



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ AUTOMATICKÉHO PODAVAČE TABLARŮ PRO SKLADOVACÍ SYSTÉM SLL LOGIMAT

DESIGN OF AUTOMATIC FEEDER OF MOVABLE SHELFs OF STORAGE SYSTEM SLL LOGIMAT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Stoklásek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Tomáš Stoklásek
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
Akademický rok:	2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh konstrukčního řešení automatického podavače tablarů pro skladovací systém SLL LogiMat

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh řetězového dopravníku, který vysune tablar (výsuvná police) z obslužného okna před skladovací zařízení SLL LogiMat. Konstrukční řešení bude obsahovat vyšetření kinematiky pohonu (zabránění kolizí) a jeho návrh pro dané zařízení a pevnostní výpočty pro jednotlivé komponenty. Pevnost navržené konstrukce ověřte metodou konečných prvků. Základní technické parametry:

rychlost posuvu 0,4 m.s-1

zrychlení, zpomalení 0,8 m.s-2

hmotnost břemene 700 kg

hmotnost tablaru 60 kg

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva, obsahující:

- kritickou rešerši problematiky skladování ve vertikálních skladovacích systémech,
- analýzu možných koncepcí pohonu tablaru a zdůvodněnou volbu nejvhodnější koncepce,
- řešení kinematiky pohybu,
- návrh pohonu včetně nezbytných pevnostních výpočtů,
- pevnostní kontrolu konstrukce metodou MKP,
- případné další výpočty dle pokynů vedoucího DP.

Výkresová dokumentace obsahující:

- montážní sestavu,
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP.

Seznam literatury:

Bigoš, P., Kulka, J., Kopas, M., Mantič, M.: Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. TU v Košiciach, Strojnická Fakulta 2012, 356 s., ISBN 978-80-553-1187-6

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R. a Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0

Gajdůšek, J. a Škopán, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Skriptum VUT Brno 1988

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty



ABSTRAKT

Hlavním úkolem této práce je navrhnout automatický podavač výsuvných polic (tablarů) o celkové hmotnosti 760 kg pro vertikální skladovací systém Logimat. Ve zprávě je uveden konstrukční výpočet podavače s pevnostním výpočtem jeho hlavních částí a vyřešení způsobu nabírání tablaru z výtahového zakladače. Zpráva dále zahrnuje kontrolu rámu podavače metodou konečných prvků a návrh snímačů pro řízení jeho pohybu.

KLÍČOVÁ SLOVA

podavač, tablar, skladovací systém, válečkový řetěz, pojezdový vozík, spojovací hřídel, převodový motor, řetězové kolo

ABSTRACT

The aim of this thesis is automatic movable shelves feeder design. The feeder is part of vertical lift storage system Logimat. Total weight of movable shelf is 760 kg. The technical report contains feeder design calculation, feeder's main parts strength calculation and the design of the way of picking the movable shelf from the storage lift. The report also contains feeder's frame strength analysis using finite element method and sensor design for motion control.

KEYWORDS

feeder, movable shelf, storage system, roller chain, keyword, connection shaft, gear motor, cart, chain wheel



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STOKLÁSEK, T. *Návrh konstrukčního řešení automatického podavače tablarů pro skladovací systém SLL Logimat*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a konzultanta ve firmě SSI Schäfer pana Ing. Daniela Dleska, s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2016

.....

Bc. Tomáš Stoklásek



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval mému konzultantovi ve firmě SSI Schäfer panu Ing. Danielu Dleskovi a mému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za odbornou pomoc a udělení cenných rad, bez kterých by tato práce nemohla vzniknout. Důležité poděkování patří mým rodičům, kteří mi umožnili studovat a podporovali mě. Dále bych chtěl poděkovat svému bratrovi a kamarádům, kteří mi během studia pomáhali a podporovali.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Upřesnění zadání.....	11
2 Skladovací věž Logimat.....	12
2.1 Přídavné zařízení systému.....	13
2.2 Bezpečnostní prvky systému Logimat.....	14
2.2.1 Světelná závora.....	14
2.2.2 Oplocení.....	15
3 Návrh konstrukce podavače.....	16
3.1 Volba pohonu podavače.....	19
3.2 Elektroinstalace- snímače polohy.....	19
4 Analýza kinematiky pohybu.....	20
5 Konstrukce podavače s pojezdovými vozíky.....	23
5.1 Návrh řetězu a řetězových kol.....	24
5.1.1 Návrh řetězu.....	27
5.1.2 Kontrola řetězu.....	28
5.1.3 Stanovení rozměrů řetězových kol.....	31
5.2 Volba motoru a převodovky.....	35
5.3 Kontrola motoru.....	36
5.3.1 Spojovací hřídel.....	36
5.3.2 Ekvivalentní moment setrvačnosti.....	38
5.4 Návrh vozíku.....	40
5.4.1 Pojezdové rolny.....	41
5.4.2 Připojení řetězu.....	41
5.4.3 Zachytávací mechanismus.....	44
5.5 Návrh uložení vodících řetězových kol.....	45
5.5.1 Silové působení na osy zadních vodících kol řetězu.....	46
5.5.2 Silové působení na osu připevněnou pomocí šroubu.....	49
5.5.3 Návrh ložisek os řetězových kol.....	51
5.6 Návrh uložení a kontrola spojovací hřídele.....	52
5.6.1 Pevnostní kontrola hřídele.....	52
5.6.2 Uložení řetězového kola.....	54
5.6.3 Uložení hřídele.....	55
5.7 Návrh a kontrola rámu podavače.....	56
5.7.1 Svarek bočnice.....	56



5.7.2	Stojina	57
5.7.3	Ochranný kryt řetězu	59
5.7.4	Kontrola rámu metodou konečných prvků.....	60
5.7.5	Výsledky kontroly rámu.....	61
6	Snímání polohy	64
	Závěr	66
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	70
	Seznam příloh	76
	Výkresová dokumentace	76
	Další přílohy	76



ÚVOD

V moderních podnicích je stále velká poptávka po skladovacích zařízeních. Slouží k zachování a vyrovnávání materiálového toku. Hlavním požadavkem je minimalizace zástavbové plochy skladu při jeho současném maximálním využití a dostupnosti materiálu v něm uskladněném. V současné době je kladen důraz na kontrolu stavu a pozice materiálu v rámci skladu.

Jedním ze zařízení splňujících tyto náročné požadavky jsou vertikální skladovací věže. Jsou určeny pro skladování drobných dílů a součástí. Tvoří je dva sloupce s policemi (tablary). Mezi nimi se pohybuje zakladač, který na sebe nasunuje police s požadovaným materiálem. Následně s nimi sjede k výdejnímu oknu, kde je materiál odebrán. Pro jednodušší obsluhu může být ke skladovací věži instalováno zařízení k vysunutí police před výdejní okno.

Cílem diplomové práce je návrh a zjednodušení konstrukce podavače tablaru (výsuvné police). Tento podavač má za úkol vysunout tablar před výdejní okno skladovací věže, tím usnadnit vykládání a nakládání těžších materiálů například pomocí jeřábu nebo robotického manipulátoru. V tomto konkrétním případě se jedná o podavač pro vertikální skladovací věž Logimat vyráběnou společností SSI Schäfer. Druhým úkolem je optimální využití výrobních možností závodu SSI Schäfer v Hranicích.

Společnost SSI Schäfer je německý rodinný podnik zabývající se řešením skladování a vnitropodnikové logistiky. Byla založena roku 1935 Fritzem Schäferem. Od svého počátku se zabývá řešením skladování. V padesátých letech prorazili na trhu se stohovatelnými přepravkami na skleněné lahve na mléko a skladovacími přepravkami Lager-Fix, které se v mnoha podnicích používají dodnes. Od roku 1958 začínají vyrábět přepravky z plastu. Od 70 let firma vyrábí regály a začíná s projektováním skladů na míru pro zákazníky v různých částech světa. Roku 1996 vzniká závod v Hranicích, který vyrábí většinu automatizačních komponentů, například dopravní techniku, ovládací jednotky regálů a skladová a provozní zařízení. Jedním z hlavních výrobních programů závodu v Hranicích je skladovací věž Logimat. Od roku 2000 je k firmě přidruženo několik společností s výrobními závody zabývajícími se automatizací skladové dopravy, vychystávací dopravní technikou, vývojem logistických a skladovacích softwarů a skladových výtahů. V současné době má společnost SSI Schäfer pobočky ve více než 50 zemích světa a je dodavatelem kompletních řešení pro vnitropodnikovou logistiku.



1 UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ

Vedle hlavních parametrů zmíněných už v zadání jsou dalšími důležitými údaji rozměry tablaru. Ty jsou definovány podle parametrů skladovací věže Logimat.

Tab. 1 Zadané parametry

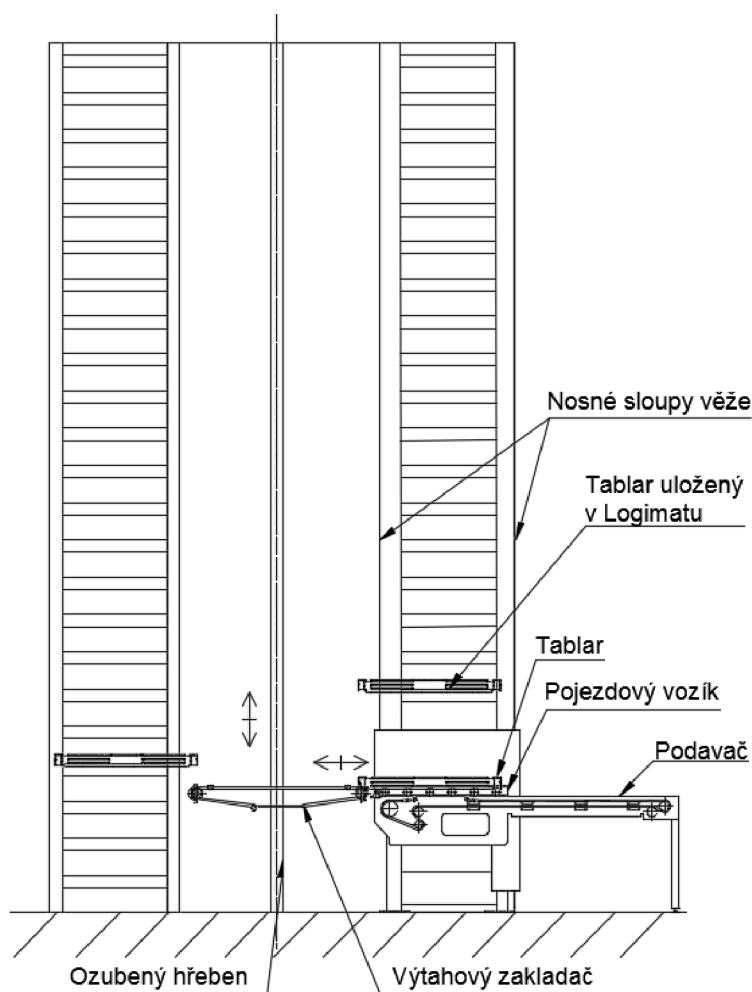
rychlost posuvu	$0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
zrychlení, zpomalení tablaru	$0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
hmotnost břemene	700 kg
hmotnost tablaru	60 kg
šířka tablaru	3000 mm
délka tablaru	800 mm
délka pojezdové lišty	700 mm
životnost	6000 hod



