{1z}^{IV} - \frac{1}{E \cdot J} \\
 & \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot a + \frac{3}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1z} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{2z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \right. \\
 & \left. \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + \frac{3}{2} \cdot b \cdot a^2 + \frac{7}{6} \cdot a^3 \right) \right)
 \end{aligned} \tag{130}$$

$$\varphi_z^{II}(a) = \varphi_z^{III}(0) \tag{131}$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{6} \right) \right) + C_{1z}^{II} = C_{1z}^{III} \quad (132)$$

$$C_{1z}^{II} = C_{1z}^{III} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{6} \right) \right) \quad (133)$$

$$\varphi_z^I(b) = \varphi_z^{II}(0) \quad (134)$$

$$\frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \frac{b^2}{2} - q \cdot \frac{b^3}{6} \right) + C_{1z}^{II} = C_{1z}^{III} \quad (135)$$

$$C_{1z}^I = C_{1z}^{II} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \frac{b^2}{2} - q \cdot \frac{b^3}{6} \right) \quad (136)$$

$$\varphi_z^{IV}(a) = \varphi_z^V(0) \quad (137)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 2 \cdot a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1z} \left(2 \cdot a \cdot a + \frac{x^2}{2} \right) + F_{2z} \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) \right. \\ \left. + F_{3z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \right. \\ \left. \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + 2 \cdot a^2 \cdot a + 2 \cdot b \cdot a \cdot a + b \cdot \frac{a^2}{2} + a \cdot a^2 + \frac{a^3}{6} \right) \right) \\ + C_{1z}^{IV} = C_{1z}^V \end{aligned} \quad (138)$$

$$\begin{aligned} C_{1z}^V = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot a + \frac{5}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1z} \cdot \frac{5}{2} \cdot a^2 + F_{2z} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{3z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \right. \\ \left. \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + \frac{5}{2} \cdot b \cdot a^2 + \frac{19}{6} \cdot a^3 \right) \right) + C_{1z}^{IV} \end{aligned} \quad (139)$$

$$\varphi_z^V(a) = \varphi_z^{VI}(0) \quad (140)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 3 \cdot a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(3 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) \right. \\ & \quad + F_{2z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{4z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \\ & \quad \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + 9 \cdot a^2 \cdot \frac{a}{2} + 3 \cdot b \cdot a \cdot a + b \cdot \frac{a^2}{2} + 3 \cdot a \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{6} \right) \\ & \quad \left. + C_{1z}^V = C_{1z}^{VI} \right) \end{aligned} \quad (141)$$

$$\begin{aligned} C_{1z}^{VI} = & \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot a + \frac{7}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1z} \cdot \frac{7}{2} \cdot a^2 + F_{2z} \cdot \frac{5}{2} \cdot a^2 + F_{3z} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 \right. \\ & \left. + F_{4z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + \frac{7}{2} \cdot b \cdot a^2 + \frac{37}{6} \cdot a^3 \right) \right) + C_{1z}^V \end{aligned} \quad (142)$$

$$\varphi_z^{VI}(a) = \varphi_z^{VII}(0) \quad (143)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left((b + 4 \cdot a) \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{1z} \cdot \left(4 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{2z} \right. \\ & \quad \cdot \left(3 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{3z} \cdot \left(2 \cdot a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) + F_{4z} \cdot \left(a \cdot a + \frac{a^2}{2} \right) \\ & \quad + F_{5z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \\ & \quad \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + 8 \cdot a^2 \cdot a + 4 \cdot b \cdot a \cdot a + b \cdot \frac{a^2}{2} + 2 \cdot a \cdot a^2 + \frac{a^3}{6} \right) \\ & \quad \left. + C_{1z}^V = C_{1z}^{VI} \right) \end{aligned} \quad (144)$$

$$\begin{aligned} C_{1z}^{VII} = & \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot a + \frac{9}{2} \cdot a^2 \right) + F_{1z} \cdot \frac{9}{2} \cdot a^2 + F_{2z} \cdot \frac{7}{2} \cdot a^2 + F_{3z} \cdot \frac{5}{2} \cdot a^2 \right. \\ & \left. + F_{4z} \cdot \frac{3}{2} \cdot a^2 + F_{5z} \cdot \frac{a^2}{2} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a}{2} + \frac{9}{2} \cdot b \cdot a^2 + \frac{61}{6} \cdot a^3 \right) \right) \\ & + C_{1z}^{VI} \end{aligned} \quad (145)$$

V rovnicích jsou vyjádřeny druhé integrační konstanty, a to z podmínky $v_z^I(0) = 0$.

$$v_z^I(0) = 0 \rightarrow C_{2z}^I = 0 \quad (146)$$

$$v_z^{II}(0) = v_z^I(b) \quad (147)$$

$$C_{2z}^{II} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \frac{b^3}{6} - q \cdot \frac{b^4}{24} \right) + C_{1z}^I \cdot b + C_{2z}^I \quad (148)$$

$$v_z^{III}(0) = v_z^{II}(a) \quad (149)$$

$$C_{2z}^{III} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{a^3}{6} \right) + F_{1z} \frac{a^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a^2}{4} + b \cdot \frac{a^3}{6} + \frac{a^4}{24} \right) \right) + C_{1z}^{II} \cdot a + C_{2z}^{II} \quad (150)$$

$$v_z^{IV}(0) = v_z^{III}(a) \quad (151)$$

$$C_{2z}^{IV} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{2}{3} \cdot a^3 \right) + F_{1z} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{2z} \cdot \frac{a^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a^2}{4} + b \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + \frac{11}{24} \cdot a^4 \right) \right) + C_{1z}^{III} \cdot a + C_{2z}^{III} \quad (152)$$

$$v_z^V(0) = v_z^{IV}(a) \quad (153)$$

$$C_{2z}^V = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{7}{6} \cdot a^3 \right) + F_{1z} \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + F_{2z} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{3z} \cdot \frac{a^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a^2}{4} + b \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + \frac{11}{8} \cdot a^4 \right) \right) + C_{1z}^{IV} \cdot a + C_{2z}^{IV} \quad (154)$$

$$v_z^{VI}(0) = v_z^V(a) \quad (155)$$

$$C_{2z}^{VI} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{5}{3} \cdot a^3 \right) + F_{1z} \cdot \frac{5}{3} \cdot a^3 + F_{2z} \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + F_{3z} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{4z} \cdot \frac{a^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a^2}{4} + b \cdot \frac{5}{3} \cdot a^3 + \frac{67}{24} \cdot a^4 \right) \right) + C_{1z}^V \cdot a + C_{2z}^V \quad (156)$$

$$v_z^{VII}(0) = v_z^{VI}(a) \quad (157)$$

$$C_{2z}^{VII} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(R_{1z} \cdot \left(b \cdot \frac{a^2}{2} + \frac{13}{6} \cdot a^3 \right) + F_{1z} \cdot \frac{13}{6} \cdot a^3 + F_{2z} \cdot \frac{5}{3} \cdot a^3 + F_{3z} \cdot \frac{7}{6} \cdot a^3 + F_{4z} \cdot \frac{2}{3} \cdot a^3 + F_{5z} \cdot \frac{a^3}{6} - q \cdot \left(b^2 \cdot \frac{a^2}{4} + b \cdot \frac{13}{6} \cdot a^3 + \frac{113}{24} \cdot a^4 \right) \right) + C_{1z}^{VI} \cdot a + C_{2z}^{VI} \quad (158)$$

4.2.4.5. Průběhy hodnot při ohybu

Díky diferenciálním rovnicím jsem popsanych v předchozích dvou kapitolách, 0 a 4.2.4.3, jsem mohl vytvořit grafy průběhů ohybových momentů, natočení k ose x , průhybů a ohybového napětí.

Výpočet absolutní hodnoty ohybového momentu získám jako přepony z pravoúhlého trojúhelníku (159), obdobně získá hodnotu absolutního průhybu (160) a absolutní hodnotu reakce v uložení (161).

Výpočet absolutního natočení k ose x je složitější (162), neboť se zde dochází ke kombinaci délek stran, které získám výpočtem pomocí známých úhlů natočení v jednotlivých rovinách.

Výpočet ohybového napětí v prostoru je složitý, je třeba znát průřezový modul v ohybu vzhledem k neutrální ose, která je kolmá k výslednému ohybovému momentu. Ovšem protože počítám průhyb kruhového hřídele, který má průřezový modul ve všech směrech stejný, spočítám ohybové napětí dle prostého vztahu (163).

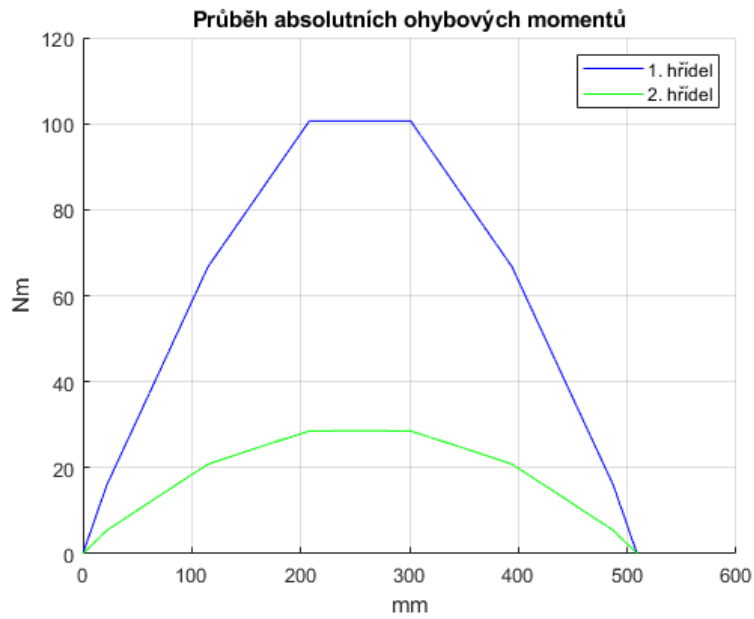
$$M_{oa}(x) = \sqrt{M_{oy}(x)^2 + M_{oz}(x)^2} \quad (159)$$

$$v_a(x) = \sqrt{v_y(x)^2 + v_z(x)^2} \quad (160)$$

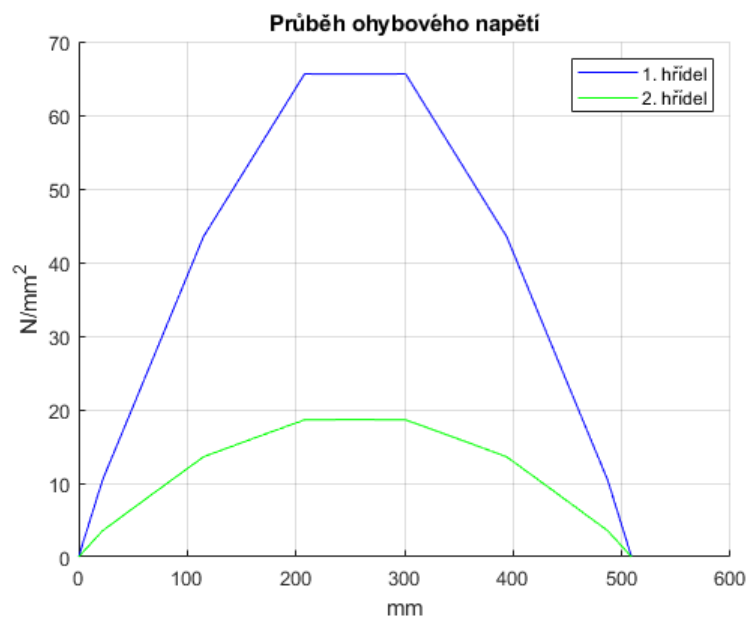
$$R_a = \sqrt{R_y^2 + R_z^2} \quad (161)$$

$$\varphi_a(x) = \operatorname{cotg} \left(\sqrt{\operatorname{tg}(\varphi_y(x))^2 + \operatorname{tg}(\varphi_z(x))^2} \right) \quad (162)$$

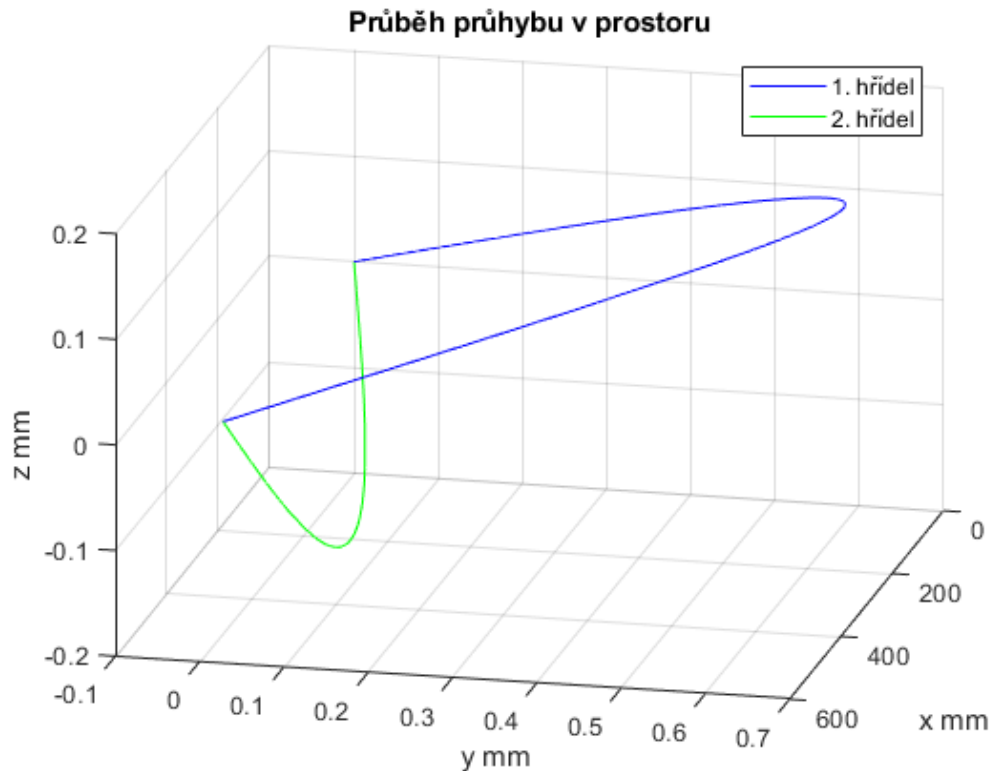
$$\sigma_o(x) = \frac{M_{oa}(x)}{W_o} \quad (163)$$



Obr.: 34 Průběh absolutních ohybových momentů



Obr.: 35 Průběh ohybového napětí



Obr.: 36 Průběh průhybu v prostoru

Na grafu Obr.: 34 jsou zobrazeny průběhy absolutních momentů, graf Obr.: 35 zobrazuje průběh absolutního ohybového napětí, průběhy jsou tvořeny úsečkami, které jsou téměř přímé, z toho je patrné, že vliv vlastní hmotnosti hřídele je téměř nezanedbatelný. Prostorový graf Obr.: 36 zobrazuje průběhy průhybu v prostoru, je z něj patrné že působení sil bude hřídel vychylovat do dráhy řemene.