2 SKLADOVACÍ VĚŽ LOGIMAT

je vertikální skladovací zařízení sloužící pro skladování drobných dílů. Jak již bylo zmíněno v úvodu, tvoří ji dva sloupce s vysunovatelnými policemi (tablary) pod sebou. Mezi nimi se pohybuje zakladač, který přepravuje vybrané police k výdejnímu oknu. Jeho pohon je zajištěn pomocí ozubeného hřebenu, který má nízké nároky na údržbu. Tablar je do výdejního okna nasunut po vodících lištách. Systém je plně automatický, řízený softwarem LogiSoft, který je ovládán pomocí dotykového panelu. Kontrola a přehled o uskladněném materiálu je prováděna pomocí čteček čárových kódů při vyskladňování a naskladňování.

Díky skladovacím věžím je možné ušetřit 90% skladovací plochy v porovnání se systémy s konvenčními regály. Umožňují rychlé vychystávání a zakládání materiálu. Systém Logimat je vyráběn v několika základních variantách o rozměrech zásobníku 1825x625 mm až po 4025x815 mm pro drobnější zboží od 250 do 750 kg. Výška věže je omezena pouze podmínkami koncového odběratele, je omezena pouze výškou stropu haly skladu. K rozdělení materiálu na tablaru existuje velké množství přepážek vlastní výroby. Ochrana obsluhy před vyskladňovacím mechanismem splňuje bezpečnostní požadavky. Vlastní zařízení je chráněno kontrolní váhou zabraňující přetížení polic. Základní konstrukční uspořádání Logimatu je znázorněno na obr. 1.



Obr. 1 Skladovací věž Logimat



2.1 PŘÍDAVNÉ ZAŘÍZENÍ SYSTÉMU

Pro zlepšení ergonomie, rychlosti, usnadnění obsluhy a zlepšení funkčních vlastností lze systém vybavit přídatnými zařízeními, jako jsou:

Přepravní vozík

Vozík uzpůsobený k přepravě tablarů, výsuvnou polici je na něj možné z výdejního okna jednoduše nasunout. Slouží k přepravě tablarů mezi jednotlivými skladovacími věžemi, případně k přesunutí těžšího skladovaného materiálu do míst s vhodnými manipulačními prostředky.

Pomocný jeřáb

V kombinaci s podavačem tablarů usnadňuje obsluhu manipulaci s těžším materiálem. Bývá použit buď mostní jeřáb pojíždějící u stropu haly nebo sloupový jeřáb zabudovaný v blízkosti skladovací věže.

Manipulátory a roboty

Při požadavku o co největší automatizaci skladového hospodářství a dovoluje-li to charakter skladovaného materiálu, je možné nahradit obsluhu stroje průmyslovým robotem nebo jiným vhodným automatickým manipulátorem. Jejich použití je vhodné při opakovaných činnostech nebo při časté manipulaci s těžším břemenem, než je mez určená zákonem pro člověka.

Naklápění

Sklopný mechanismus usnadňující pracovníkovi vychystávání materiálu. Pomáhá snížit hloubku nutnou k dosažení odebíraného zboží. Ta je regulována přímo podle potřeb obsluhy.

Ukazovátka

Zařízení pro označení umístění materiálu na tablaru. Laserový paprsek umístěný v horní části výdejního okna označí polohu hledaného materiálu mez jednotlivými přihrádkami tablaru. Slouží ke zrychlení a usnadnění práce obsluhy.

Ochranná vrata

Ochrana obsluhy výdejního okna pomocí vnitřních ochranných dveří. Při pohybu zakladače uvnitř systému jsou zavřené. Otevírají se pouze v okamžiku vyjždění tablaru do výdejního okna. Zabraňují kolizím obsluhy s pohyblivými částmi uvnitř systému.

Ruční posuv

Podavač tablarů s ručním pohonem. Provádí vysunutí tablaru před výdejové okno manuálně po vodících lištách.

Automatický posuv

Podavač tablarů s automatickým pohonem. Umožňuje vysunutí tablaru před skladovací věž. Pojednává o něm tato práce.



Touch panel

Usnadňuje kontrolu a ovládání skladovací věže. V kombinaci s intuitivním softwarem Logisoft urychluje vychystávání materiálu a zjednodušuje obsluhu.

Otěruvzdorná ocel

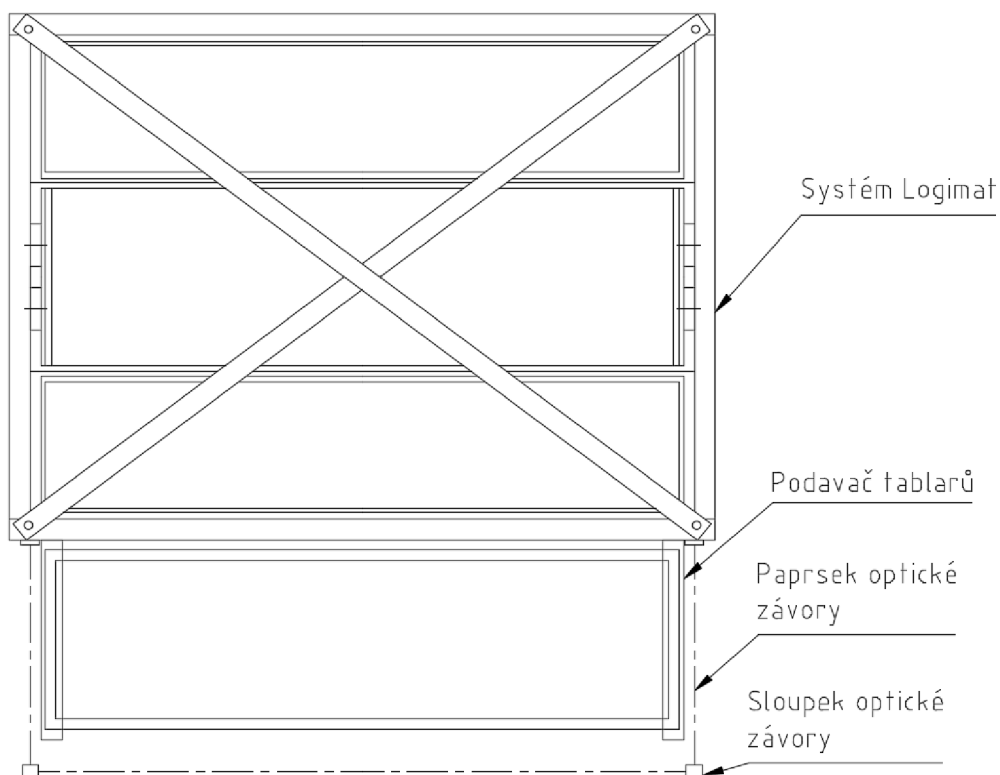
V místech největšího namáhání otěrem skladovací věže v oblasti výdejního okna je plech pláště nahrazen plechem z korozi a otěrůvzdorné chromové oceli.

2.2 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY SYSTÉMU LOGIMAT

U automatizovaných skladovacích systémů je nezbytné zajistit bezpečnost obsluhy a zabránění kolize s jinými stroji. V první řadě jde o zabránění kolize pracovníka s vyjíždějícím tablerem a zadruhé zabránění jeho styku s pohyblivými částmi stroje. Ve druhém případě je problém vyřešen pomocí vhodného zakrytování mechanismu ochrannými plechy. U samotného systému Logimat hrozí největší nebezpečí v prostoru výdejního okna. Případným kolizím vyjíždějícího tablaru je zabráněno pomocí světelné závory popřípadě přidáním vnitřních ochranných dveří (součást systému ochranných vrat). Největší nebezpečí kolize hrozí ve volném prostoru před výdejovým oknem, kde tablar vyjíždí před výdejové okno po bočních lištách. Zajištění, aby byl prostor před ním v daném okamžiku volný, lze dosáhnout dvěma způsoby.

2.2.1 Světelná závora

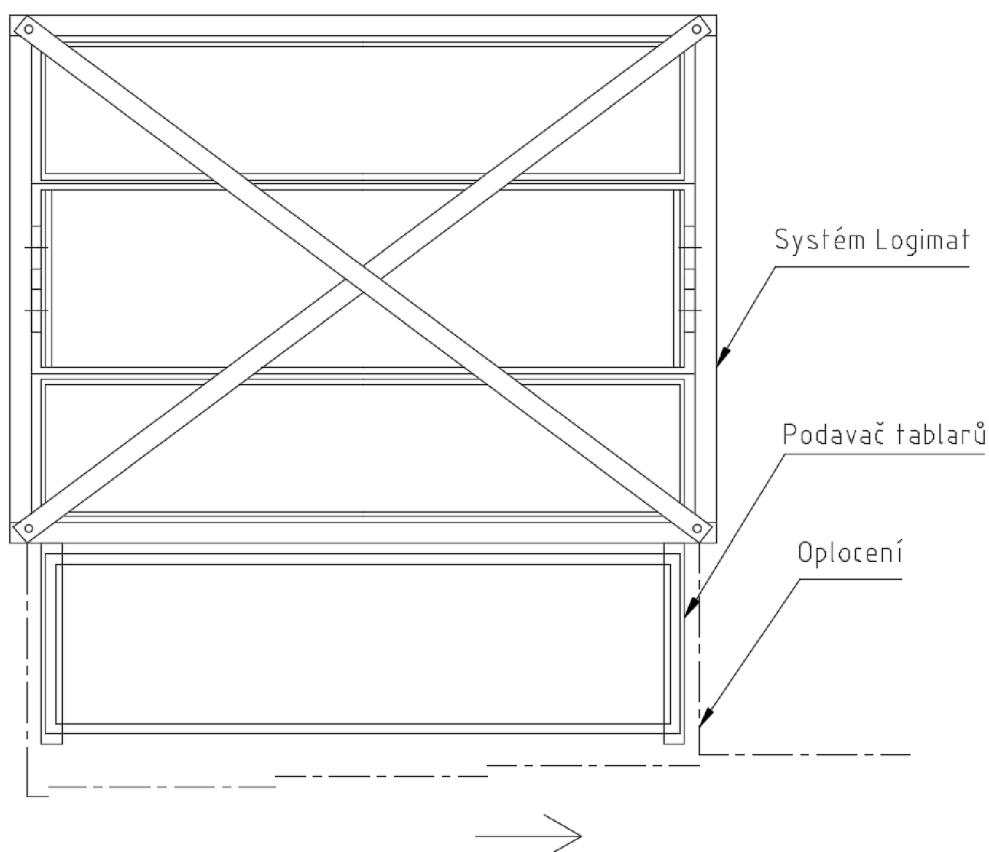
Jedním ze způsobů zabránění kolize pracovníka s tablerem je použití světelných závor (obr.2). Optická závora funguje na principu vysílání světelného paprsku a přijímání jeho zpětného odrazu. V případě přerušení paprsku dojde k odeslání signálu, který způsobí zastavení činnosti hlídaného zařízení. Paralelně se zastavením stroje dojde ke zvukové a světelné signalizaci oznamující narušení manipulačního prostoru. V našem případě dojde k zastavení elektromotoru pohonu vysunovaného tablaru.



Obr. 2 Příklad možného zabezpečení okolí podavače světelnou závorou

2.2.2 Oplocení

Druhou jednodušší a bezpečnější možností je použití oplocení (obr. 3). Tato koncepce zabezpečení je vhodná, když je vyskladňování zajištěno pomocí manipulačního robota nebo jiné automatizované techniky. Ruční vyskladňování by bylo kvůli omezenému prostoru a nutnosti manipulace s oplocením zdlouhavé. Ve srovnání se stejně koncipovaným rámem z optických závor je výrazně levnější.



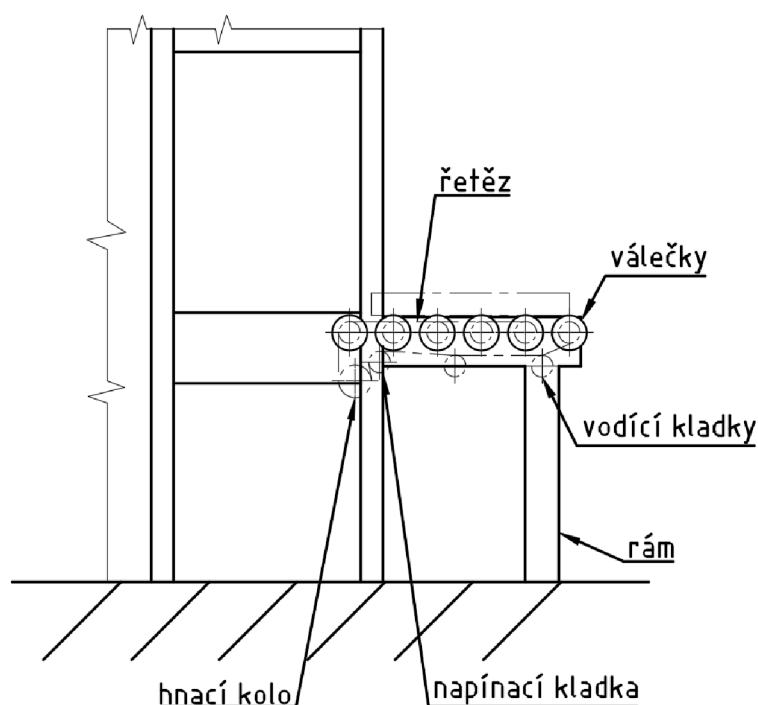
Obr. 3 Příklad možného zabezpečení okolí podavače oplocením

3 NÁVRH KONSTRUKCE PODAVAČE

Cílem této práce je přepracování již navrženo konstrukčního řešení podavače. V současné době je vysouvání tablaru před Logimat řešeno pomocí konečného řetězu s oběma konci připevněnými zespodu k vozíku, na který je tablar nasouván. Tento vozík pojíždí po vodící liště pomocí pojezdových rolen. Zastavování a pohyb vozíku je řízen pomocí optických senzorů. Posun tablaru směrem ven a dovnitř je řešen pomocí reverzace pohonu. Bližší popis zařízení a jeho zjednodušené schéma je uvedeno na obrázku 6. Nevýhodou tohoto řešení je jeho cena, značná náročnost výroby některých komponent a nesoulad s výrobními technologiemi závodu SSI Schäfer Hranice. Jako možná konstrukční řešení se nabízejí tři varianty:

Válečkový podavač

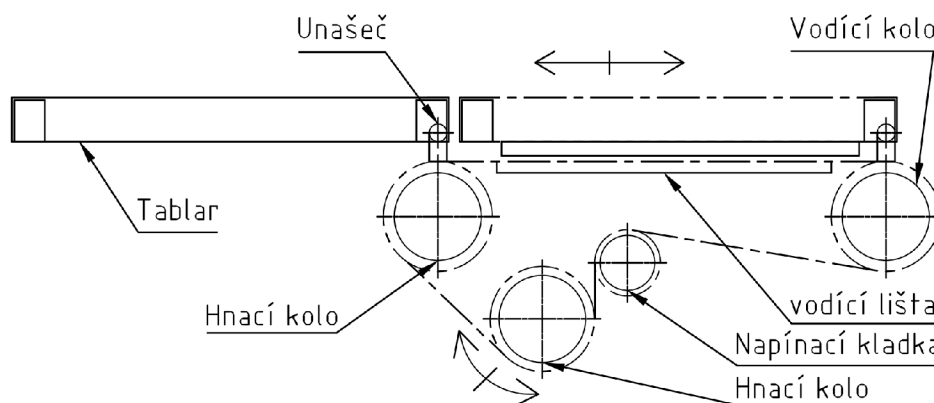
Obvyklé řešení mezioperační dopravy. Má jednoduchou konstrukci umožňující snadnou údržbu. Pohon válečků bude zajištěn pomocí řetězu (obr. 4). Nevýhodou je nutnost vyřešení posunutí tablaru alespoň o jednu rozteč válečků mimo výdejní okno nebo zabudování prvního válečku do výdejního okna, jak znázorňuje obrázek 4. Dalším problémem tohoto řešení je velká délka válečku cca tři metry, popřípadě uspořádání se dvěma kratšími vedle sebe a z toho plynoucí větší rozměry a hmotnost konstrukce. Použití válečkového podavače vyžaduje značné zásahy do konstrukce zařízení Logimat.



Obr. 4 Válečkový podavač

Řetězový podavač

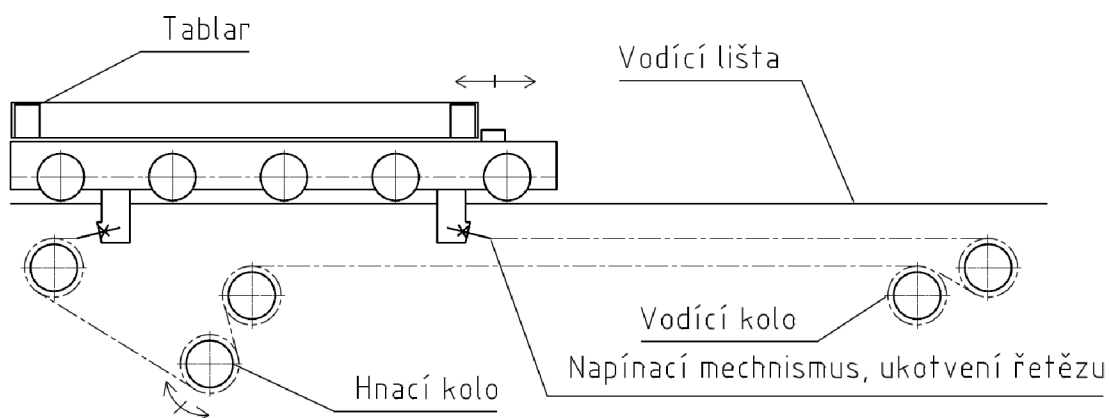
Použití nekonečného řetězu s unašečem řeší problém s vysunutím tablaru ven z výdejního okna (obr.5). Je použit stejný způsob vysunutí jako u zakladače. Dva řetězy budou umístěny pod bočními vodícími lištami podepřenými stojinami. Synchronizace pohybu je zajištěna pomocí jedné dlouhé hřídele sloužící k pohonu obou hnacích řetězových kol. Tato konstrukce má menší zástavbové rozměry, nachází se pouze na bocích stroje. Z toho vyplývá nutnost zajištění bezpečnosti obsluhy při vysouvání tablaru před Logimat. Kolizi unašeče s napínacím kolem bude zabráněno pomocí snímačů polohy a vhodného nastavení řízení pohybu. Na druhou stranu umožňuje obsluze dostat se k výdejnímu oknu. Nevýhodou je složitější konstrukce oproti válečkovému dopravníku. Výhodou je soulad se zbytkem zařízení, díky použití podobných prvků jako u systému Logimat. Hlavní nevýhodou je boční způsob nabírání tablaru, který vyžaduje rozšíření vzdálenosti mezi nosnými sloupy, což je nepřijatelné. Z toho důvodu bylo od této varianty upuštěno.