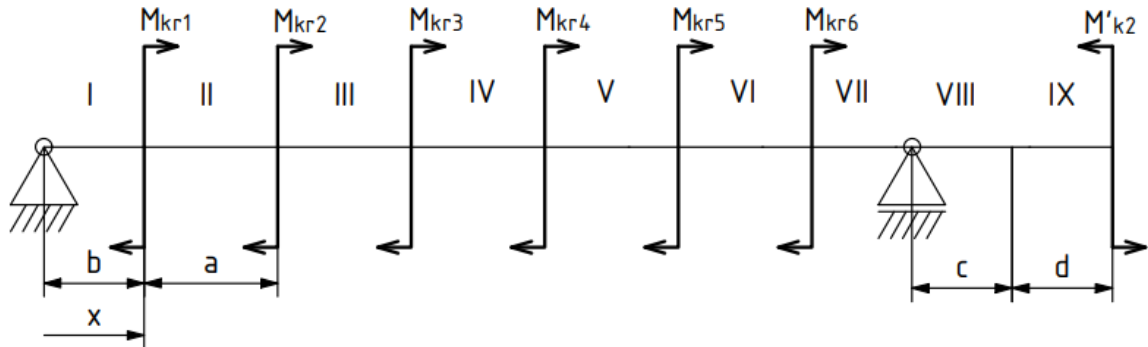
V tabulce Tab.: 3 jsou uvedeny důležité hodnoty oba hřídele.

Tab.: 3 Údaje o hřídelích

	1. hřídel	2. hřídel
Zatížení ložiska R_a [N]	727,83	247,66
Natočení pod ložiskem φ_a [°]	0,24	0,07
Maximální výchylka v rovině XY $v_{y_{max}}$ [mm]	+0,65	+0,07
Maximální výchylka v rovině XZ $v_{z_{max}}$ [mm]	+0,16	-0,18
Maximální výchylka v_{amax} [mm]	0,68	0,19
Maximální ohybový moment M_{omax} [Nm]	100,63	28,59
Maximální ohybové napětí σ_{omax} [MPa]	65,6	18,63

4.2.4.6. Napětí v krutu

Síly potřebné k překonání odporových sil řemenu působí na hřídel vždy přes pero, proto jsem působení kroutícího momentu uvažoval zjednodušeně ve středu per, jak je naznačeno na schématu Obr.: 37, Oproti ohybu přibýly dvě oblasti, VIII od ložiska ke změně průměru hřídele na $d_2 = 19 \text{ mm}$ a IX od změny průměru ke středu pera jenž přenáší výkon ze spojky, respektive motoru.



Obr.: 37 Schéma působení kroutících momentů

$$M_{kr6} = M_{kr5} = M_{kr2} = M_{kr1} = F_{Utřeni} \cdot \frac{d_p}{2 \cdot 1000} = 0,024 \text{ Nm} \quad (164)$$

$$M_{kr3} = M_{kr4} = F_{Cmax} \cdot \frac{d_p}{2 \cdot 1000} = 5,42 \text{ Nm} \quad (165)$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 3067,96 \text{ mm}^3 \quad (166)$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = 1346,76 \text{ mm}^3 \quad (167)$$

$$\tau^I = 0 \text{ Nm} \quad (168)$$

$$\tau^{II} = \frac{M_{kr1}}{W_{k1}} = 0,008 \text{ N/mm}^2 \quad (169)$$

$$\tau^{III} = \frac{M_{kr1} + M_{kr2}}{W_{k1}} = 0,016 \text{ N/mm}^2 \quad (170)$$

$$\tau^{IV} = \frac{M_{kr1} + M_{kr2} + M_{kr3}}{W_{k1}} = 1,782 \text{ N/mm}^2 \quad (171)$$

$$\tau^V = \frac{M_{kr1} + M_{kr2} + M_{kr3} + M_{kr4}}{W_{k1}} = 3,549 \text{ N/mm}^2 \quad (172)$$

$$\tau^{VI} = \frac{M_{kr1} + M_{kr2} + M_{kr3} + M_{kr4} + M_{kr5}}{W_{k1}} = 3,557 \text{ N/mm}^2 \quad (173)$$

$$\tau^{VII} = \frac{M_{kr1} + M_{kr2} + M_{kr3} + M_{kr4} + M_{kr5} + M_{kr6}}{W_{k1}} = 3,565 \text{ N/mm}^2 \quad (174)$$

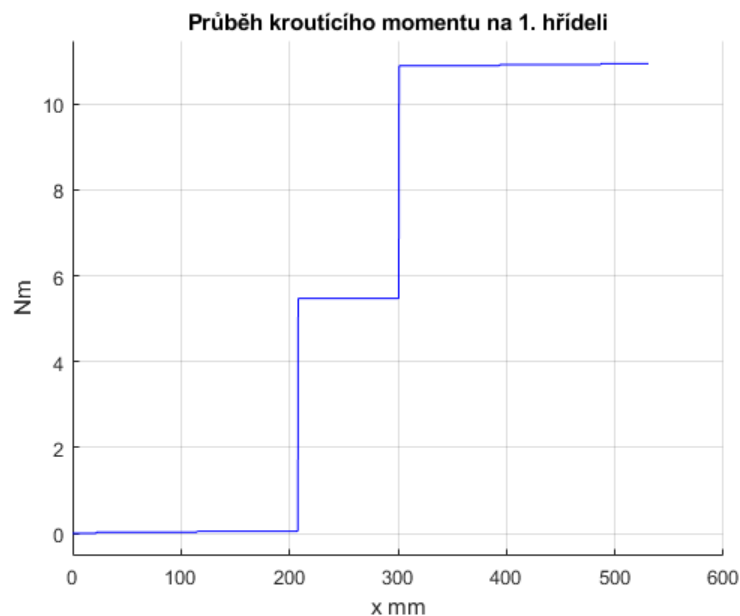
$$\tau^{VIII} = \tau^{VII} = 3,565 \text{ N/mm}^2 \quad (175)$$

$$\tau^{IX} = \frac{M'_{k2}}{W_{k2}} = 8,112 \text{ N/mm}^2 \quad (176)$$

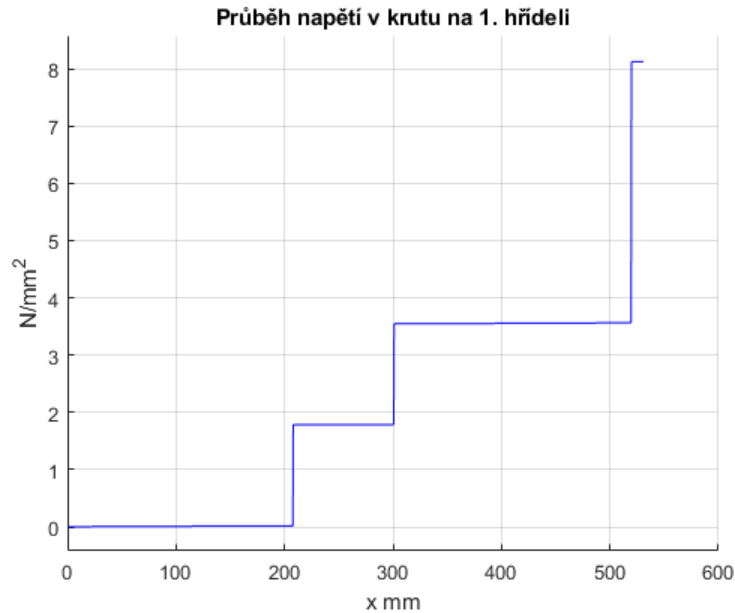
Rovnice (164) a (165) ukazují výpočet kroutícího momentu působícího na jednotlivých řemenicích. Vztahy (166) a (167) ukazují výpočet průřezového modulu pro jednotlivé průměry hřídele. Pomocí vztahů (168) až (176) jsem vypočetl napětí v krutu pro oblasti I až IX.

Graf Obr.: 38 zobrazuje průběh kroutícího momentu, který postupně roste až na hodnotu $M'_{k2} = 10,93 \text{ Nm}$ v místě přenosu kroutícího momentu z motoru pomocí spojky.

Na grafu Obr.: 39 je zobrazen průběh napětí v krutu, které po změně průměru vzroste více než dvojnásobně, ale stále se jedná o tak malou hodnotu, že lze zanedbat vliv vrubu.



Obr.: 38 Průběh kroutícího momentu



Obr.: 39 Průběh napětí v krutu

4.2.4.7. Kombinované namáhání

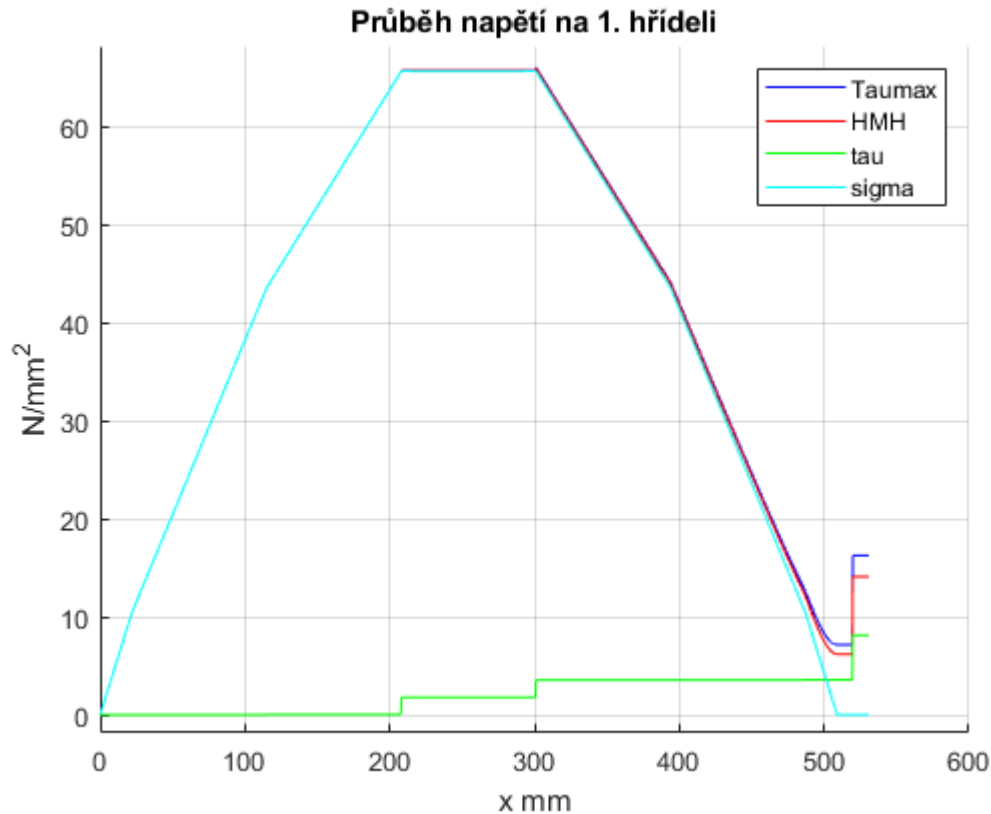
Podle vztahu (177) jsem vypočetl průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé oblasti, a to energetickou metodou (HMH), $\alpha = 4$, a metodou maximálního smykového napětí τ_{max} , $\alpha = 3$. Protože z průběhů ohybového napětí, Obr.: 35, je patrné že vliv vlastní hmotnosti hřídele i hmotnosti na ní umístěných součástí je minimální, tak jsem ohybové napětí v oblastech VIII a IX považoval za nulové, $\sigma_o^{VIII}(x) = \sigma_o^{IX}(x) = 0$.

$$\sigma_{red}(x) = \sqrt{\sigma_o(x)^2 + \alpha \cdot \tau^2} \quad (177)$$

V Matlabu jsem poté vytvořil graf Obr.: 40 zobrazující průběh všech napětí na prvním hřídeli. Průběhy redukovaného napětí se v oblasti I až VII odlišují jen nepatrně, a jsou velice podobné s průběhem ohybového napětí, výraznější odlišení vzniklo až po změně průměru hřídele. Maximální redukované napětí dle obou metod a maximální ohybové napětí se odlišují minimálně a jsou násobně menší, než je hodnota mez kluzu $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$, tudíž je hřídel navržen s dostatečnou bezpečností (178),.

- $\sigma_{redmax}^{HMH} = 65,89 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_{redmax}^{\tau_{max}} = 65,98 \text{ N/mm}^2$
- $\sigma_{o_{max}} = 65,6 \text{ N/mm}^2$
- $R_e = 235 \text{ N/mm}^2$

$$k = \min\left(\frac{R_e}{\sigma_{redmax}^{HMH}}; \frac{R_e}{\sigma_{redmax}^{\tau_{max}}}\right) = (3,566; 3,561) = 3,56 \quad (178)$$



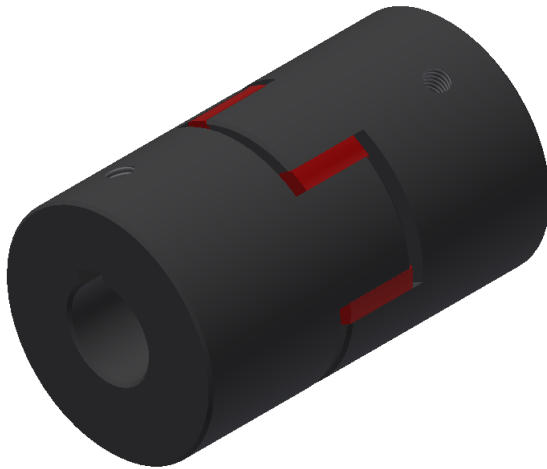
Obr.: 40 Průběh napětí

4.2.5. Hřídelová spojka

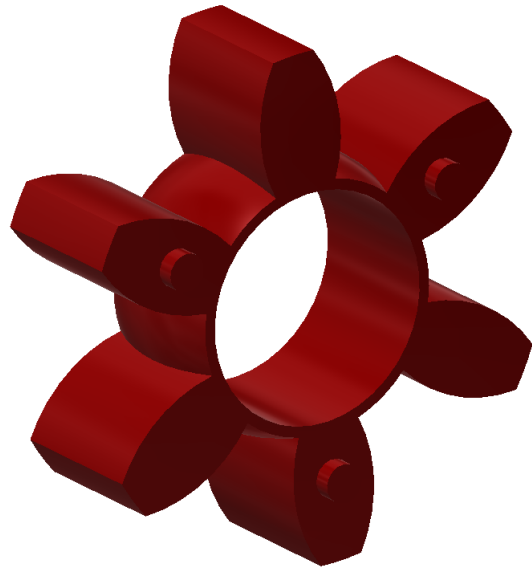
Protože není možné umístit volný konec hřídele přímo do náboje převodovky, a to z důvodů možné nesouososti která by negativně ovlivnila zatížení hřídele, navíc by reakce v převodovce mohla být větší, než dovoluje výrobce, musím vybrat vhodnou spojku, která vyrovná případnou nesouosost a zároveň přenesne na hřídel pouze kroutící moment.