Obr. 5 Řetězový podavač s unašečem

Podavač s pojezdovým vozíkem

Provést přepracování původního řešení, jeho přizpůsobení výrobním možnostem závodu při snížení výrobních nákladů. Tablar je z elevátoru nasouván na dva vozíky umístěné po obou stranách výdejního okna Logimatu (obr.6). Ke kontaktu s tablařem dochází přes boční vodící lišty tablaru. Po jeho nasunutí je vozík i s tablařem uveden do pohybu a přejede do pozice před výdejní okno. Po ukončení manipulace s uloženým materiálem vozík zajede zpět do výdejního okna, do polohy, ze které může být tablar nabrán elevátorem. Pojezd vozíku je zajištěn pomocí konečného řetězu. Konce řetězu jsou zesponu připevněny pomocí šroubů na vozík, což umožňuje jeho snadné napínání pomocí matic. Synchronizace pohybu vozíků je zajištěna pomocí dlouhé hnací hřídele spojující pravou i levou část podavače.

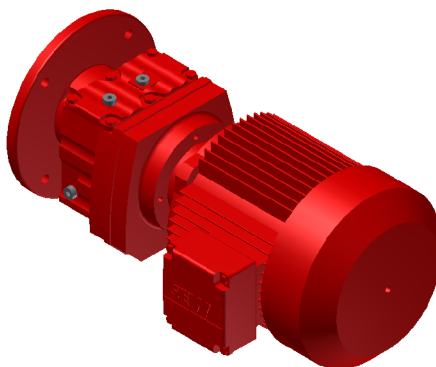


Obr. 6 Podavač s výsuvným vozíkem



3.1 VOLBA POHONU PODAVAČE

Pohonnou jednotkou podavače bude třífázový asynchronní motor s frekvenčním měničem a čelní převodovkou. Vše od společnosti SEW Eurodrive (obr.7). Frekvenční měnič zajistí plynulý rozběh a zastavení podavače pomocí nastavení změny vstupních otáček elektromotoru. Čelní převodovky vynikají svojí skvělou účinností přes 96%. Motor s převodovkou bude pracovat v režimu se střídavým dopředným a zpětným chodem. V případě zajištění bezpečnosti okolí podavače světelnou závorou bude motor spojen s její řídicí jednotkou k případnému zastavení.



Obr. 7 Elektromotor SEW s čelní převodovkou

3.2 ELEKTROINSTALACE- SNÍMAČE POLOHY

Kromě elektroinstalace spojené s pohonem elektromotoru a frekvenčního měniče jsou jednou z hlavních funkčních částí snímače polohy. Slouží k zajištění bezdotykového snímání polohy unašeče. Pro tento účel jsou vybrány indukčnostní snímače IME12-08NPSZCOK (obr. 8) od společnosti Sick ve variantě se snímací vzdáleností 8 mm. Vlastní snímač funguje na principu změny elektromagnetické indukce, kdy přiblížením nebo oddálením unašeče dojde ke změně indukčnosti cívky ve snímači, to vyvolá změnu proudu protékajícího snímačem. Tato změna je signálem udávajícím polohu snímače. V našem případě pouze informaci, jestli se plocha sloužící k detekci polohy vozíku nachází nebo nenachází v měřeném místě. Konkrétním řešením umístění snímačů se budeme blíže zabývat v kapitole 6.



Obr. 8 Indukčnostní snímač polohy IME12-08NPSZCOK [18]

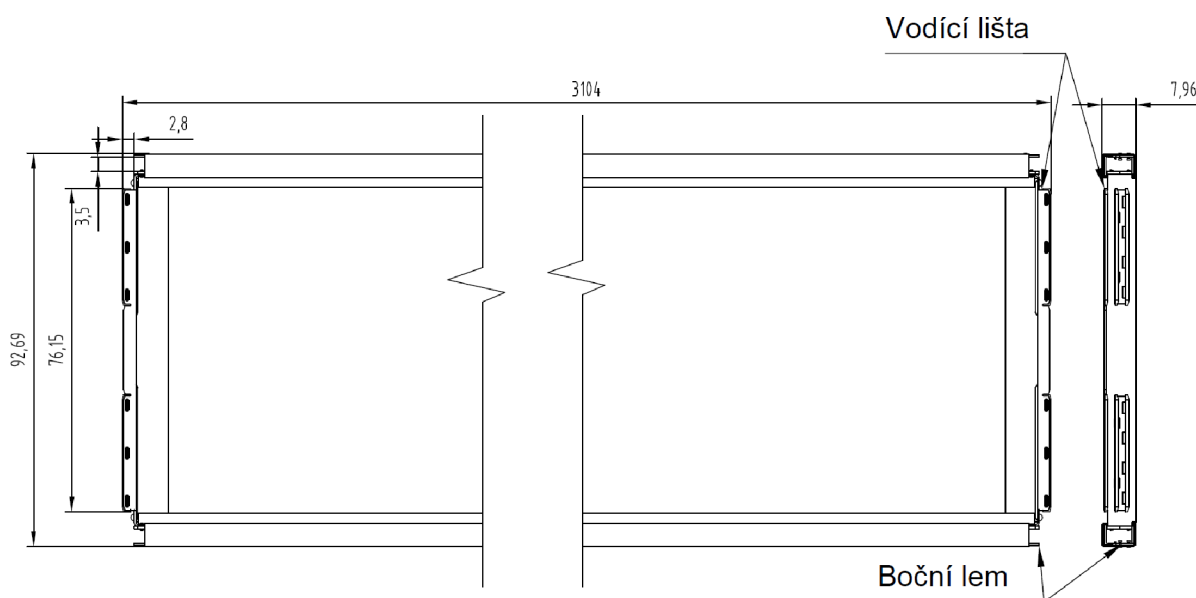


4 ANALÝZA KINEMATIKY POHYBU

V následující kapitole bude proveden detailní popis způsobu nabírání tablaru z výtahového zakladače neboli extraktoru na podavač a naopak a jeho zhodnocení. Nejprve je vhodné se seznámit se samotnou konstrukcí tablaru.

Tablar

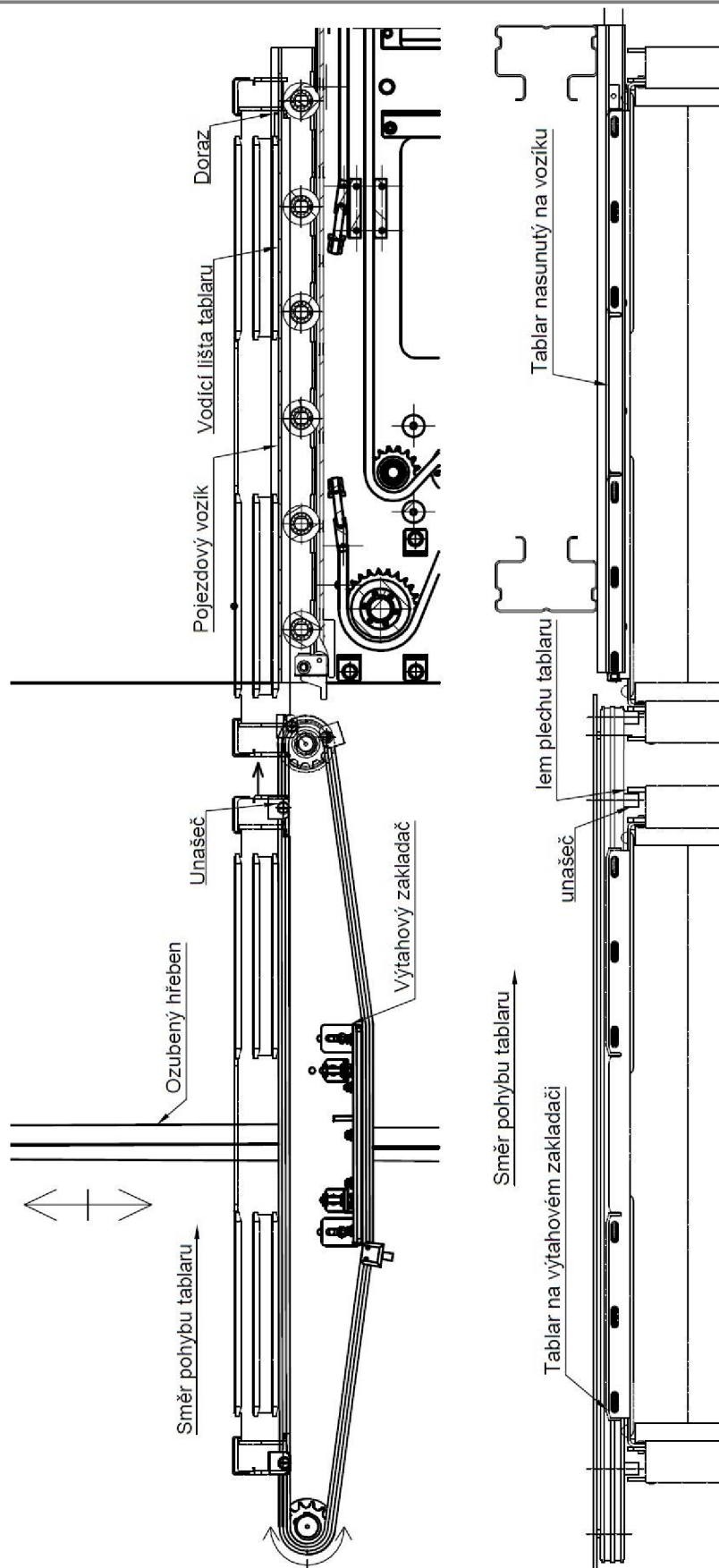
Výsuvná police neboli tablar je tvořena z ohýbaných plechů (obr.9). Vnitřní úložná plocha má rozměry 3000x800 mm. Jeho vnější rozměry jsou popsány na obrázku. Jeho nasouvání a vysouvání výtahovým zakladačem je realizováno pomocí plechu bočního lemu. Jeho nasunutí na pojezdové vozíky bude realizováno pomocí jeho vodících lišt s třecí plochou z kluzného plastu.



Obr. 9 Tablar

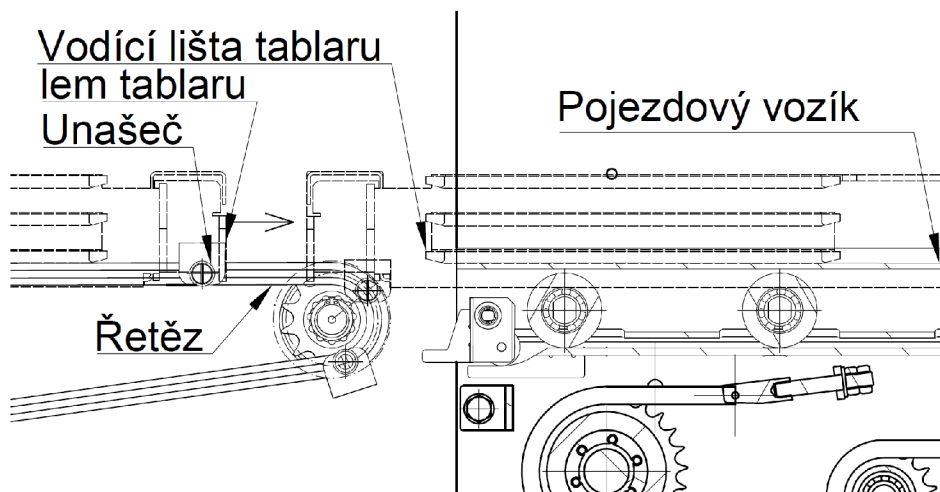
Nabírání tablaru na podavač

Popis pohybu tablaru mezi extraktorem a pojezdovým vozíkem je znázorněn na obrázku 10. Na extraktoru je tablar během jeho pohybu po ozubeném hřebenu zajištěn pomocí dvou unašečů dotýkajících se bočního lemu tablaru. Tento lem slouží jako kontaktní plocha tablaru s unašeči, které jsou umístěny na nekonečném řetězu. Změna směru pohybu řetězu je řešena reverzací jeho pohonu. Jejich prostřednictvím je umožněn pohyb tablaru na extraktoru. Když je v poloze u výdejního okna, je do něj tablar přes kontaktní plochy unašečí vytlačen. Současně je ve výdejním okně přes své boční vodící lišty tablar nasouván na horní část pojezdových vozíků umístěných po jeho obou stranách. Mezi vodícími lištami a lemem tablaru je dostatečná mezera, díky které nedochází při pohybu tablaru z podavače na extraktor a naopak ke vzájemným kolizím. Detailní pohled na unašeč a lem tablaru je uveden na obrázku 11.



Obr. 10 Schéma pohybu tablaru z výtahu na vozík pohled z boku a seshora

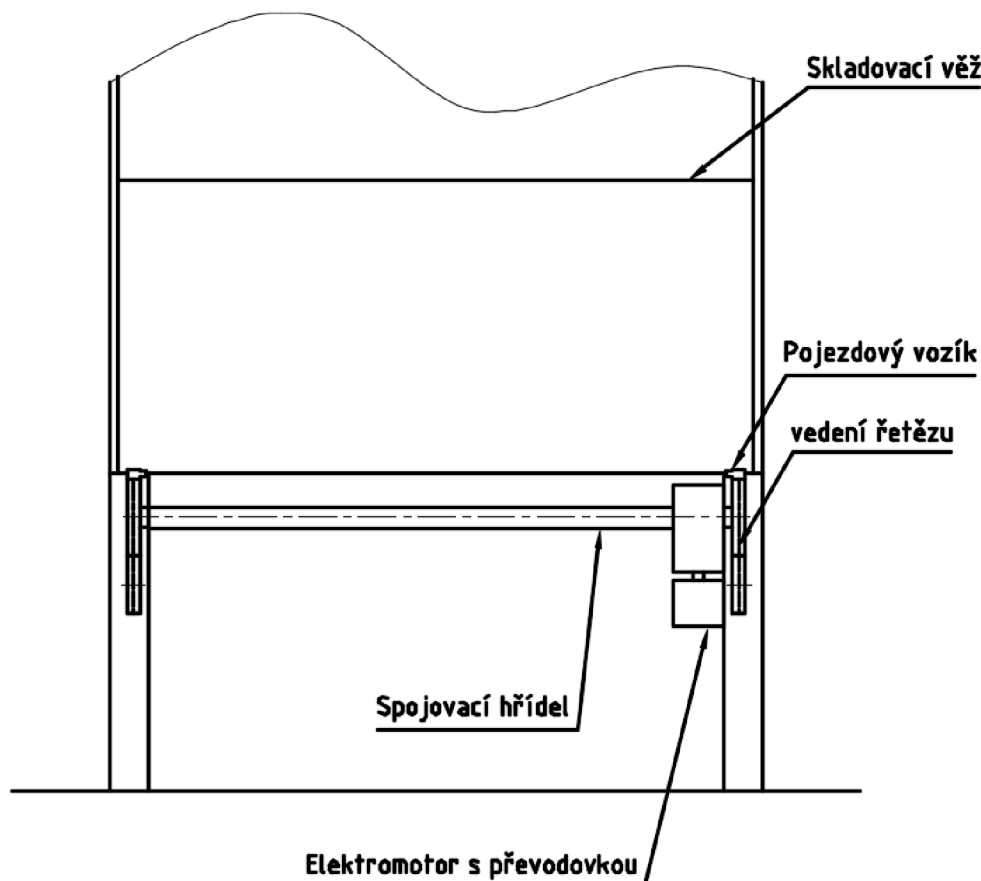
Způsob nabírání tablaru na pojezdové vozíky má při srovnání s ostatními možnými koncepcemi podavače nejmenší zástavbové rozměry. Navíc vzhledem k použité kontaktní ploše vozíku s tablarem přes boční vodící lišty z kluzného plastu je dosaženo minimálního vzájemného opotřebení součástí při smýkání.



Obr. 11 Detail způsobu posunutí tablaru z extraktoru na vozík, pohled z boku

5 KONSTRUKCE PODAVAČE S POJEZDOVÝMI VOZÍKY

Návrh podavače se skládá z vyřešení konstrukce jeho jednotlivých členů (obr. 12). Níže jsou uvedeny jeho hlavní části s krátkým popisem jejich funkce a jejich možného konstrukčního řešení.



Obr. 12 Uspořádání podavače s pojezdovými vozíky, pohled zepředu

Návrh řetězu a řetězových kol

Řetěz bude navržen jako válečkový, obvodová rychlost řetězu je shodná s požadovanou rychlostí posuvu tablaru. Bude zvolen vhodný převodový poměr mezi hnacími a hnanými koly řetězu a jejich rozměry s ohledem na prostorové možnosti stroje. Dále bude nutné provést kontrolní pevnostní výpočet celého řetězového převodu. Jedním z hlavních problémů řetězových převodů je jeho napínání, které bude v rámci jeho návrhu vyřešeno přímo na upevnění řetězu k pojezdovému vozíku.

Návrh pojezdového vozíku

Pojezdový vozík musí být pevně spojen s hnacím řetězem, který je jeho prostřednictvím uváděn do pohybu. Při pohybu na něho působí síla nutná k uvedení poloviny plně zatíženého tablaru do pohybu. K řetězu bude připojen přes vidlice se závitovou dírou spojené s vozíkem pomocí závrtného šroubu přes dvě kontramatice s podložkou. Je nutné provést pevnostní výpočet jednotlivých částí spojení s řetězem. Dále budou navrženy rolny sloužící k pojezdu vozíku.



Ložiska

Volba ložisek k jednotlivým řetězovým kolům.

Spojovací hřídel

Konstrukce hlavní hnací hřídele. Její pomocí jsou poháněny obě strany podavače zároveň, z toho plyne její značná délka. Bude nutné provedení její pevnostní kontroly na krut a ohyb. Volba vhodných ložisek schopných vyrovnat nesouosost na jejich koncích.

Pohon podavače

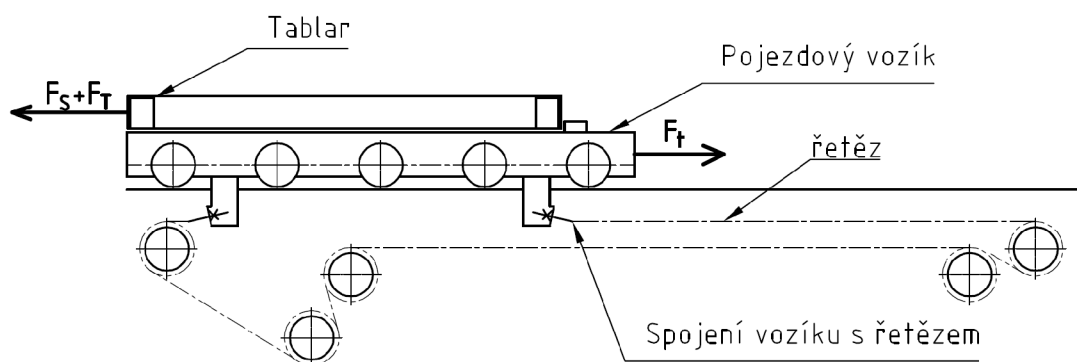
Bude provedena konečná volba a kontrola hlavního pohonu, splňující parametry získané při návrhu předchozích částí stroje. Bude záviset na volbě řetězového převodu, velikosti všech pohyblivých částí podavače a jejich odporu proti pohybu.

Rám

Návrh rámu podavače a jeho stojin. Na horní části rámu bude připevněna vodící pojezdová lišta z plechu se zaručenou svařitelností, sloužící k vedení pojezdového vozíku s tablařem při pohybu. Bude provedena kontrola svarku bočnice rámu s vedením pomocí metody konečných prvků a kontrola stojin na vzpěr. Dále bude provedena volba vhodného zakrytování pohybujících se částí podavače z ohýbaných plechů. Rám podavače bude navržen z plechů a normalizovaných profilů.

5.1 NÁVRH ŘETĚZU A ŘETĚZOVÝCH KOL

Nejprve je třeba provést rozbor silového působení (obr.13). Řetěz bude pracovat ve střídavém režimu, kdy bude neustále měnit směr pohybu. Největší namáhání působí na řetěz v místě připevnění k pojezdovému vozíku. Síla F_T vyvolaná tablařem při jeho nasouvání na vozík je rovnoběžná s tažnou silou řetězu F_t . V té je zahrnuta třecí složka F_T způsobená třením bočních vodících lišt tablaře z otěruvzdorného plastu po horní části ocelového pláště vozíku a síla F_s nutná k uvedení břemena do pohybu. Jsou největší v okamžiku rozběhu, kdy musíme uvést těleso do pohybu, to znamená překonat třecí sílu se statickým koeficientem tření.