Jako vhodnou spojku jsem vybral pružnou spojku od firmy TRASCO GRMP 19/24 (Obr.: 41) s červeným pružným členem 98 Shore A (Obr.: 42), se jmenovitou hodnotou kroutícího momentu větší, než je přenášený kroutící moment (179). Tato spojka je trojdílná a axiálně rozebíratelná, čehož se využije při montáži. Navíc má oproti jiným druhům spojek menší zástavbové rozměry při stejném jmenovitém kroutícím momentu. Náboje spojky jsou vyrobeny ze slinuté oceli, mají průměr děr pro použité hřídele 19 mm a 15 mm s drážkou pro odpovídající pero. Axiální zajištění náboje zajišťuje stavěcí šroub ISO 4027 M5 který tlačí na vrchní stranu pera. [24]

$$T_{KN} = 17 \text{ Nm} > M'_{k2} = 10,94 \text{ Nm} \quad (179)$$

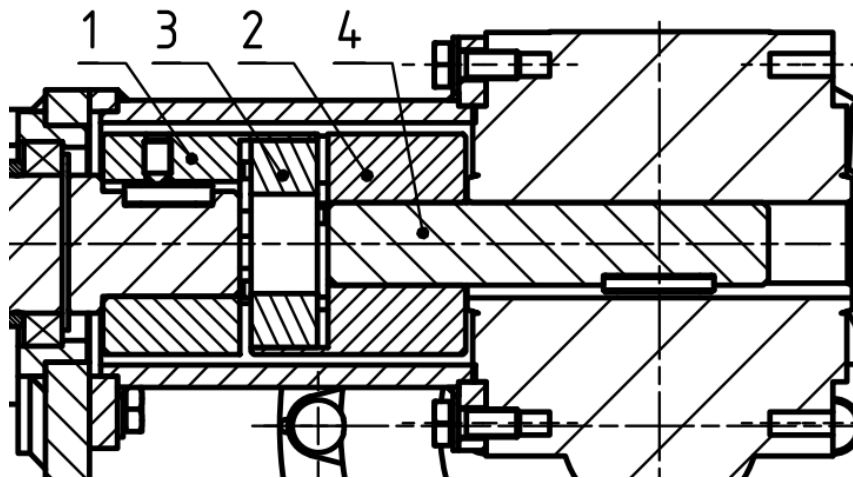


Obr.: 41 Hřídelová spojka [24]



Obr.: 42 Pružný element spojky [24]

Na obrázku Obr.: 43 je detail použití spojky, čísla 1 a 2 označují náboje spojky, číslo 2 pak pružný element. Spojka je uvnitř přírubby, která zároveň nese motor, výhodou tohoto uspořádání je schování spojky jakožto rotující součásti a zamezení přístupu k ní.



Obr.: 43 Detail použití spojky

4.2.6. Krátký hřídel

O přenos výkonu z motoru na spojku se stará krátký hřídel, číslo 4 na Obr.: 42, průměr hřídele, $d_{kh} = 15 \text{ mm}$, je dán průměrem náboje převodovky. Jako materiál jsem opět zvolil S235JR Vztah (180) reprezentuje výpočet průřezového momentu v krutu, a vztah (181) pak výpočet napětí v krutu. Bezpečnost v krutu, vztah (183), je několikanásobně menší než dovolené napětí v krutu, vztah (182).

$$W_{khh} = \frac{\pi \cdot d_{kh}^3}{16} = 662,68 \text{ mm}^3 \quad (180)$$

$$\tau_{khh} = \frac{M'_{k2}}{W_{khh}} = 16,5 \text{ N/mm}^2 \quad (181)$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot R_e = 141 \text{ N/mm}^2 \quad (182)$$

$$k_{kh} = \frac{\tau_D}{\tau_{khh}} = 8,54 \quad (183)$$

4.2.7. Kontrola per

O přenos kroutícího momentu z motoru na krátký hřídel se stará pero ISO 2491-A 5x3x20, z toho kroutící moment na spojku přenáší stejné pero. Ze spojky na první hřídel přenáší kroutící moment pero ISO 2491-A 5x3x20. Na jednotlivé řemenice pak kroutící moment přenáší pero ISO 2491-A 8x5x22. Dle vztahu (184) jsem vypočetl funkční délku per pro jednotlivá pera. Obecný vztah (185) ukazuje výpočet tlaku na otláčení, který musí být menší než dovolený $p_d = 100 \text{ MPa}$. Smykové napětí v peru vypočtu dle vztahu (186), opět musí být menší než dovolené napětí v peru $\tau_{pD} = 60 \text{ N/mm}^2$.

$$l_a = l_p - b_p \quad (184)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h_p \cdot l_a} \quad (185)$$

$$\tau_p = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b_p \cdot l_a} \quad (186)$$

Výsledky ze vztahů (185) a (186) jsem zapsal do přehledové tabulky Tab.: 4, z té je patrné, že nejvíce namáhaná jsou pera na krátkém hřídeli, který přenáší moment z motoru dále do sestavy. Všechna pera vyhovují s dostatečnou rezervou.

Tab.: 4 Kontrola per

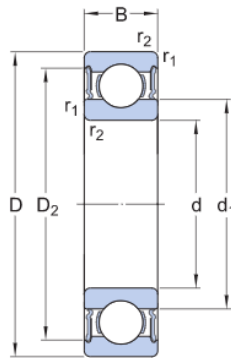
Umístění	Pero ISO 2491-A	Kroutící moment M_k [Nm]	Tlak p [MPa]	Smykové napětí τ_p [N/mm ²]
Krátký hřídel	5x3x20	10,94	64,78	19,43
První hřídel d_2	6x4x16	10,94	57,54	19,18
První hřídel d_1 M_{k1}	8x5x22	0,02	0,06	0,02
První hřídel d_1 M_{k3}	8x5x22	5,42	12,39	3,87

4.2.8. Ložiska

Oba hřídele jsou uloženy ve stejných ložiskách, a to SKF 61805-2RS1, které jsem zvolil kvůli jejich zástavbovým rozměrům. Ložisko je opatřeno těsněním, které zabraňuje vniknutí nečistot, a zároveň udržuje mazivo uvnitř ložiska.

Parametry ložiska SKF 61805-2RS1 (Obr.: 44)[26]

- $d = 25 \text{ mm}$ průměr hřídele
- $D = 37 \text{ mm}$ průměr domku
- $B = 7 \text{ mm}$ šířka ložiska
- $C = 4,36 \text{ kN}$ základní dynamická únosnost
- $C_0 = 2,6 \text{ kN}$ základní statická únosnost



Obr.: 44 Rozměry ložiska SKF 61805-2RS1 [26]

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (187)$$

$$L_{10hI} = \left(\frac{C}{R_{aI}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = 468\,530,98 \text{ hod} = 53,48 \text{ roku} \quad (188)$$

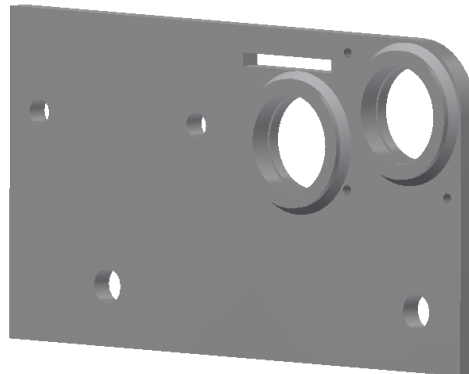
$$L_{10hII} = \left(\frac{C}{R_{aII}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{II}} = 547\,072,71 \text{ hod} = 52,18 \text{ roku} \quad (189)$$

Životnost ložisek jsem vypočítal podle vztahu (187), který udává výrobce. Protože jsou ložiska zatížena jen radiálně, bude ekvivalentní dynamické zatížení P rovno reakci na hřídelích, $R_{aI} = 727,83 \text{ N}$ a $R_{aII} = 247,66 \text{ N}$. [28]

4.2.9. Boky pohonu

Boční díly sestavy pohonu (Obr.: 45) jsou svařence z plechů a ložiskových domků, které jsou k plechům přivařené. V plechu jsou díry pro centrální šroub M12, jenž je určen pro montáž do profilu zajišťujícího požadovanou vzdálenost boků. Také jsou zde

obdélníkové zámky určené pro vložení plechu podepírajícího kluzné lišty. V boku k tomu určeném jsou také vyříznuté závity M5 pro šroubové připojení příruby.

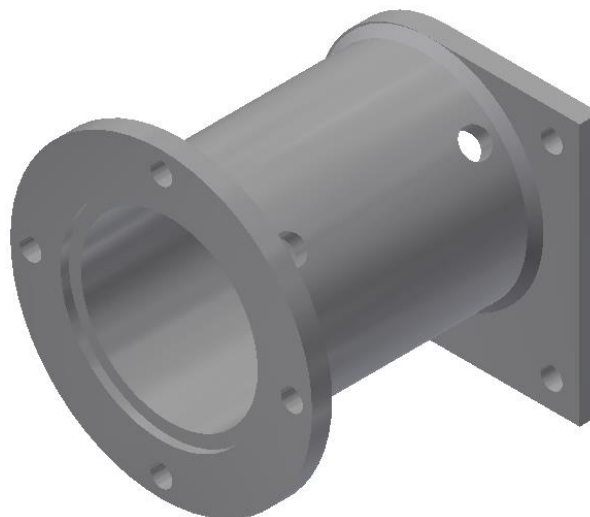


Obr.: 45 Bok pohonu

4.2.10. Příruba

K boku motoru je připevněna třemi šroubovými spoji příruba, ke které je z druhé strany také pomocí čtyř šroubů motor s převodovkou. Uvnitř příruby je realizováno spojení krátkého hřídele s 1. hřídelem pomocí spojky.

Příruba je tvořena třemi svařenými částmi. Trubkou ČSN 42 6711-52x4 s upravenými konci pro vložení do plechů, které tvoří čelo příruby. Díry jsou na obou stranách stejné, a to pro šrouby M5. V trubce jsou vyvrtány díry pro utahování stavěcích šroubů spojky. Hmotnost příruby je $m_{př} = 0,49 \text{ kg}$.



Obr.: 46 Příruba

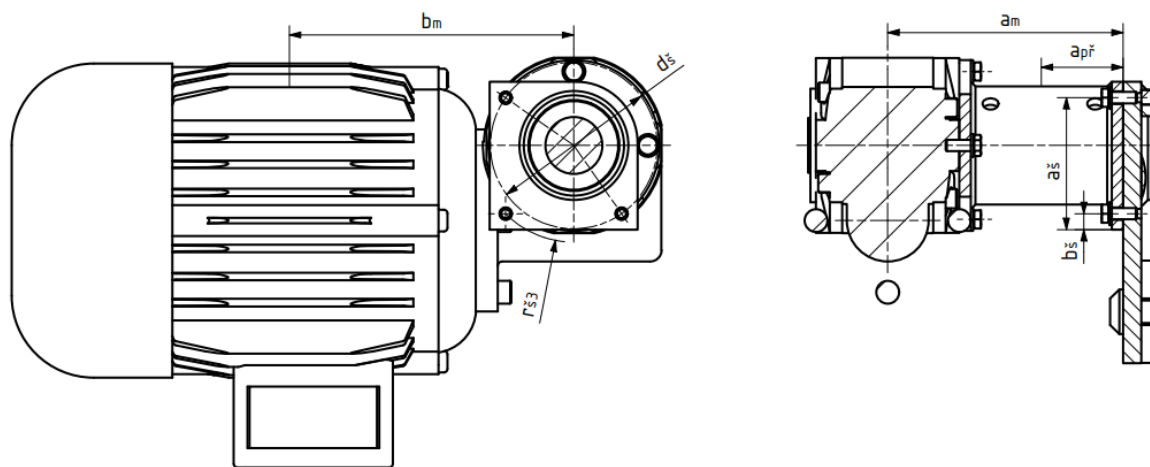
4.2.11. Kontrola šroubového spojení

Kontrolované šroubového spoje je připojení příruby k boku sestavy pohonu, důležité rozměry jeho kontrolu jsou zobrazeny na Obr.: 47. Spoj je namáhán tahem od hmotnosti

motoru a příruby, a kroutícím momentem od hmotnosti motoru. Protože se mi nepodařilo dohledat hmotnost motoru s převodovkou, pouze různíci se údaje od různých prodejců, uvažuji jeho hmotnost $m_m = 15 \text{ kg}$, která je vyšší než všechny nalezené údaje.

4.2.11.1. Síly ve šroubovém spoji

Na Obr.: 47 jsou vyznačeny rozměry pro výpočet sil které namáhají šroubový spoj. Jedná se o šroub ISO 4017 M5x12-8.8, s mezí kluzu $R_{e\dot{s}} = 640 \text{ N/mm}^2$, s podložkou ISO 7089 5, šroub je šroubován do závitu vyříznutého do boku pohonu, v délce nepatrně větší, než je minimální povolená, proto uvažuji účinnou délku závitu po celé délce zašroubování v boku pohonu. [30]



Obr.: 47 Rozměry pro výpočet šroubového spoje

- $a_m = 103,5 \text{ mm}$ rameno těžiště motoru k boku pohonu
- $b_m = 125 \text{ mm}$ rameno těžiště motoru k ose 1. hřídele
- $a_{př} = 37 \text{ mm}$ rameno těžiště příruby
- $a_s = 58 \text{ mm}$ rameno působení šroubu
- $d_s = 73,2 \text{ mm}$ průměr kružnice na níž šrouby působí
- $r_{\dot{s}3} = 42,4 \text{ mm}$ vzdálenost na níž působí třetí šroub
- $b_s = 7 \text{ mm}$ rameno působení spodních šroubů

Na základě podobnosti trojúhelníku (190) jsem vyjádřil sílu působící ve spodních šroubech (191). Pomocí zákona o rovno momentové rovnováhy (192) jsem vyjádřil tahovou sílu (193), kterou je namáhán horní šroub.

Z momentové rovnice rovnováhy (194), jejíž pravá strana je rovna momentu vytvořeným třecí silou šroubů, jenž působí na průměru d_s a $r_{\dot{s}3}$, jsem vyjádřil potřebnou sílu pro vyrovnání kroutícího momentu (195), součinitel tření příruby uvažuji součinitel tření ve stykové ploše příruby $f_{př} = 0,15$. Potřebná síla ve šroubu tedy bude (196).

$$\frac{F_{st}}{a_s} = \frac{2 \cdot F_{sd}}{b_s} \quad (190)$$

$$F_{sd} = \frac{F_{st} \cdot b_s}{2 \cdot a_s} \quad (191)$$

$$m_m \cdot g \cdot a_m + m_{př} \cdot g \cdot a_{př} = F_{st} \cdot a_s + 2 \cdot F_{sd} \cdot b_s = F_{st} \cdot a_s + 2 \cdot \frac{F_{st} \cdot b_s}{2 \cdot a_s} \cdot b_s \quad (192)$$

$$F_{st} = g \cdot \frac{m_m \cdot a_m + m_{př} \cdot a_{př}}{a_s + \frac{b_s^2}{a_s}} = 262,59 \text{ N} \quad (193)$$

$$m_m \cdot g \cdot b_m = 2 \cdot F_{sM} \cdot f_{př} \cdot \frac{d_s}{2} + F_{sM} \cdot f_{př} \cdot r_{s3} \quad (194)$$

$$F_{sM} = \frac{m_m \cdot g \cdot b_m}{f_{př} \cdot (d_s + r_{s3})} = 1\,060,77 \text{ N} \quad (195)$$

$$F_s = F_{st} + F_{sM} = 1\,323,36 \text{ N} \quad (196)$$

4.2.11.2. Úhly v závitu

Parametry závitu M5:

- $P = 0,8 \text{ mm}$ rozteč závitu
- $i = 1$ počet chodů závitu
- $d = 5 \text{ mm}$ jmenovitý průměr závitu
- $d_2 = 4,48 \text{ mm}$ střední průměr závitu
- $d_3 = 4,019 \text{ mm}$ průměr jádra šroubu
- $\beta = 30^\circ$ úhel boku
- $f_s = 0,15$ součinitel tření v závitu
- $d_{dos} = 6,88 \text{ mm}$ průměr dosedací plochy šroubu

Z rovnice (197) jsem vyjádřil vztah pro výpočet úhlu stoupání závitu (198). Další potřebný údaj je úhel boku závitu (200), který vyjádřím z (199). Ze vztahu (201) jsem vyjádřil třecí úhel závitu (202).

$$\operatorname{tg}(\gamma) = \frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2} \quad (197)$$

$$\gamma = \operatorname{cotg}\left(\frac{i \cdot P}{\pi \cdot d_2}\right) = 3,253^\circ \quad (198)$$

$$\operatorname{tg}(\beta_n) = \operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\gamma) \quad (199)$$

$$\beta_n = \operatorname{cotg}(\operatorname{tg}(\beta) \cdot \cos(\gamma)) = 29,96^\circ \quad (200)$$

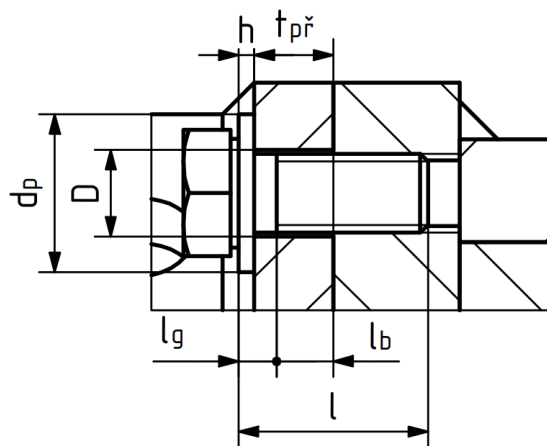
$$\operatorname{tg}(\varphi') = \frac{f}{\cos(\beta_n)} \quad (201)$$

$$\varphi' = \operatorname{cotg}\left(\frac{f_s}{\cos(\beta_n)}\right) = 9,822^\circ \quad (202)$$

4.2.11.3. Provozní síly

Šroubový bude utahován momentem o velikosti $M_A = 3 \text{ Nm}$, potom předepínací osová síla šroubu bude (203).

$$F_o = \frac{M_A}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + f_s \cdot \frac{d_{dos}}{2}} = 2\,937,52 \text{ N} \quad (203)$$



Obr.: 48 Rozměry šroubového spoje

- $l = 12 \text{ mm}$
- $d = 5 \text{ mm}$
- $D = 5,5 \text{ mm}$
- $d_p = 10 \text{ mm}$
- $t_{př} = 5 \text{ mm}$
- $l_g = 2,4 \text{ mm}$
- $l_b = 3,6 \text{ mm}$

Na Obr.: 48 Rozměry šroubového spoje je zobrazen detail šroubového spojení, pomocí těchto rozměrů jsem spočítal tuhost sevřené části šroubu se závitem (204), dále tuhost sevřené části šroubu bez závitu (205), jejichž kombinací jsem dostal tuhost šroubu

(206), což je tuhost přetěžované části spojení. Poté jsem spočítal tuhost odlehčované části – příruby (207), jako tuhost náhradní trubky o délce $t_{př}$, která má stejné průměry jako podložka, D a d_p .

$$c_b = \frac{A_s \cdot E}{l_b} = \frac{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4} \cdot E}{l_b} = 740\,018,69 \text{ N/mm} \quad (204)$$

$$c_g = \frac{S_d \cdot E}{l_g} = \frac{\pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot E}{l_g} = 1\,718\,058,48 \text{ N/mm} \quad (205)$$

$$c_{\S} = \frac{c_b \cdot c_g}{c_b + c_g} = 517\,231,68 \text{ N/mm} \quad (206)$$

$$c_{př} = \frac{S_{Dd_p} \cdot E}{t_{př}} = \frac{\pi \cdot \frac{d_p^2 - D^2}{4} \cdot E}{t_{př}} = 2\,300\,823,92 \text{ N/mm} \quad (207)$$

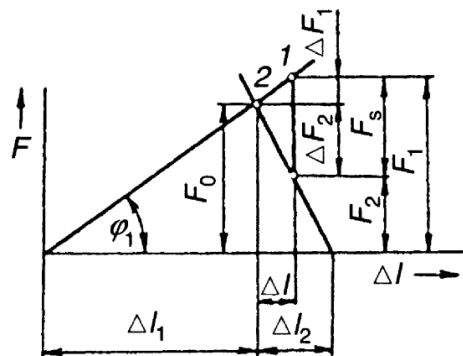
Pomocí tuhostí jsem spočítal přitěžující (208), a odlehčující (209) sílu spoje. Podle vztahu (210) jsem vypočítal maximální provozní sílu a dle (211) provozní sílu spoje po sesednutí jednotlivých částí. Na diagramu šroubového spoje (Obr.: 49) jsou vyznačeny jednotlivé síly.

$$\Delta F_1 = \frac{c_{\S}}{c_{\S} + c_{př}} \cdot F_{\S} = 242,89 \text{ N} \quad (208)$$

$$\Delta F_2 = \frac{c_{př}}{c_{\S} + c_{př}} \cdot F_{\S} = 1\,080,47 \text{ N} \quad (209)$$

$$F_1 = F_0 + \Delta F_1 = 3\,180,41 \text{ N} \quad (210)$$

$$F_2 = F_0 - \Delta F_2 = 1\,857,05 \text{ N} \quad (211)$$



Obr.: 49 Diagram šroubového spoje [28]

4.2.11.4. Bezpečnost šroubového spoje

Tahové napětí ve šroubu (212) a napětí v krutu (213), jsem dosadil do výpočtu redukovaného napětí pomocí energetické metody (214) a metody největšího napětí (215). Protože metodou největšího napětí jsem dostal vyšší hodnotu redukovaného napětí, dosadil jsem ji do výpočtu bezpečnosti (216).

$$\sigma_{\text{št}} = \frac{F_1}{S_3} = \frac{F_1}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = 250,7 \text{ N/mm}^2 \quad (212)$$

$$\tau_{\text{šk}} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = 119,9 \text{ N/mm}^2 \quad (213)$$

$$\sigma_{\text{redš}}^{\text{HMH}} = \sqrt{\sigma_{\text{št}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{šk}}^2} = 325,54 \text{ N/mm}^2 \quad (214)$$

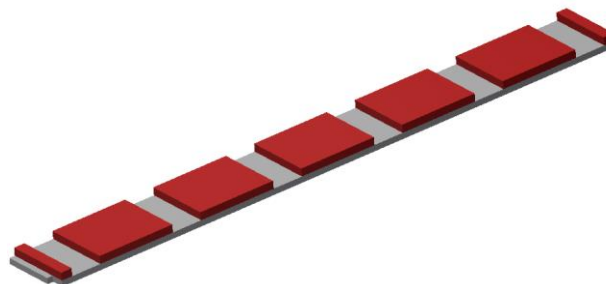
$$\sigma_{\text{redš}}^{\tau_{\text{max}}} = \sqrt{\sigma_{\text{št}}^2 + 4 \cdot \tau_{\text{šk}}^2} = 346,92 \text{ N/mm}^2 \quad (215)$$

$$k = \min\left(\frac{R_{e\text{š}}}{\sigma_{\text{red}}^{\tau_{\text{max}}}}; \frac{R_{e\text{š}}}{\sigma_{\text{red}}^{\text{HMH}}}\right) = 1,84 \quad (216)$$

Bezpečnost navrženého šroubového spojení vyhovuje.

4.2.12. Podpěra kluzné lišty

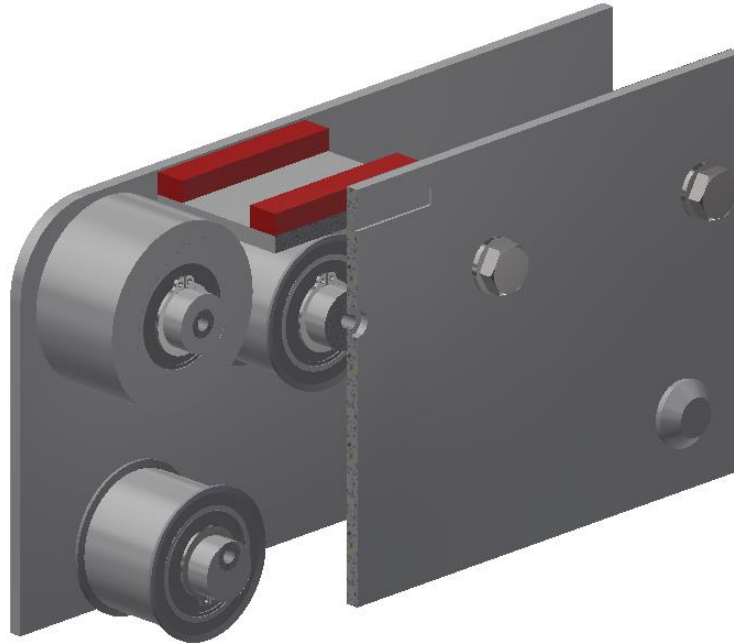
Protože není vhodné, aby hmotnost položky nesl nepodepřený řemen, je mezi hlavním profilem a hřídelem s ozubenými řemenicemi podpěra kluzné lišty (Obr.: 50). Tu tvoří plech umožňující podepření kluzné lišty a nalepené obdélníky z PE 100, které drží lištu v příčném směru. Podpěra je připevněna do sestavy pohonu pomocí zámků, do kterých se volnými kraji zasune.



Obr.: 50 Podpěra kluzné lišty

4.3. Vratný domek

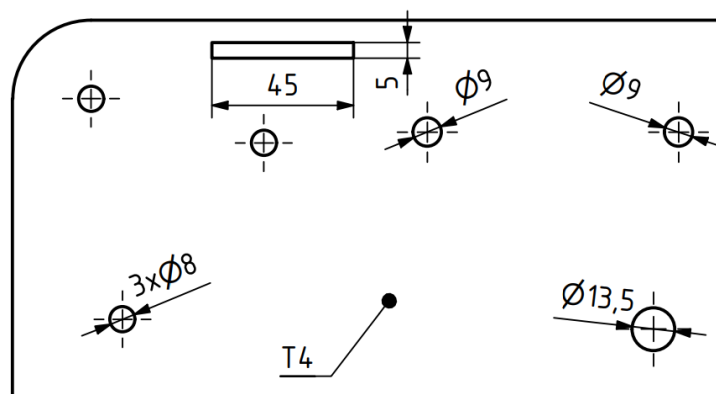
Vratný domek (Obr.: 51) zajišťuje obrácení směru běhu řemenu a také jeho napínání. Nejprve řemen běží přes 3. řemenici (Obr.: 22), pak na 4. řemenici umístěnou na excentrickém hřídeli zajišťujícím napínání řemenu. A nakonec přes plochou 5. řemenici na kluznou lištu směrem k 1. hnací řemenici.



Obr.: 51 Vratný domek

4.3.1. Boky vratného domku

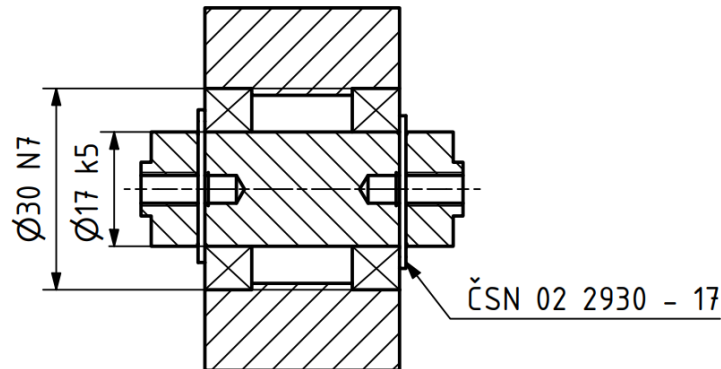
Boky vratného domku jsou stejné, a to vyříznuté z plechu o tloušťce 4 mm. Jsou v nich tři díry o průměru 8 mm pro vložení konců hřídele, zámek pro podpěru kluzné lišty, dvě díry pro šrouby M8, sloužící pro připevnění do boku profilu, a díra o průměru 13 mm pro centrální šroub M12 sloužící k montáži profilu zajišťujícím vzdálenost boků.



Obr.: 52 Bok vratného domku

4.3.2. Řemenice

Všechny řemenice ve vratném domku jsou na příslušných hřídelích uloženy stejně (Obr.: 53), a to na dvou ložiskách, kterým zabraňuje v axiálním posuvu změna průměru díry a na hřídeli jsou zajištěny pojistným kroužkem ČSN 02 2930 – 17.



Obr.: 53 Uložení řemenic

4.3.2.1. 3. a 4. řemenice



Obr.: 54 3. a 4. řemenice

3. a 4. řemenice jsou téměř shodné se 2. řemenicí, liší se tím, že nemají drážku pro pero, ale vyvrtané díry pro uložení na ložiska. Jejich hmotnost je $m_3 = m_4 = 0,126 \text{ kg}$.