Obr. 13 Rozbor sil působících na řetěz

Hodnoty ze zadání použité pro výpočet základního silového působení.

$$v=0,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$
$$m_1=700 \text{ kg}$$

rychlost pohybu tablaře
hmotnost nákladu na tablaře



$m_2=60 \text{ kg}$	hmotnost tablaru
$a=0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	zrychlení nebo zpomalení tablaru
$g=9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$	gravitační zrychlení
$f=0,2 \text{ [-]}$	součinitel smykového tření (určen dle pokynů zadavatele)

Celková hmotnost

$$m_c = m_1 + m_2 = 700 + 60 = 760 \text{ kg} \quad (1)$$

Tíhová síla

$$G_1 = m_c \cdot g = 760 \cdot 9,81 = 7453 \text{ N} \quad (2)$$

Normálová síla

$$N_1 = G_1 = 7453 \text{ N} \quad (3)$$

Rovnováha sil v ose y

$$\sum F_y = G_1 + N_1 = 0 \quad (4)$$

Třecí síla

$$F_T = N_1 \cdot f = 7453 \cdot 0,2 = 1491 \text{ N} \quad (5)$$

Síla vznikající při rozběhu tablaru

$$F_S = m_c \cdot a = 760 \cdot 0,8 = 608 \text{ N} \quad (6)$$

Rovnováha sil na ose x

$$\sum F_x = F_t - F_T - F_S = 0 \Rightarrow F_t \quad (7)$$

Tažná síla řetězu

$$F_t = F_T + F_S = 1491 + 608 = 2099 \text{ N} \quad (8)$$

Počet zubů řetězových kol

Kvůli zástavbovým rozměrům, po konzultaci se zadavatelem a přihlédnutím k původnímu řešení je zvolen počet zubů kol následovně:

$z_1=13 \text{ [-]}$	počet zubů pastorku
$z_2=16 \text{ [-]}$	počet zubů vodících kol



$z_3=25$ [-] počet zubů hnaného kola

Účinnost řetězového převodu

Při účinnosti převodu na jednom soukolí 98,5% klesá účinnost na jednom ozubeném kole o 100-98,5=1,5 %. Při počtu 5-ti řetězových kol bude účinnost převodu:

$$\eta_1 = 1 - 0,015 \cdot 5 = 0,925 \quad (9)$$

Výkon přenášený jedním řetězem

$$P_R = \frac{F_t \cdot v}{2 \eta_1} = \left(\frac{m_c \cdot g \cdot f}{2} + \frac{m_c \cdot a}{2} \right) \cdot \frac{v}{\eta_1}$$
$$P_R = \left(\frac{760 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{2} + \frac{760 \cdot 0,8}{2} \right) \cdot \frac{0,4}{0,925} \quad (10)$$
$$P_R = 453,75 \text{ W}$$

v	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu tablaru
m_c	[kg]	celková hmotnost břemene
$f=0,2$	[-]	součinitel smykového tření (určen dle pokynů zadavatele)
a	[m·s ⁻²]	zrychlení nebo zpomalení tablaru
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
F_t	[N]	tažná síla v řetězu

Převodové číslo mezi vodícím kolem a pastorkem

$$i_2 = \frac{z_2}{z_1} \quad (11)$$
$$i_2 = \frac{16}{13}$$
$$i_2 = 1,231$$

Převodové číslo mezi hnaným kolem a pastorkem

$$i_3 = \frac{z_3}{z_1} \quad (12)$$
$$i_3 = \frac{25}{13}$$
$$i_3 = 1,923$$



5.1.1 Návrh řetězu

Jako hlavní pohon podavače byl zvolen válečkový řetěz kvůli nízkým nárokům na údržbu a schopnosti přenášet velké výkony. Je zvolen jako dvouřadý v provedení 8B od společnosti ŘETĚZY VAMBERK [10]. Výpočet je proveden podle ČSN 02 3311 [1] za pomoci literatury [4].

$p=12,7$ mm	rozteč řetězu
$F_{pt}=32000$ N	síla při přetržení řetězu
$m_f=1,35$ kg·m ⁻¹	hmotnost jednoho metru řetězu
$S=100$ mm ²	plocha kloubu řetězu
$d_1=8,51$ mm	průměr válečku řetězu
$e=13,92$ mm	vzdálenost mezi řadami řetězu
$b_1=7,75$ mm	vnitřní šířka řetězu

Součinitel mazání

Vzhledem k nízké četnosti používání stroje zařízení pracuje pouze několikrát za směnu a při dostatečném tukovém mazání je zvolen součinitel mazání [8; str.6]:

$$\mu=1$$

Součinitel rázu

Zvolen z literatury [8; str. 7], protože se jedná o zařízení pro kusovou dopravu, volím:

$$Y=2$$

Součinitel výkonu

Závisí na počtu zubů pastorku $z_1=13$ a převodovém čísle $i_1=1,23$, jeho hodnota je určena pomocí lineární interpolace z tabulky z literatury [8, str 6]

$$\chi=0,39$$

Součinitel provedení řetězu

zvolen podle tabulky z literatury [8, str. 6]

$$\varphi=1$$

Diagramový výkon řetězu

$$P_D = \frac{P_R}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} [kW]$$

$$P_D = \frac{453,76}{0,39 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$P_D = 1,163 kW$$

P_R [W] Výkon přenášený jedním řetězem

(13)



Po srovnání výsledku s diagramem z literatury [8, str. 5], je odečten a následně zvolen řetěz 8B.

5.1.2 Kontrola řetězu

Otáčky pastorku

Předběžný výpočet otáček pastorku nutný k pozdějšímu stanovení pohonné jednotky.

$$n_p = \frac{v}{p \cdot z_1}$$
$$n_p = \frac{0,4 \cdot 60000}{12,7 \cdot 13} \quad (14)$$
$$n_p = 145,4 \text{ min}^{-1}$$

v	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu tablaru
z ₁	[-]	počet zubů pastorku
p	[mm]	rozteč řetězu

Průměr roztečné kružnice pastorku

$$D_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} [mm]$$
$$D_1 = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)} \quad (15)$$
$$D_1 = 53,07 \text{ mm}$$

Rychlost řetězu

Jeho rychlost by měla být shodná s rychlostí pohybu tablaru. Ta má hodnotu v=0,4 m Z jejich vzájemného porovnání plyne, že řetěz vyhovuje.

$$v_{\tilde{r}} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60000} [m \cdot s^{-1}]$$
$$v_{\tilde{r}} = \frac{\pi \cdot 53,07 \cdot 145,4}{60000} \quad (16)$$
$$v_{\tilde{r}} = 0,401 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$



Obvodová síla řetězu

$$F_o = \frac{P_R}{v_f} [N]$$
$$F_o = \frac{453,75}{0,4}$$
$$F_o = 1131 N$$
(17)

Odstředivá síla na obvodu pastorku

$$F_C = m_f \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \omega_1^2 = m_f \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_p}{30} \right)^2 [N]$$
$$F_C = 1,35 \cdot \frac{0,05307}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 145,5}{30} \right)^2$$
$$F_C = 8,316 N$$

ω_1 [rad·s⁻¹] úhlová rychlost kola pastorku

(18)

Tahová složka síly způsobená tíhou volné větve řetězu

Pro tento výpočet byla určena nejdelší vzdálenost mezi jednotlivými oporami vedení řetězu. Její hodnota $A=320$ mm. Dále je nutné určit maximální průhyb řetězu $y=0,01 \cdot A=3,20$ mm.

$$F_m = \frac{m_f \cdot A^2 \cdot g}{8 \cdot y} [N]$$
$$F_m = \frac{1,35 \cdot 0,32^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,0032}$$
$$F_m = 66,195 N$$
(19)

Výsledný tah v řetězu

$$F_1 = F_o + F_C + F_m [N]$$
$$F_1 = 1131 + 8,316 + 66,195$$
$$F_1 = 1205,5 N$$
(20)

Kontrola proti přetržení řetězu

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{F_{pl}}{F_1} = \frac{32000}{1205,5} = 26,55$$
$$k_s \geq 7 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$
(21)



F_{pt}	[N]	síla při přetržení řetězu
F_1	[N]	výsledná síla v tahu řetězu

Součinitel dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_{pt}}{F_1 \cdot Y} \quad (22)$$

$$k_D = \frac{32000}{1205,5 \cdot 2} \quad (22)$$

$$k_D = 13,273$$

$$k_D \geq 5 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Y	[-]	Součinitel rázu
---	-----	-----------------

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

Tažná síla je přenášena kontaktní plochou kloubu článku řetězu. K provedení její kontroly je nutné stanovit následující parametry:

Směrný tlak v kloubu

Je stanoven pomocí lineární aproximace z tabulky z literatury [8, str.11]

$$p_s = 23,08 \text{ MPa}$$

Činitel tření

Určen lineární aproximací z tabulky z literatury [8, str.11]

$$\lambda = 0,716$$

Výpočtový tlak

$$p_v = \frac{F_1}{S} [\text{MPa}] \quad (23)$$

$$p_v = \frac{1205,5}{0,001} \quad (23)$$

$$p_v = 12,055 \text{ MPa}$$

S	[mm ²]	kontaktní plocha kloubu
F_1	[N]	výsledná síla v tahu řetězu

Dovolený tlak v kloubu

$$p_D = \lambda \cdot p_s [\text{MPa}]$$

$$p_D = 0,716 \cdot 23,08 \quad (24)$$

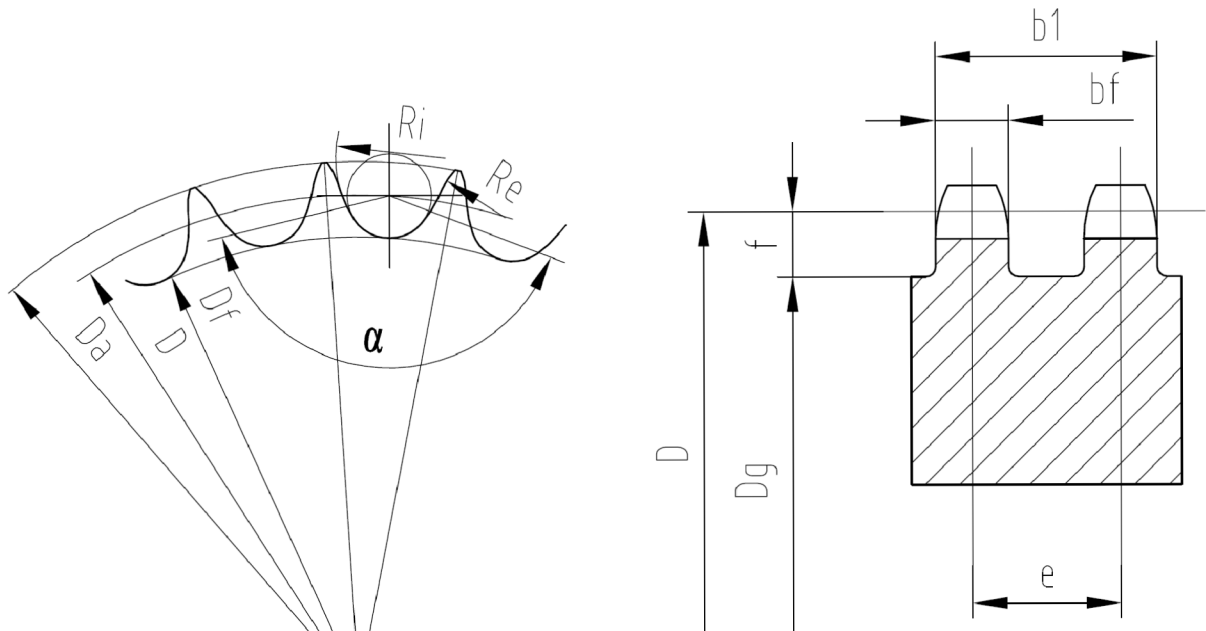
$$p_D = 16,525 \text{ MPa}$$

$$p_D \geq p_v \Rightarrow 16,525 \text{ MPa} \geq 8 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



5.1.3 Stanovení rozměrů řetězových kol

V této kapitole jsou uvedeny výpočty rozměrů kol (obr. 14) pro dvouřadý článkový řetěz. Tyto výpočty jsou provedeny podle ČSN 01 4811 z literatury [3, str. 563; 564].



Obr. 14 Rozměry řetězových kol

Kolo pastorku

Průměr patní kružnice

$$D_{f1} = D_1 - d_1 \text{ [mm]}$$

$$D_{f1} = 53,07 - 8,51 \tag{25}$$

$$D_{f1} = 44,56 \text{ mm}$$

D_1 [mm] roztečná kružnice pastorku

d_1 [mm] průměr válečku řetězu

Průměr hlavové kružnice

$$D_{a1} = D_1 + 0,5 \cdot d_1 \text{ [mm]}$$

$$D_{a1} = 53,07 + 0,5 \cdot 8,51 \tag{26}$$

$$D_{a1} = 57,32 \text{ mm}$$

Poloměr dna zubní mezery

$$R_i = 0,505 \cdot d_1 \text{ [mm]}$$

$$R_i = 0,505 \cdot 8,51 \tag{27}$$

$$R_i = 4,298 \text{ mm}$$



Úhel otevření

$$\alpha_1 = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} [mm]$$
$$\alpha_1 = 120^\circ - \frac{90^\circ}{13}$$
$$\alpha_1 = 113^\circ$$

z_1 [-] počet zubů pastorku

Poloměr boku zubu

$$R_{e1} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_1 + 2) [mm]$$
$$R_{e1} = 0,12 \cdot 8,51 \cdot (13 + 2)$$
$$R_{e1} = 15,318 \text{ mm}$$

Šířka věnce řetězového kola

$$b_{11} = 1,5 \cdot b_1 + e [mm]$$
$$b_{11} = 1,5 \cdot 7,75 + 13,92$$
$$b_{11} = 25,55 \text{ mm}$$

b_1 [mm] vnitřní šířka řetězu
 e [mm] vzdálenost mezi řadami řetězu

Vodící řetězové kolo

Roztečná kružnice vodícího kola

$$D_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} [mm]$$
$$D_2 = \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180}{16}\right)}$$
$$D_2 = 65,10 \text{ mm}$$

z_2 [-] počet zubů vodícího kola

Průměr patní kružnice

$$D_{f2} = D_2 - d_1 [mm]$$
$$D_{f2} = 65,10 - 8,51$$
$$D_{f2} = 56,59 \text{ mm}$$



Průměr hlavové kružnice

$$\begin{aligned}D_{a2} &= D_2 + 0,5 \cdot d_1 \text{ [mm]} \\D_{a2} &= 65,10 + 0,5 \cdot 8,51 \\D_{a2} &= 69,36 \text{ mm}\end{aligned}\tag{33}$$

Úhel otevření

$$\begin{aligned}\alpha_2 &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_2} \text{ [mm]} \\ \alpha_2 &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{16} \\ \alpha_2 &= 114,375^\circ\end{aligned}\tag{34}$$

Poloměr boku zubu

$$\begin{aligned}R_{e2} &= 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_2 + 2) \text{ [mm]} \\ R_{e2} &= 0,12 \cdot 8,51 \cdot (16 + 2) \\ R_{e2} &= 18,38 \text{ mm}\end{aligned}\tag{35}$$

Řetězové kolo spojovací hřídele

Roztečná kružnice kola spojovací hřídele

$$\begin{aligned}D_3 &= \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z_3}\right)} \text{ [mm]} \\ D_3 &= \frac{12,7}{\sin\left(\frac{180}{25}\right)}\end{aligned}\tag{36}$$

$$D_3 = 101,33 \text{ mm}$$

z_3 [-] počet zubů kola spojovací hřídele

Průměr patní kružnice

$$\begin{aligned}D_{f3} &= D_3 - d_1 \text{ [mm]} \\ D_{f3} &= 101,33 - 8,51 \\ D_{f3} &= 92,82 \text{ mm}\end{aligned}\tag{37}$$



Průměr hlavové kružnice

$$\begin{aligned}D_{a3} &= D_3 + 0,5 \cdot d_1 \text{ [mm]} \\D_{a3} &= 101,33 + 0,5 \cdot 8,51 \\D_{a3} &= 105,59 \text{ mm}\end{aligned} \tag{38}$$

Úhel otevření

$$\begin{aligned}\alpha_3 &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_3} \text{ [mm]} \\ \alpha_3 &= 120^\circ - \frac{90^\circ}{25} \\ \alpha_3 &= 116,4^\circ\end{aligned} \tag{39}$$

Poloměr boku zubu

$$\begin{aligned}R_{e3} &= 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_3 + 2) \text{ [mm]} \\ R_{e3} &= 0,12 \cdot 8,51 \cdot (25 + 2) \\ R_{e3} &= 27,57 \text{ mm}\end{aligned} \tag{40}$$

Počet článků a délka řetězu

Délka řetězu na pravé i levé straně byla stanovena pomocí programu AutoCad 2D. Na pravé straně bočnice má řetěz délku $L_P=3554,56$ mm, na levé $L_L=3356,44$ mm. Počet článků řetězu musí vycházet jako sudý z důvodu nutnosti připojení řetězu k vozíku podavače.

Řetěz pravé bočnice

$$\begin{aligned}X_p &= \frac{L_p}{p} \text{ [-]} \\ X_p &= \frac{3554,56}{12,7} \\ X_p &= 279,89 = 280 \text{ článků}\end{aligned} \tag{41}$$

p [mm] rozteč řetězu

Řetěz levé bočnice

$$\begin{aligned}X_L &= \frac{L_L}{p} \text{ [-]} \\ X_L &= \frac{3356,44}{12,7} \\ X_L &= 264,3 = 264 \text{ článků}\end{aligned} \tag{42}$$



5.2 VOLBA MOTORU A PŘEVODOVKY

Jak již bylo zmíněno výše, dodavatelem hlavní pohonné jednotky byla zvolena společnost SEW-EURODRIVE. K pohonu má sloužit převodový motor. Musí dodávat dostatečný výkon pro pohyb obou pojezdových vozíků a k překonání odporů proti pohybu všech pohyblivých součástí. Abychom ho mohli od výrobce vhodně zvolit, je třeba znát následující parametry:

Otáčky pastorku

$n_p=145,4 \text{ min}^{-1}$ byly vypočteny v rovnici 14.

Výkon potřebný pro posuv tablaru

$$P = P_R \cdot 2 [W]$$

$$P = 453,75 \cdot 2 \quad (43)$$

$$P = 907,51 W$$

P_R [W] Výkon přenášený jedním řetězem

Minimální krouticí moment převodovky

$$P = M_{k \min} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_p \Rightarrow M_{k \min} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} [N.m]$$

$$M_{k \min} = \frac{907,5 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 145,4} \quad (44)$$

$$M_{k \min} = 59,6 N.m$$

Po srovnání vypočtených požadavků s katalogem výrobce byl zvolen převodový motor RF37DT90S4/BMG

Parametry elektromotoru

$P_m=1,1 \text{ kW}$	Výkon elektromotoru
$n_m=1400 \text{ min}^{-1}$	Otáčky elektromotoru
$M_{k_m}=7,5 \text{ N}\cdot\text{m}$	Krouticí moment elektromotoru
$J_m=0,0028 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	Moment setrvačnosti rotujících hmot elektromotoru

Parametry převodovky

$n_1=148 \text{ min}^{-1}$	Výstupní otáčky převodovky
$M_{k_1}=71 \text{ N}\cdot\text{m}$	Výstupní krouticí moment převodovky
$i_{př}=9,47$	Převodové číslo převodovky
$M_{k_{max}}=170 \text{ N}\cdot\text{m}$	Maximální přípustný moment na výstupu převodovky
$\eta_p=0,94$	Účinnost převodovky



5.3 KONTROLA MOTORU

Elektromotor je třeba zkontrolovat na rozběh, zdali je schopný překonat odpor všech hmot proti pohybu. Z toho důvodu je nutné před samotnou kontrolou pohonné jednotky provést návrh dlouhého spojovací hřídele.