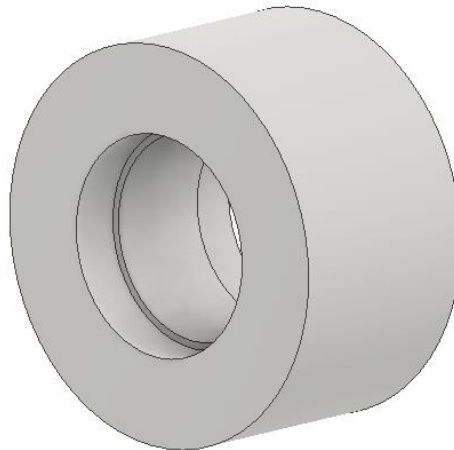
Otáčky 3. řemenice jsou stejné jako druhé a to $n_{III} = 194,09 \text{ ot/min}$.

Pro výpočet otáček 4. řemenice potřebuji zjistit průměr roztečné kružnice (217), který je jiný než u 3. řemenice, neboť zde řemen běží po zubech. Poté jsem z rychlosti pásu vypočetl otáčky čtvrté řemenice (218).

$$d_{pIV} = d_{II} + 2 \cdot (1,2 + 0,5) = 43,4 \text{ mm} \quad (217)$$

$$n_{IV} = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot \frac{d_{pIV}}{2}} = 190,83 \text{ ot/min} \quad (218)$$

4.3.2.2. 5. řemenice



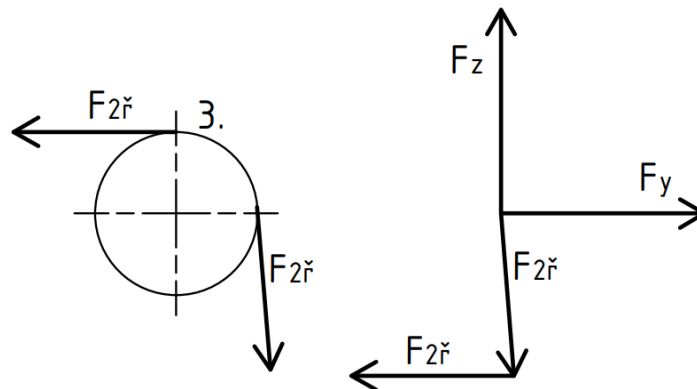
Obr.: 55 5. řemenice

5. řemenice je plochá, má průměr $d_V = 54 \text{ mm}$, roztečný průměr pak (219), protože zde řemen běží po zubech. Otáčky vypočtu dle (220). Vyrobit se soustružením z tyče kruhového průřezu z běžné konstrukční oceli. Její hmotnost je $m_5 = 0,371 \text{ kg}$.

$$d_{pV} = d_V + 2 \cdot (1,2 + 0,5) = 57,4 \text{ mm} \quad (219)$$

$$n_{IV} = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot \frac{d_{pIV}}{2}} = 142,86 \text{ ot/min} \quad (220)$$

4.3.2.3. Síly od 3. řemenice



Obr.: 56 Síly na 3. řemenici

Na Obr.: 56 jsou zobrazeny síly působící na 3. řemenici od řemenu, síly působí pod úhlem $\alpha_{31} = 180^\circ$ a $\alpha_{32} = 272,6^\circ$ při výpočtu reakce se nesmí zapomenout na hmotnost řemenice (221). Do jednotlivých směrů pak budou součty sil (222) a (223), a výsledná reakce na jedno ložisko (224).

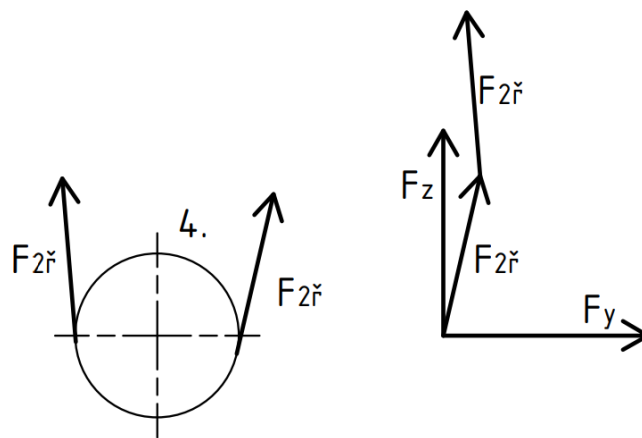
$$F_{g3} = m_3 \cdot g = 1,23 \text{ N} \quad (221)$$

$$F_{3y} = F_{2ř} \cdot (\cos(\alpha_{31}) + \cos(\alpha_{32})) = -95,46 \text{ N} \quad (222)$$

$$F_{3z} = F_{2ř} \cdot (\sin(\alpha_{31}) + \sin(\alpha_{32})) - F_{g3} = -101,13 \text{ N} \quad (223)$$

$$R_{a3} = \frac{\sqrt{F_{3y}^2 + F_{3z}^2}}{2} = 69,53 \text{ N} \quad (224)$$

4.3.2.4. Síly od 4. řemenice



Obr.: 57 Síly na 4. řemenici

Na Obr.: 57 jsou zobrazeny směry působení napínací síly řemene působící na 4. řemenici. Pro výpočet jsem uvažoval nejnižší možnou polohu řemenice, ve které síly působí vzájemně pod nejmenším úhlem. Úhly působení sil jsou $\alpha_{41} = 77^\circ$ a $\alpha_{42} = 92,6^\circ$, do směru z pak ještě vnesu tíhu řemenice (225). Do jednotlivých směrů pak budou součty sil (226)(222) a (227), výsledný silový účinek (228)(224).

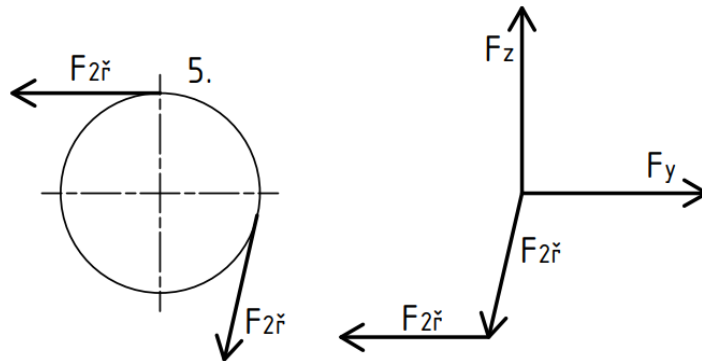
$$F_{g4} = m_4 \cdot g = 1,23 \text{ N} \quad (225)$$

$$F_{4y} = F_{4ř} \cdot (\cos(\alpha_{41}) + \cos(\alpha_{42})) = 17,96 \text{ N} \quad (226)$$

$$F_{4z} = F_{4ř} \cdot (\sin(\alpha_{41}) + \sin(\alpha_{42})) - F_{g4} = 196,09 \text{ N} \quad (227)$$

$$R_{a4} = \frac{\sqrt{F_{4y}^2 + F_{4z}^2}}{2} = 98,45 \text{ N} \quad (228)$$

4.3.2.5. Síly od 5. řemenice



Obr.: 58 Síly na 5. řemenici

Na 5. řemenici opět působí řemen pouze napínacími silami. Úhly působení sil jsou $\alpha_{51} = 257^\circ$ a $\alpha_{52} = 180^\circ$. Gravitační síla od této řemenice je (229), ve směru y bude součet sil (230), ve směru z (231) a výsledná reakce na ložisko (232).

$$F_{g5} = m_5 \cdot g = 3,64 \text{ N} \quad (229)$$

$$F_{5y} = F_{5ř} \cdot (\cos(\alpha_{51}) + \cos(\alpha_{52})) = -122,49 \text{ N} \quad (230)$$

$$F_{5z} = F_{5ř} \cdot (\sin(\alpha_{51}) + \sin(\alpha_{52})) - F_{g5} = -101,07 \text{ N} \quad (231)$$

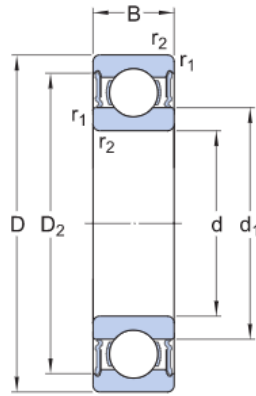
$$R_{a5} = \frac{\sqrt{F_{5y}^2 + F_{5z}^2}}{2} = 79,4 \text{ N} \quad (232)$$

4.3.3. Ložiska

Ložiska jsou u všech řemenic stejná, ale výrazně se mění zatížení, kterým jednotlivé řemenice na ložiska působí. Proto budou mít i jednotlivá ložiska rozdílnou životnost.

Ložiska jsem zvolil SKF 61903-2RS1 s následujícími parametry (Obr.: 59)[31]:

- $d = 17 \text{ mm}$ průměr hřídele
- $D = 30 \text{ mm}$ průměr domku
- $B = 7 \text{ mm}$ šířka ložiska
- $C = 4,62 \text{ kN}$ základní dynamická únosnost
- $C_0 = 2,55 \text{ kN}$ základní statická únosnost



Obr.: 59 Rozměry ložiska SKF 61903-2RS1 [31]

$$L_{10hIII} = \left(\frac{C}{R_{aIII}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{III}} = 25\,051\,112,79 \text{ hod} = 2\,874,94 \text{ roku} \quad (233)$$

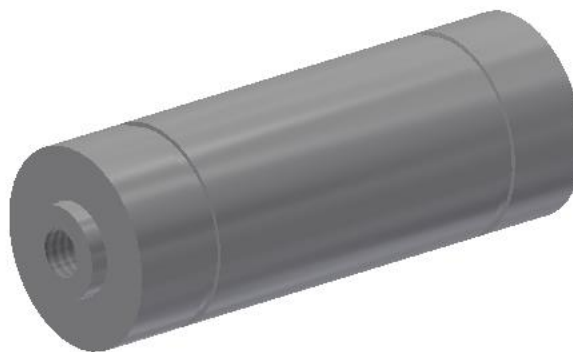
$$L_{10hIV} = \left(\frac{C}{R_{aIV}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{IV}} = 9\,022\,983 \text{ hod} = 1\,030,02 \text{ roku} \quad (234)$$

$$L_{10hV} = \left(\frac{C}{R_{aV}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_V} = 22\,975\,925,69 = 2\,622,82 \text{ roku} \quad (235)$$

Životnost všech ložisek je tak velká že ji lze považovat za nekonečnou. Ovšem z hlediska rozměrů se jedná o vhodná ložiska.

4.3.4. Hřídel 3. a 5. řemenice

Hřídel 3. a 5. řemenice (Obr.: 60) je symetrický, má průměr 17 mm, jsou na něm dvě drážky pro pojistný kroužek. V ose hřídele je z každé strany díra se závitem M5. Na obou koncích je průměr zmenšen, tato část slouží k přesnému umístění do díry v boku vratného domku.



Obr.: 60 Hřídel 3. a 5. řemenice

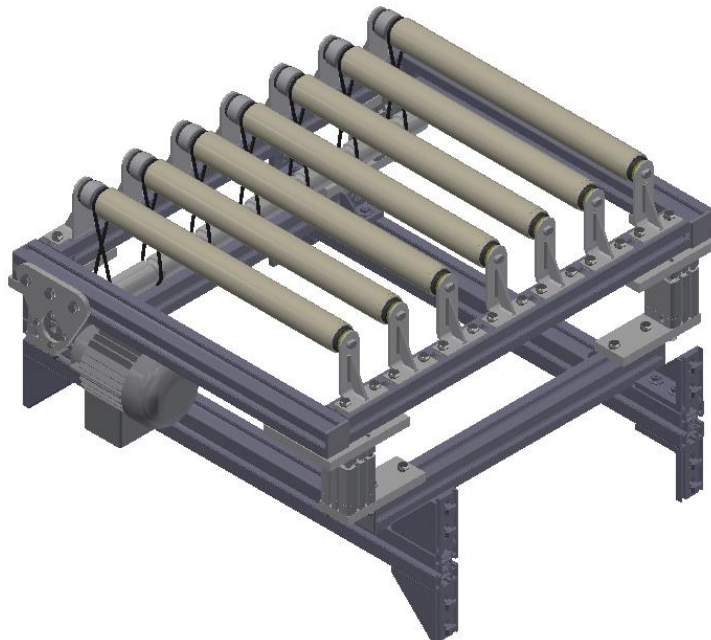
4.3.5. Excentrický hřídel 4. řemenice

Excentrický hřídel (Obr.: 61) se od 3. a 5. liší tím, že díry jsou umístěny excentricky vůči ose hlavního válce, tím je umožněno otáčením hřídele měnit osovou vzdálenost, což nám dává možnost dle potřeby dopínat každý ozubený řemen. Hřídel se otáčí pomocí čtyřhranu vytvořeného na jedné straně hlavního průměru. Proti otočení je zajištěn opět šrouby M5, které se dotahují z boku.



Obr.: 61 Excentrický hřídel

4.4. Zdvihací dopravník



Obr.: 62 Zdvihací dopravník

Příčný pohyb položek zajišťuje platforma s válečkovým dopravníkem (Obr.: 62), která je upevněna na pneumatických pístech zajišťujících její zdvih. Celá konstrukce se montuje mezi nohy hlavního dopravníku (Obr.: 63).



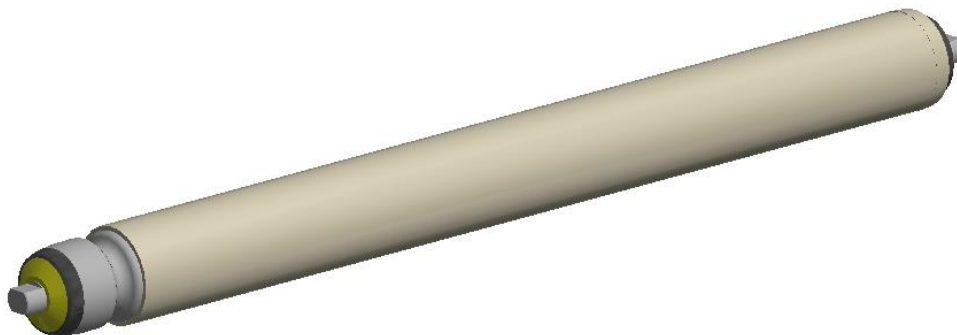
Obr.: 63 Zdvihací dopravník v sestavě

Rám zdvihací platformy je tvořen profily Strut 45x45, které jsou spojeny pomocí rohových dílů. Na tyto profily se dále snadno umísťují ostatní součásti.

Písty jsou upevněny pomocí držáků také na profil 45x45, který je příčně umístěn na profilu 45x60, jenž slouží k připevnění zdvihacího dopravníku k nohám hlavního dopravníku.

4.4.1. Váleček

Váleček (Obr.: 64) jsem zvolil od firmy Interroll, s drážkou pro řemen kruhového průměru, a povlakem z PVC.



Obr.: 64 Válec Interroll [33]

Parametry válce [33]:

- $d_{inter} = 44 \text{ mm}$ průměr válce
- $l_v = 500 \text{ mm}$ délka válce
- $v_{mas} = 2 \text{ m/s}$ maximální rychlost dopravníku
- $F_{max} = 240 \text{ N}$ maximální zatížení válce
- $f = 0,2$ součinitel tření mezi válcem a položkou

4.4.1.1. Síly působící na válce

Pokud dojde ke zdvihu položky, ta bude vodorovně válce zatěžovat dvěma směry. První bude brzdící síla ve směru pohybu řemenu, která bude působit, dokud se položka nezastaví svůj pohyb v původním směru. Proto bude mít tvar třecí síly (236), předpokládám rozložení maximálního zatížení na dva válce, stejně jako v případě výpočtu řemenu.

Druhý směr bude ve směru pohybu válců, příčný k pohybu řemenů. Opět se bude jednat o třecí sílu která bude potřeba překonat, než se položka rozjede. Proto bude stejná jako při zastavování položky, jen bude zvětšená o provozní součinitel $k_p = 1,2$ (238)(237).

Kombinací těchto sil získám výslednou sílu působící na platformu (238).

$$F_b = \frac{m_{z2}}{2} \cdot g \cdot f = 29,43 \text{ N} \quad (236)$$

$$F_v = F_b \cdot k_p = 35,31 \text{ N} \quad (237)$$

$$F_c = \sqrt{(2 \cdot F_b)^2 + (2 \cdot F_v)^2} = 91,94 \text{ N} \quad (238)$$

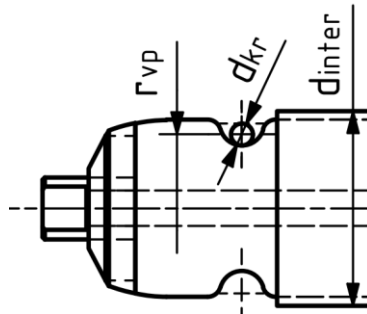
Ze síly působící ve směru pohybu snadno dopočítám potřebný kroutící moment na válci (239). A z rychlosti pohybu zase otáčky hřídele (240).

$$M_{kv} = F_v \cdot \frac{d_{inter}}{2} = 0,77 \text{ Nm} \quad (239)$$

$$n_v = \frac{30 \cdot v}{\pi \cdot \frac{d_{inter}}{2}} = 180,85 \text{ ot/min} \quad (240)$$

4.4.2. Návrh kruhového řemene

Při návrhu kruhového řemene jsem vycházel ze znalosti geometrie drážky ve válci (Obr.: 65), a pro návrhové výpočty jsem zvolil řemen o průměru $d_{kr} = 5 \text{ mm}$. Roztečný poloměr je pro tento řemen $r_{vp} = 33,4 \text{ mm}$.



Obr.: 65 Geometrie válce

Účinnost převodu kruhovým řemenem jsem volil $\eta = 0,9$. Tím jsem pak vydělil moment při výpočtu síly působící na raměně r_{vp} , čímž jsem získal sílu působící v řemenu (241).

$$F_{kr} = \frac{M_{kv}}{r_{vp} \cdot \eta} = 51,69 \text{ Nm} \quad (241)$$

Na základě této síly jsem z katalogu firmy Fenner drives zvolil vhodný řemen, kterým je Eagle Red, o $d_{kr} = 5 \text{ mm}$ a schopným při předeprtí 10%, přenést sílu $F_{krmax} = 56,2 \text{ N}$. [31]

4.4.3. Návrh motoru

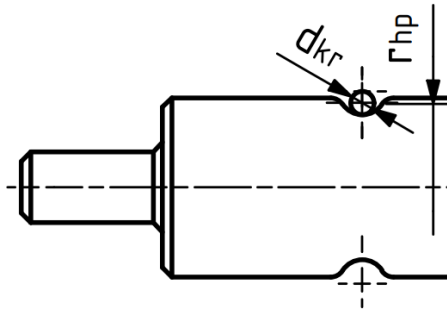
Pro návrh motoru jsem dle vztahu (242) zjistil potřebný výkon motoru. Účinnost šnekového převodu převodovky jsem uvažoval $\eta_s = 0,7$. Poté jsem v katalogu WEG zvolil vhodný motor a převodovku. [22]

$$P' = \frac{M \cdot \omega}{\eta \cdot \eta_s} = \frac{2 \cdot M_{kv} \cdot \frac{\pi \cdot n_v}{30}}{\eta \cdot \eta_s} = 46,71 \text{ W} \quad (242)$$

Motor ODG 514 s převodovkou GB12 7:1 [22]

- $P = 60 \text{ W}$ výkon motoru
- $n_1 = 1370 \text{ ot/min}$ otáčky motoru
- $n_h = 195,71 \text{ ot/min}$ výstupní otáčky = otáčky hřídele
- $M_{k2} = 2,04 \text{ Nm}$ výstupní moment
- $R_{max} = 1\,400 \text{ N}$ maximální radiální zatížení převodovky

4.4.4. Návrh hnacího hřídele



Obr.: 66 Geometrie drážky hřídele

Na Obr.: 66 jsou vyznačené rozměry pro návrh hřídele. Protože rychlost řemenu je neměnná je také nutné, aby obvodové rychlosti na roztečném poloměru drážek byly stejné (243). Z této rovnosti jsem vyjádřil roztečný poloměr hřídele (244).

$$\frac{\pi \cdot n_h}{30} \cdot r_{hp} = \frac{\pi \cdot n_v}{30} \cdot r_{vp} \quad (243)$$

$$r_{hp} = \frac{n_v}{n_h} \cdot r_{vp} = 15,43 \text{ mm} \rightarrow r_{hp} = 15,4 \text{ mm} \quad (244)$$

Vztah (245) ukazuje výpočet celkového točivého momentu na hřídeli, který je menší než výstupní kroutící moment převodovky, tudíž vše vyhovuje.

$$M_{kh} = 2 \cdot F_{kr} \cdot r_{hp} = 1,59 \text{ Nm} < M_{k2} = 2,04 \text{ Nm} \quad (245)$$

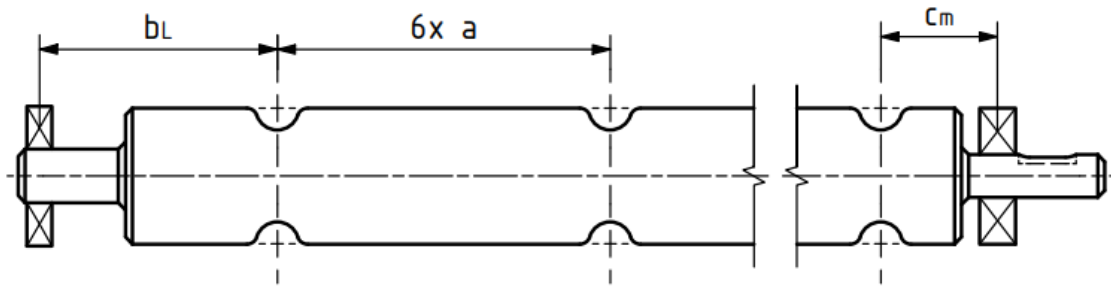
4.4.4.1. Uložení hřídele

Hřídel je konci o průměru 15 mm na jedné straně uložen v ložiskovém domku SKF 15 FM, a na straně druhé přímo v převodovce. O přenos kroutícího momentu se stará pero ISO 2491-A 6x4x16.

Neboť se maximální zatížení bude přesouvat po jednotlivých válcích, respektive se bude měnit síla přenášená řemenem do jednotlivých drážek, vypočtu reakce v ložisku a v převodovce jako maximální zatížení krajních drážek.

Na Obr.: 67 jsou vyznačeny vzdálenosti drážek a středů uložení:

- $b_L = 66,4 \text{ mm}$
- $a = 93 \text{ mm}$
- $c_m = 32,6 \text{ mm}$



Obr.: 67 Rozměry hřídele

Minimální zatížení drážky (247) beru jako dvojnásobnou hodnotu předpětí 10% (246), maximální pak jako součet minimálního zatížení a maximální síly v řemenu (248).

$$F_{kr0} = 0,1 \cdot F_{kr} = 5,17 \text{ N} \quad (246)$$

$$F_{hmin} = 2 \cdot F_{kr0} = 10,38 \text{ N} \quad (247)$$

$$F_{hmax} = F_{hmin} + F_{kr} = 62,03 \text{ N} \quad (248)$$

Z rovnic rovnováhy momentů (249) a (251) jsem vyjádřil reakce v uložení ložiska (250), respektive v převodovce (252). Důležité je že reakce v převodovce je mnohem menší, než je její maximální dovolené radiální zatížení.

$$\begin{aligned} R_L \cdot (b_L + 6 \cdot a + c_m) &= F_{hmax} \cdot (6 \cdot a + c_m) + F_{hmax} \cdot (5 \cdot a + c_m) + F_{hmin} \\ &\cdot (4 \cdot a + c_m) + F_{hmin} \cdot (3 \cdot a + c_m) + F_{hmin} \cdot (2 \cdot a + c_m) \\ &+ F_{hmin} \cdot (1 \cdot a + c_m) + F_{hmin} \cdot c_m \end{aligned} \quad (249)$$

$$R_L = \frac{F_{hmax} \cdot (11 \cdot a + 2 \cdot c_m) + F_{hmin} \cdot (10 \cdot a + 5 \cdot c_m)}{b_L + 6 \cdot a + c_m} = 119,94 \text{ N} \quad (250)$$

$$\begin{aligned} R_m \cdot (c_m + 6 \cdot a + b_L) &= F_{hmax} \cdot (6 \cdot a + b_L) + F_{hmax} \cdot (5 \cdot a + b_L) + F_{hmin} \\ &\cdot (4 \cdot a + b_L) + F_{hmin} \cdot (3 \cdot a + b_L) + F_{hmin} \cdot (2 \cdot a + b_L) \\ &+ F_{hmin} \cdot (1 \cdot a + b_L) + F_{hmin} \cdot b_L \end{aligned} \quad (251)$$

$$R_m = \frac{F_{hmax} \cdot (11 \cdot a + 2 \cdot b_L) + F_{hmin} \cdot (10 \cdot a + 5 \cdot b_L)}{c_m + 6 \cdot a + b_L} = 128,98 \text{ N} \quad (252)$$

$$R_m = 128,98 \text{ N} < R_{max} = 1\,400 \text{ N} \quad (253)$$

4.4.4.2. Průhyb hřídele

Vzhledem k tomu že nejmenší průměr v drážce pro řemen je 25,8 mm, a že zde nepůsobí tak velké síly jako na 1. hřídel (4.2.4.1), lze předpokládat že ohybové namáhání nedosáhne tak velkých hodnot jako v případě 1. hřídele.

4.4.5. Kontrola pera

O přenos kroutícího momentu na hřídel zajišťuje pero ISO 2491-A 5x3x16. Dovolené hodnota tlaku na otláčení je $p_d = 100 \text{ MPa}$, a smykové napětí ve střihu pak $\tau_{pD} = 60 \text{ N/mm}^2$

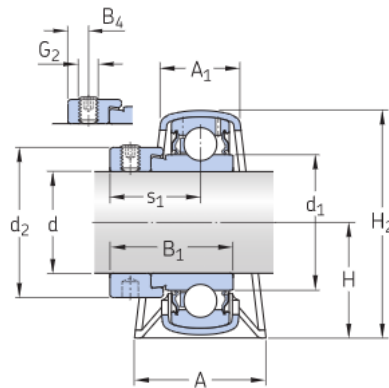
$$l_a = l_p - b_p = 11 \text{ mm} \quad (254)$$

$$p = \frac{4 \cdot M_{kh}}{d \cdot h_p \cdot l_a} = 16,06 \text{ MPa} < p_d = 100 \text{ MPa} \quad (255)$$

$$\tau_p = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot b_p \cdot l_a} = 4,81 \text{ N/mm}^2 < \tau_{pD} = 60 \text{ N/mm}^2 \quad (256)$$

Pero vyhovělo kontrolám na otláčení (255) i na střih (256).

4.4.6. Ložiskový domek



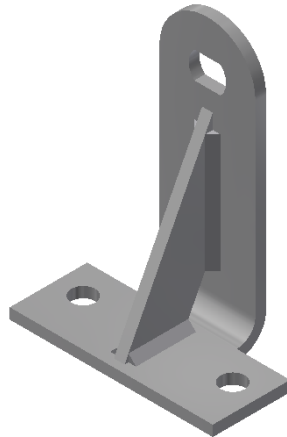
Obr.: 68 SKF P 15 FM [34]

Ložiskový domek SKF P 15 FM (Obr.: 68) zajišťuje hřídel proti axiálnímu posunutí stavěcím šroubem. Jeho základní dynamická únosnost je $C = 9,56 \text{ kN}$. Protože nepředpokládám axiální namáhání, určí se životnost jako (257), opět ji lze považovat za nekonečnou. [34]

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{R_L}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_h} = 43\,123\,825,1 \text{ hod} = 4\,922,81 \text{ roku} \quad (257)$$

4.4.7. Konzola válce

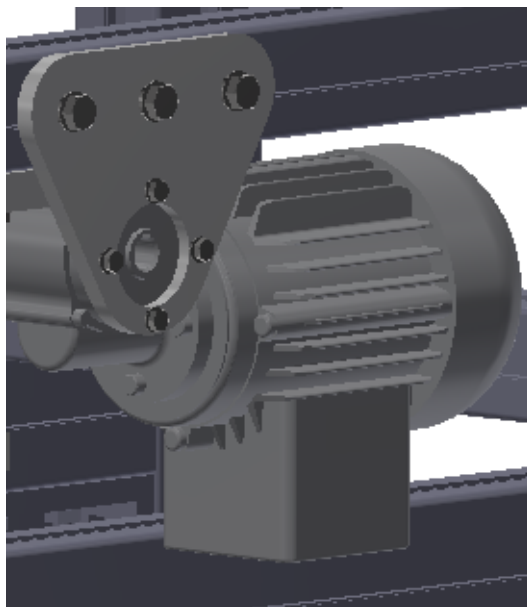
Konzola válce (Obr.: 69) je svařenec ohnutého plechu a plechu který má zpevňující funkci. Tloušťka obou plechů je 4 mm. V ohýbaném plechu jsou díry pro šrouby M8 určeným k montáži do drážky rámu, a díra pro vložení konce válce.



Obr.: 69 Konzola válce

4.4.8. Příruba motoru

Motor na rámu drží díky přírubě (Obr.: 70), která je z plechu tloušťky 8 mm. Je v ní díra pro vložení převodovky, okolo jsou díry pro šrouby M5, které na ní drží motor. Dále jsou v ní díry pro tři šrouby M8, které slouží k připevnění na rám platformy.

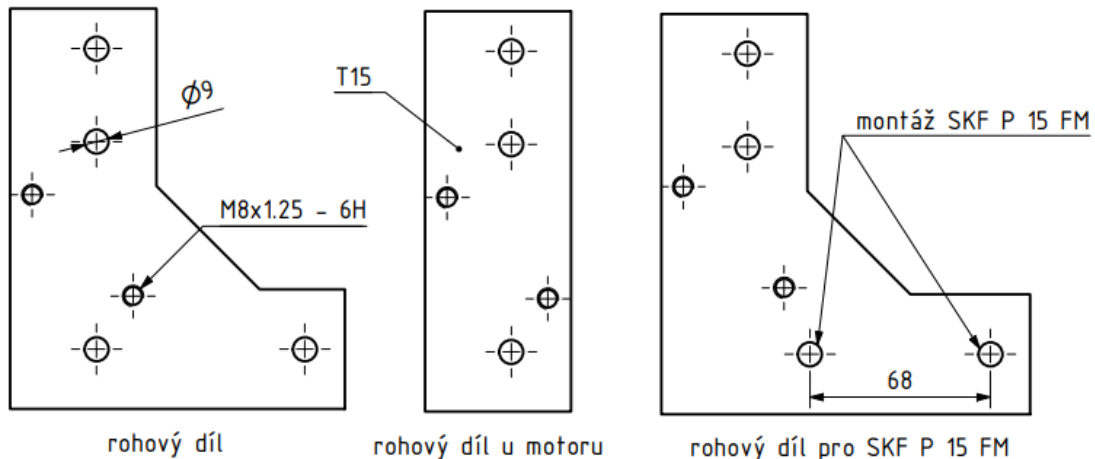


Obr.: 70 Detail příruby

4.4.9. Rohové díly

Rohové díly (Obr.: 71) jsou z plechu tloušťky 15 mm. Vždy jsou v nich dvě díry se závitem M8, které slouží k upevnění pneumatického pístu, a díry pro šrouby M8 sloužící k připevnění Strut profilů.

Jejich tvar záleží na umístění, rohový díl u motoru má tvar obdélníku, z prostorových důvodů, nevešla by se převodovka. Na další díl se zas přidělává ložiskový domek SKF, proto jsou zde upraveny pozice děr.



Obr.: 71 Rohové díly

4.4.10. Pneumatický válec

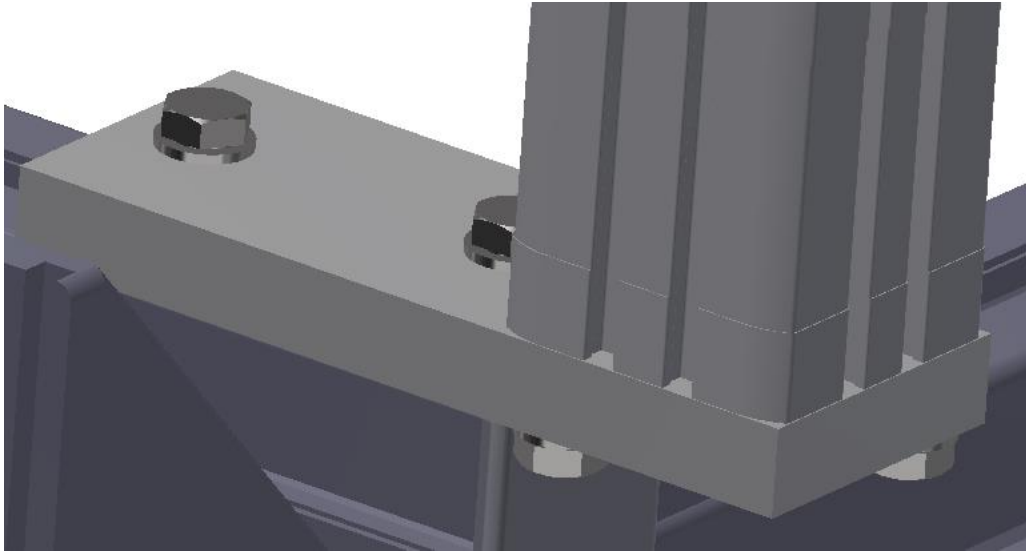
Jako vhodný válec jsem vybral píst Festo ANDGF-40-30-P-A (Obr.: 72), se zdvihem 30 mm a integrovaným vedením. Jeden tento válec má sám dostatečnou sílu pro zdvih potřebné hmotnosti, ovšem protože zde dochází k zatížení příčnou silou $F_c = 91,94 N$, která působí na rameni 181 mm, je nutné volit takové válce které tuto sílu snesou s dostatečnou rezervou, neboť nemůžeme předpokládat ideální rovnoměrné rozložení na jednotlivé válce.[36]



Obr.: 72 Válec Festo [36]

4.4.11. Držák pístu

Držáky pneumatického válce je obdélníkový díl z plechu, v němž jsou díry pro šrouby M8, které slouží k montáži válce a na příslušný profil. Tloušťku plechu jsem zvolil 15 mm, a to z důvodu dostatečné tuhosti v ohybu, neboť konec s pístem už není jinak podepřen (Obr.: 73).



Obr.: 73 Držák pístu

4.5. Použité stavební prvky Bosch Rexroth

Při tvorbě dopravníku jsem využil stavební prvky Bosch Rexroth které jsou výhodné pro svou snadnou montáž. Využitými prvky jsou profily s drážkami 10 mm, odpovídající spojovací materiál a kluzná lišta kterou jsem popsal v kapitole 4.1.2.

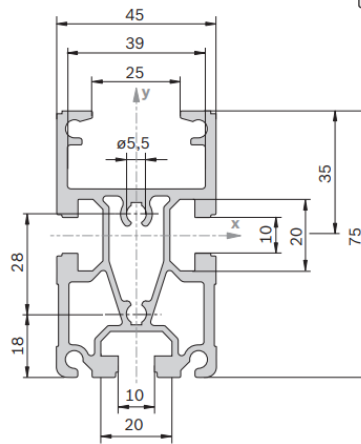
4.5.1. Hlavní profil

Hlavním profilem rozumím profil SP 2/B (Obr.: 74), který slouží k vedení řemene a je hlavním nosným profilem, vratný domek i sestava pohonu se montuje jen na něj.

Dodává se v maximální délce 6070 mm, čímž je limitována i maximální délka dopravníku. Výška tohoto profilu určuje výšku konzoly válečkového dopravníku, která musí vynést váleček nad úroveň tohoto profilu, ale zároveň nesmí dojít k dotyku.

SP 2/B

$A = 10,4 \text{ cm}^2$
 $I_x = 49,6 \text{ cm}^4$
 $I_y = 25,8 \text{ cm}^4$
 $W_x = 12,1 \text{ cm}^3$
 $W_y = 11,5 \text{ cm}^3$
 $m = 2,8 \text{ kg/m}$



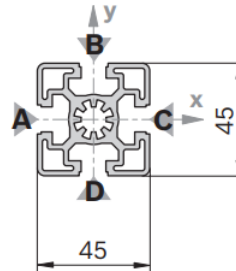
Obr.: 74 Profil SP 2/B [19]

4.5.2. Profil 45x45

Profil 45x45 (Obr.: 75) jsem využil v úpravě s centrálním závitem M12 v sestavě pohonu, při tvorbě vratného domku. Bez úprav je použit na rám platformy a příčné profily nesoucí pneumatické válce.

45x45

$A = 7,5 \text{ cm}^2$
 $I_x = 13,8 \text{ cm}^4$
 $I_y = 13,8 \text{ cm}^4$
 $W_x = 6,1 \text{ cm}^3$
 $W_y = 6,1 \text{ cm}^3$
 $m = 2,0 \text{ kg/m}$



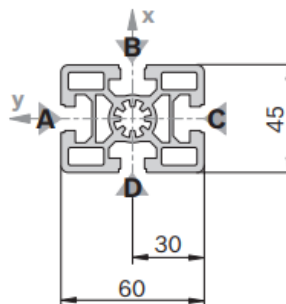
19432

Obr.: 75 Profil 45x45 [19]

4.5.3. Profil 45x60

45x60

$A = 11,0 \text{ cm}^2$
 $I_x = 37,2 \text{ cm}^4$
 $I_y = 22,7 \text{ cm}^4$
 $W_x = 12,4 \text{ cm}^3$
 $W_y = 10,1 \text{ cm}^3$
 $m = 3,0 \text{ kg/m}$



19433

Obr.: 76 Profil 45x60 [19]

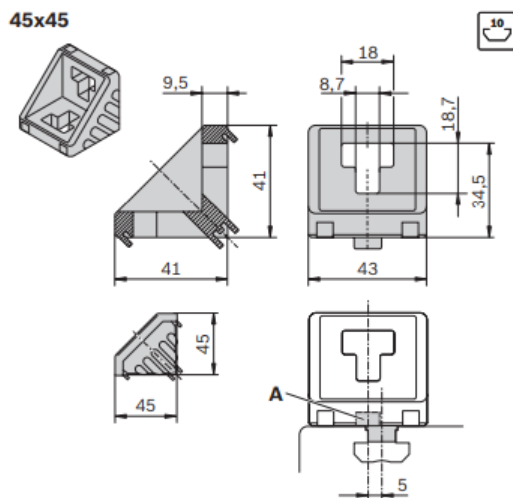
Z profilu 45x60 (Obr.: 76) je sestava nohou, které nesou hlavní profily (Obr.: 76), také je to hlavní nosný profil zdvihacího dopravníku a slouží k jeho upevnění na nohy.



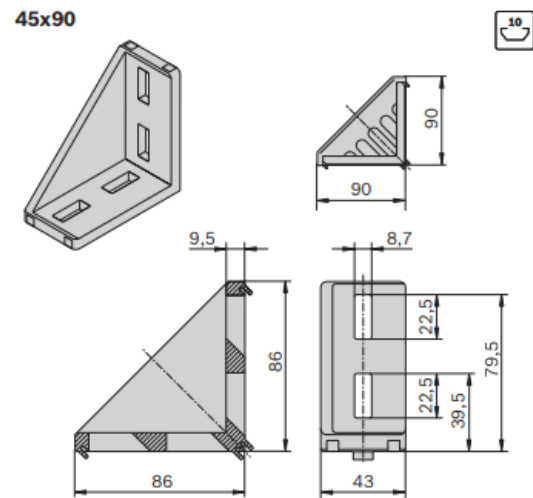
Obr.: 77 Nohy

4.5.4. Úhelníky

V sestavě jsou pro spojování profilů použity úhelníky 45x45 (Obr.: 78) a 45x90 (Obr.: 79), který našel uplatnění u více namáhaných spojů. Úhelníky se k profilům přišroubovávají šrouby s T hlavou a závitem M8. a odpovídající maticí.



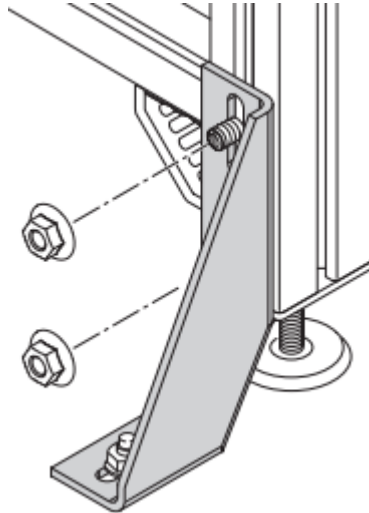
Obr.: 78 Úhelník 45x45 [19]



Obr.: 79 Úhelník 45x90 [19][18]

4.5.5. Základový úhelník

Jedná o úhelník (Obr.: 80), kterým jsou nohy přichycené k podlaze, aby dopravník nemohl vlivem vibrací měnit svou polohu.



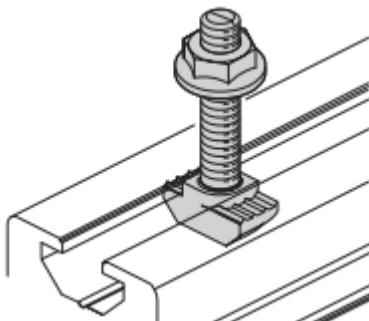
Obr.: 80 Základový úhelník [19]

4.5.6. Upevnění v drážce profilu

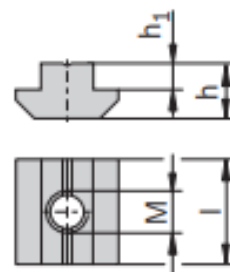
K upevnění do drážky profilu jsou využity šrouby M8 s T hlavou (Obr.: 81) a odpovídající přírubové matice, ty jsou využity hlavně v kombinaci s úhelníky.

Druhým způsobem je použití příslušných kamenů (Obr.: 82), jejich výhoda spočívá v nemožnosti špatného natočení v drážce, ale zároveň je nemůžeme použít k dodatečnému připevnění vhodné součásti, neboť by bylo třeba sestavu rozebrat. Tuto variantu jsem využil u sestavy pohonu a vratného domku, které se na hlavní profily nasouvají.

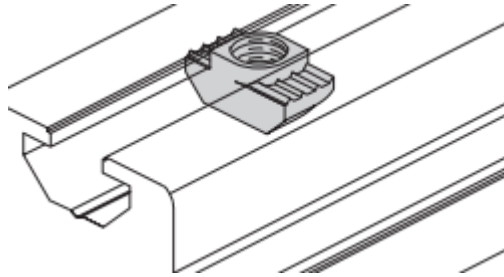
Další možností je užití T matice (Obr.: 83), ale zde největší nebezpečí špatného natočení v drážce.



Obr.: 81 Šroub s T hlavou [19]



Obr.: 82 Kamen [19]

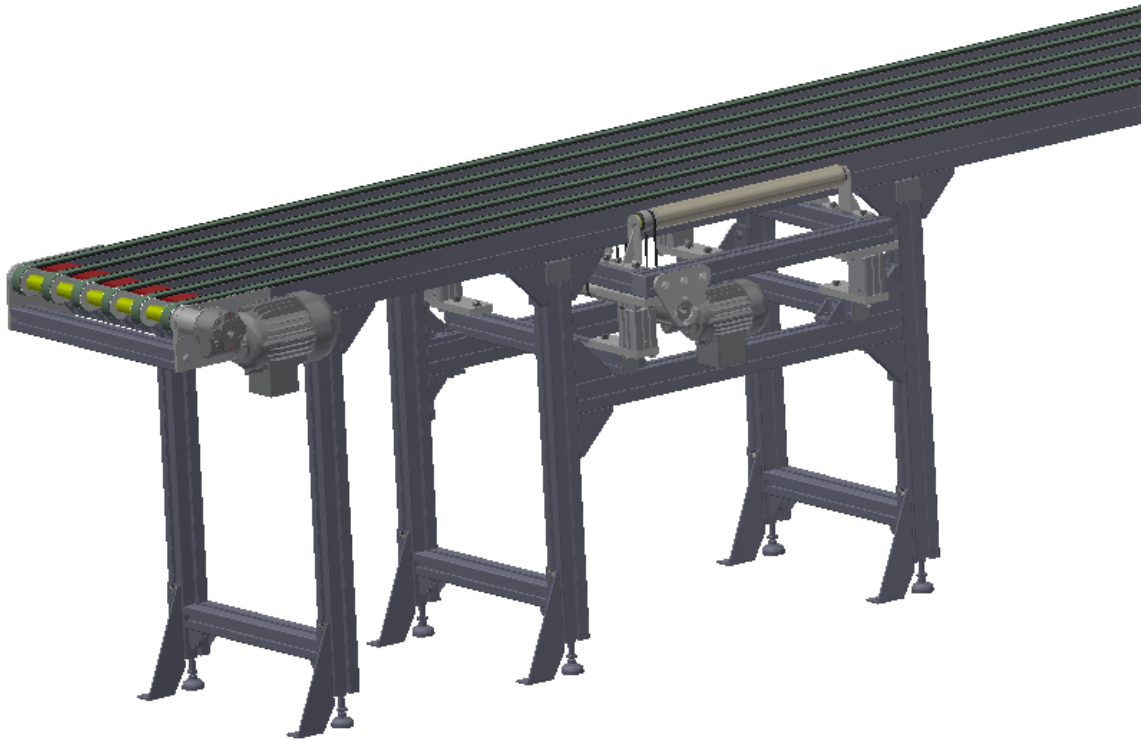


Obr.: 83 T matice [19]

5. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvoření koncepčního návrhu třídícího pásového dopravníku. V první části je provedena rešerše třídících pásových dopravníků a způsobů třídění.

V následující části jsem navrhl třídící pásový dopravník se zatížitelností pásu 80 kg a zatížitelností zdvihacího válečkového mechanismu 30 kg. Během návrhu jsem provedl nezbytné návrhové a kontrolní výpočty. Vypracoval jsem koncepční 3D model a 2D výkres konceptu.



Obr.: 84 Koncepční 3D model

Použitá literatura

- [1] Polák, J. a kol.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠ skriptum, VŠB Ostrava 2005
- [2] V Klatovech mají novou dotřídovací linku odpadů | Plzeň. Český rozhlas Plzeň [online]. Copyright © 1997 [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://plzen.rozhlas.cz/v-klatovech-maji-novou-dotridovaci-linku-odpadu-7574111#&gid=1&pid=3>
- [3] Farmářská zelenina - Brambory. Farmářská zelenina - Úvod [online]. Copyright © 2016 [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <http://www.farmarskazelenina.cz/technologie/kombajny-na-zeleninu/brambory/>
- [4] Automated Conveyor Systems, Inc. | Engineered Material Handling Systems. 2022. Automated Conveyor Systems, Inc. - Product Catalog - MODEL "High Speed Push-Off" | Automated Conveyor Systems, Inc. | Engineered Material Handling Systems. [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.automatedconveyors.com/powered-accessories/model-high-speed-push-off/>
- [5] youshen. 2022. Swing Arm Sorter_Suzhou APOLLO Automation Equipment Co., Ltd. [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: http://szjwsb.cn/en/proshow_32.html
- [6] Výklopná ramena - LOGSYS. LOGSYS – dopravníky a dopravníkové systémy [online]. Copyright © 2017, LOGSYS a.s. [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/vyklopna-ramena>
- [7] Narrow Belt Sorter System | Conveyco. Order Fulfillment & Warehouse Automation Systems Integrators [online]. Dostupné z: <https://www.conveyco.com/technology/sortation-systems/narrow-belt-sorter/>
- [8] Conveyor & Sortation Technologies. MHI - The Industry That Makes Supply Chains Work [online]. Dostupné z: <https://www.mhi.org/solutions-community/solutions-guide/conveyor>
- [9] Hytrol ProSort SC1 & SC2 Sortation Belt Conveyor | 1-877-355-1511. Solving Material Handling Challenges | Conveyors & Drives, Inc. [online]. Copyright © 2022 ConDrives.com. [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.condrives.com/product/hytrol-prosort-sc1-sc2/>
- [10] Free CAD Designs, Files & 3D Models | The GrabCAD Community Library. GrabCAD Making Additive Manufacturing at Scale Possible [online]. Copyright © 2022 GrabCAD, a STRATASYS solution [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/wheel-sorter-2>
- [11] Roller Belt Conveyor, Roller Wheel Diverter, Wheel Sorter Machine For Package, Postal Services And Logistic - Buy Stainless Steel Roller Conveyor Rollers Belt Conveyor Roller Motorized Conveyor Roller Plastic Roller Conveyor Conveyor Belt, Idler Conveyor Roller Rubber Roller Conveyor Conveyor Idler Roller Nylon Conveyor Rollers Conveyor Roller Steel Conveyors, Free Roller Conveyor Conveyor Roller Motorized Conveyor Roller Machine Belt Conveyor Plastic Conveyor Belt Gas Conveyor Pizza Product on Alibaba.com. Alibaba.com: Manufacturers, Suppliers, Exporters & Importers from the world's largest online B2B marketplace [online]. Copyright © [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: https://www.alibaba.com/product-detail/Roller-Belt-Conveyor-Roller-Wheel-Diverter_1600175471828.html

- [12] Integrated Roller Conveyors using ARB and ModSort Technologies. Industrial Conveyor Systems | Quality Conveyor Equipment and Parts Manufacturers [online]. Dostupné z: <https://www.multi-conveyor.com/packaging-solutions/arb-modsort-integrated-roller-belt-conveyors>
- [13] Interroll Sorter (Animation) - YouTube. YouTube [online]. Copyright © 2022 Google LLC [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=wSoPBGIRIas>
- [14] Sorting Through Sorters: Your Guide to Sortation Conveyor | Bastian Solutions. Automated Material Handling Systems, Equipment, & Consulting | Bastian Solutions [online]. Copyright ©2022 Bastian Solutions, LLC [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.bastiansolutions.com/blog/sorting-through-sorters-your-guide-to-sortation-conveyor/>
- [15] Čtecí brány - LOGSYS. LOGSYS – dopravníky a dopravníkové systémy [online]. Copyright © 2017, LOGSYS a.s. [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.logsys.cz/cs/cteci-brany>
- [16] TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/contitech-conti-synchroflex.pdf>
- [17] TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/t5-conti-synchroflex.pdf?v=0ec8137f27bc2f32470c8e6cbf2a0251>
- [18] TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/pdf/contitech-endless-timing-belts.pdf?v=0b9a05a9d50aa113dfb81a2834e5ec76>
- [19] Media Directory Search | Bosch Rexroth AG. 301 Moved Permanently [online]. Copyright © Bosch Rexroth AG 2014 [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/myrexroth/media-directory/-/document-library/view-document/28805626>
- [20] CVEKL, Zdeněk a František DRAŽAN. Teoretické základy transportních zařízení. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1976. Řada strojírenské literatury.
- [21] Ozubená tyč T5-36-160 (Al slitina) | TYMA CZ. TYMA CZ | Klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © 2004 [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/t5-36-160-al-slitina/>
- [22] Neubert Werbung e.K. www.neubert-werbung.de. 2022. Online catalogue - WEG Drive Solutions. [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.weg-antriebe.de/online-catalogue-red.html>
- [23] Neubert Werbung e.K. www.neubert-werbung.de. 2022. Three-Phase/Single-Phase Geared Motors - WEG Drive Solutions. [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.weg-antriebe.de/three-phasesingle-phase-geared-motors.html>
- [24] Power Transmission Solutions | Technical Applications | SIT S.p.A. [online]. Copyright ©c [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://sitspa.com/wp-content/uploads/documents/en/TRASCO-couplings.pdf>



- [25] SIT - CAD modely zdarma - GR ALU basic programme aluminium - TraceParts. [online]. Copyright © copyright TraceParts S.A.S. 1990 [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/cs/product/sit-gr-alu-basic-programme-aluminium?Product=32-15022007-070308&PartNumber=GRMALU%2019%2F24%20B%2FB%20F19%2FF15>
- [26] SKF 2022 SKF [online]. Copyright © [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61805-2RS1>
- [27] Bočnice T41459 - Haberkorn. Eshop s komponenty pro stavbu strojů - Haberkorn [online]. Copyright © Haberkorn s.r.o. [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/bocnice-bocnice-1-58.html>
- [28] SKF 2022 SKF [online]. Copyright © [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802809de-Rolling-bearings---17000_1-EN_tcm_12-121486.pdf#cid-121486
- [29] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [30] Briol [online]. [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: https://www.briol.cz/data/editor/file/BOSSARD_Techinfo.pdf
- [31] Fenner Drives [online]. Fenner Drives [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.fennerdrives.com/>
- [32] SKF 2022 skf [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-61903-2RS1>
- [33] Product Detail | Interroll Group . 2022. Product Detail | Interroll Group . [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.interroll.com/products-solutions/product/series-1700-universal-conveyor-roller/>
- [34] SKF 2022 SKF [online]. Dostupné z: https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-P_15_FM
- [35] www.festo.com. 2022. No page title. [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: <https://www.festo.com/media/pim/419/D15000100152419.PDF>
- [36] Festo. 2022. Kompaktní válec ADNGF-40-30-P-A | Festo CZ. [ONLINE] [cit. 20.07.2022]. Dostupné z: https://www.festo.com/cz/cs/a/554253/?q=~:sortByFacetValues-asc~:CC_Stroke_mm_C_FP_GLOBAL~:30.0~:CC_Size_mm_C_FP_GLOBAL~:40.0

Seznam obrázků

Obr.: 1 Malý kombajn na brambory [3]	2
Obr.: 2 Třídící linka na odpad [2]	3
Obr.: 3 Čtecí brána [15]	3
Obr.: 4 Posunovač [4]	4
Obr.: 5 Vyklápění po směru	5
Obr.: 6 Vyklápění proti směru	5
Obr.: 7 Oboustranné třídění [5]	6
Obr.: 8 Poháněná ramena [6]	7
Obr.: 9 Pásový dopravník s válečky [7]	7
Obr.: 10 Třídící segment s válečky [14]	8
Obr.: 11 Kolečka pod úhlem [14]	8
Obr.: 12 Systém s natáčecími válečky [9]	8
Obr.: 13 Pohon jednotlivých válečků [10]	9
Obr.: 14 Válečky umístěné jednotlivě [11]	9
Obr.: 15 Příčné ovládací pásy [12]	10
Obr.: 16 Válečky pro kolmé třídění [8]	10
Obr.: 17 Pohon kulisou [13]	11
Obr.: 18 Modulární pás s válečky	12
Obr.: 19 Řemenový dopravník	13
Obr.: 20 Profil řemenu [17]	14
Obr.: 21 Omezení udávané výrobcem [18]	14
Obr.: 22 Schéma vedení řemenu	15
Obr.: 23 Kluzná lišta	16
Obr.: 24 Sestava pohonu	18
Obr.: 25 Ozubená tyč T5-DIN 7721-2 [21]	18
Obr.: 26 Motor WEG se šnekovou převodovkou [23]	20
Obr.: 27 Plochá řemenice druhého hřídele	21
Obr.: 28 Sestava 1. hřídele	21
Obr.: 29 Sestava 2. hřídele	21
Obr.: 30 Síly řemenu působící na 1. hřídel	22
Obr.: 31 Síly řemenu působící na 2. hřídel	23
Obr.: 32 Působení sil na hřídel v rovině XY	24
Obr.: 33 Působení sil na hřídel v rovině XZ	31
Obr.: 34 Průběh absolutních ohybových momentů	43
Obr.: 35 Průběh ohybového napětí	43
Obr.: 36 Průběh průhybu v prostoru	44
Obr.: 37 Schéma působení kroutících momentů	45
Obr.: 38 Průběh kroutícího momentu	46
Obr.: 39 Průběh napětí v krutu	47
Obr.: 40 Průběh napětí	48
Obr.: 41 Hřídelová spojka [25]	49
Obr.: 42 Pružný element spojky [25]	49
Obr.: 43 Detail použití spojky	49
Obr.: 44 Rozměry ložiska SKF 61805-2RS1 [26]	51
Obr.: 45 Bok pohonu	52
Obr.: 46 Příruba	52
Obr.: 47 Rozměry pro výpočet šroubového spoje	53
Obr.: 48 Rozměry šroubového spoje	55
Obr.: 49 Diagram šroubového spoje [29]	56
Obr.: 50 Podpěra kluzné lišty	57
Obr.: 51 Vratný domek	58
Obr.: 52 Bok vratného domku	58

Obr.: 53 Uložení řemenic.....	59
Obr.: 54 3. a 4. řemenice	59
Obr.: 55 5. řemenice.....	60
Obr.: 56 Síly na 3. řemenici.....	60
Obr.: 57 Síly na 4. řemenici.....	61
Obr.: 58 Síly na 5. řemenici.....	62
Obr.: 59 Rozměry ložiska SKF 61903-2RS1 [32]	63
Obr.: 60 Hřídel 3. a 5. řemenice.....	63
Obr.: 61 Excentrický hřídel	64
Obr.: 62 Zdvihací dopravník.....	64
Obr.: 63 Zdvihací dopravník v sestavě	65
Obr.: 64 Válec Interroll [33].....	65
Obr.: 65 Geometrie válce	67
Obr.: 66 Geometrie drážky hřídele.....	68
Obr.: 67 Rozměry hřídele.....	69
Obr.: 68 SKF P 15 FM [34].....	70
Obr.: 69 Konzola válce	71
Obr.: 70 Detail příruby.....	71
Obr.: 71 Rohové díly	72
Obr.: 72 Válec Festo [36]	72
Obr.: 73 Držák pístu	73
Obr.: 74 Profil SP 2/B [19].....	74
Obr.: 75 Profil 45x45 [19]	74
Obr.: 76 Profil 45x60 [19]	74
Obr.: 77 Nohy	75
Obr.: 78 Úhelník 45x45 [19].....	75
Obr.: 79 Úhelník 45x90 [19].....	75
Obr.: 80 Základový úhelník [19].....	76
Obr.: 81 Šroub s T hlavou [19]	76
Obr.: 82 Kamen [19]	76
Obr.: 83 T matice [19].....	77
Obr.: 84 Koncepční 3D model.....	77

Seznam tabulek

Tab.: 1 Údaje pro volbu motoru	19
Tab.: 2 Porovnání požadovaných s výstupními otáčkami	20
Tab.: 3 Údaje o hřídelích.....	44
Tab.: 4 Kontrola per	50

Přílohy

2D výkres konceptu: DP-2022-00