5.3.1 Spojovací hřídel

Slouží k přenosu pohybu na druhý vozík a zajištění jejich synchronizace. Krouticí moment je přenášen prostřednictvím řetězových kol upevněných na jejich obou koncích. Kvůli možným nepřesnostem při montáži řetězu a kol na hřídeli musíme počítat s jistým vzájemným natočením konců hřídele proti sobě. Po konzultaci se zadavatelem budeme předpokládat, že odchylka polohy článků řetězu mezi oběma stranami podavače se bude pohybovat okolo $\delta=1,7$ mm.

$\delta=1,7$ mm odchylka polohy článků řetězu
 $G=80\,000$ MPa modul pružnosti ve smyku oceli CF53

Krouticí moment na spojovací hřídeli

$$Mk_3 = Mk_1 \cdot i_3 \quad [N \cdot m] \tag{45}$$

$$Mk_3 = 71 \cdot 1,923$$

$$Mk_3 = 136,53 \text{ N} \cdot m$$

Mk_1 [N·m] výstupní krouticí moment převodovky
 i_3 [-] převodové číslo mezi hnaným kolem a pastorkem

Maximální natočení konců hřídele

$$\varphi_{\max} = \frac{2 \cdot \delta}{D_3} \quad [rad] \tag{46}$$

$$\varphi_{\max} = \frac{2 \cdot 1,7}{101,33}$$

$$\varphi_{\max} = 0,034$$

D_3 [mm] roztečná kružnice řetězového kola spojovací hřídele

Volba rozměrů hřídele

Hřídel je navržena z plného dlouhého materiálu, bez vrubů a osazení. Bude nakoupena jako polotovár broušené vodící tyče od společnosti T.E.A. TECHNIK s.r.o. [12]. Tyto tyče jsou dodávány z kalené oceli CF53 (ČSN 12 051) s tvrdostí povrchu 62 HRC v toleranci h6. Její rozměry jsou zvoleny následovně:

$d_{hr}=30$ mm průměr spojovací hřídele
 $l_{hr}=3092$ mm délka spojovací hřídele



Polární moment průřezu hřídele

$$J_p = \frac{\pi \cdot d_{hř}^4}{32} \quad (47)$$
$$J_p = \frac{\pi \cdot 30^4}{32}$$
$$J_p = 7,952 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

Úhel vzájemného natočení konců hřídele

$$\varphi_{hř} = \frac{L_{hř} \cdot \frac{Mk_3}{2}}{G \cdot J_p} [\text{rad}] \quad (48)$$
$$\varphi_{hř} = \frac{3092 \cdot \frac{136,53 \cdot 1000}{2}}{80000 \cdot 7,952 \cdot 10^4}$$
$$\varphi_{hř} = 0,033 \text{ rad}$$

Při porovnání se stanoveným maximálním dovoleným natočením konců hřídele navržený průměr vyhovuje.

$$\varphi_{hř} \leq \varphi_{\max}$$

$$0,033 \leq 0,034$$

Určení hmotnosti spojovací hřídele

Hřídel je z materiálu CF53 (12051). Hmotnost na metr délky tyče o průměru 30 mm z této oceli odpovídá z literatury [6, str 216] hodnotě $m_L = 5,549 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$.

$$m_{hř} = L_{hř} \cdot m_L [N] \quad (49)$$
$$m_{hř} = 3,092 \cdot 5,549$$
$$m_{hř} = 17,158 \text{ kg}$$

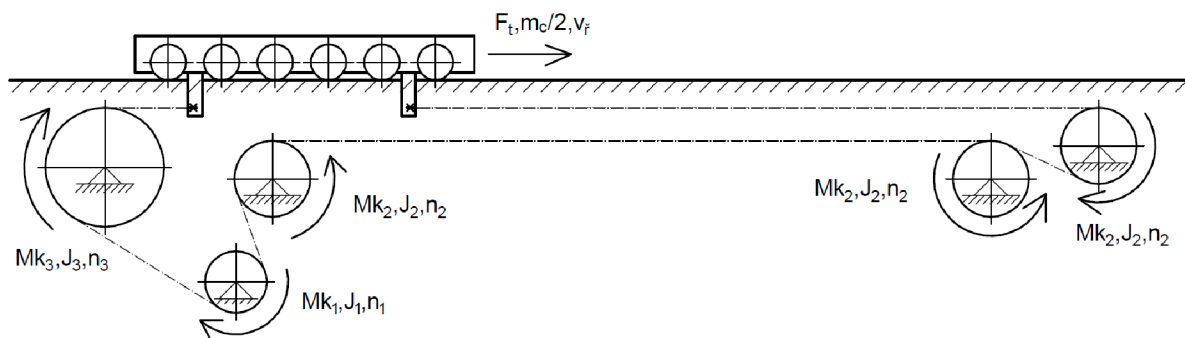
Moment setrvačnosti spojovací hřídele

$$J_{hř} = \frac{m_{hř} \cdot d_{hř}^2}{2} \quad (50)$$
$$J_{hř} = \frac{17,158 \cdot 0,030^2}{2}$$
$$J_{hř} = 7721,1 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

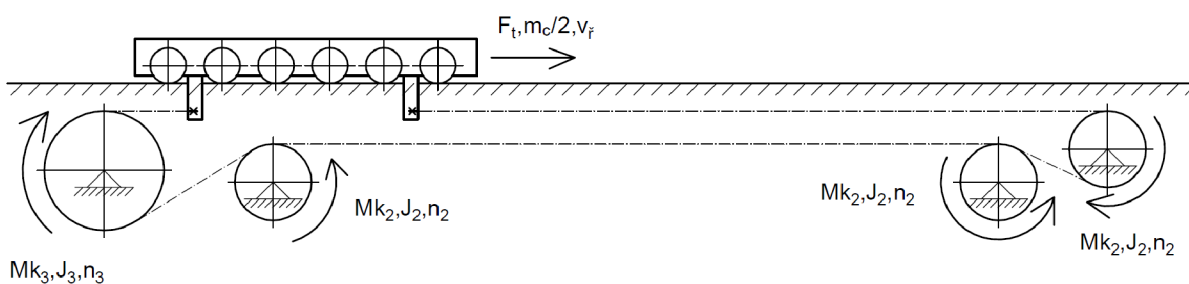
5.3.2 Ekvivalentní moment setrvačnosti

K provedení kontroly pohonné jednotky je třeba stanovit momenty setrvačnosti jednotlivých pohybujících se součástí. Z nich je pomocí metody redukce stanoven ekvivalentní moment setrvačnosti celé soustavy podavače. Vzájemný pohyb těles je znázorněn na kinematických schématech obrázků 15, 16. Metoda redukce je vztažena na těleso 1. Hodnoty momentů setrvačnosti jsou stanoveny za pomoci programu Autodesk Inventor.

$J_3=754,8 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$	Moment setrvačnosti rotujících hmot řetězového kola spojovací hřídele
$J_2=409 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$	Moment setrvačnosti rotujících hmot vodícího řetězového kola
$J_1=82,6 \text{ kg}\cdot\text{mm}^2$	Moment setrvačnosti řetězového kola pastorku
$m_v=6,7 \text{ kg}$	Hmotnost pojezdového vozíku



Obr. 15 Kinematické schéma pravé strany podavače



Obr. 16 Kinematické schéma levé strany podavače

Rovnice kinematických vazeb

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

$$v_{\dot{r}} = \frac{D_1 \cdot \omega_1}{2} \Rightarrow \frac{v_{\dot{r}}^2}{\omega_1^2} = \left(\frac{D_1}{2}\right)^2 \quad (51)$$

$$\omega_2 = i_2 \cdot \omega_1 \Rightarrow \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} = i_2^2 \quad (52)$$

$$\omega_3 = i_3 \cdot \omega_1 \Rightarrow \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} = i_3^2 \quad (53)$$



Vyjádření a výpočet ekvivalentního momentu setrvačnosti

$$\begin{aligned}
E_e &= E_k \\
\frac{1}{2} \cdot J_e \cdot \omega_1^2 &= \\
&= \frac{1}{2} [2(J_3 + J_{hr}) \cdot \omega_3^2 + 6 \cdot J_2 \cdot \omega_2^2 + (J_m + J_1) \cdot \omega_1^2 + (m_c + 2 \cdot m_v) \cdot v_{\dot{r}}^2 + (L_L + L_p) \cdot m_{\dot{r}} \cdot v_{\dot{r}}^2] \\
J_e &= 2 \cdot (J_3 + J_{hr}) \cdot i_3^2 + 6 \cdot J_2 \cdot i_2^2 + (J_m + J_1) + (m_c + 2 \cdot m_v) \cdot \frac{D_1^2}{4} + (L_L + L_p) \cdot m_{\dot{r}} \cdot \frac{D_1^2}{4} \quad (54)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_e &= 2 \cdot (754,8 + 7721,1) \cdot 1,92^2 + 6 \cdot 409 \cdot 1,23^2 + (2,8 + 82,6) + (760 + 2 \cdot 6,7) \cdot \frac{53,07^2}{4} + \\
&+ (3356,44 + 3554,56) \cdot \frac{1,35}{1000} \cdot \frac{53,07^2}{4}
\end{aligned}$$

$$J_e = 5,918 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

D_1	[mm]	roztečná kružnice pastorku
J_m	[kg·m ²]	moment setrvačnosti rotujících hmot elektromotoru
$m_{\dot{r}}$	[kg·m ⁻¹]	hmotnost jednoho metru řetězu

Ekvivalentní moment redukováný na otáčky motoru

$$\begin{aligned}
J_x &= J_e \cdot \left(\frac{n_1}{n_m} \right)^2 \\
J_x &= 5,918 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{148}{1400} \right)^2 \quad (55)
\end{aligned}$$

$$J_x = 6616,7 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Faktor zrychlení hmot

$$\begin{aligned}
f_z &= \frac{J_x}{J_m} \\
f_z &= \frac{6616,7}{2,8 \cdot 10^3} \quad (56)
\end{aligned}$$

$$f_z = 2,36 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

Stanovení provozního faktoru

Podavač je během pracovní směny používán jen zřídka několikrát za směnu. Je konstruován pouze jako přídavné zařízení ve skladech v lehčích provozech. Je počítáno s maximálně 100 pracovními cykly za hodinu. Faktor zrychlení hmot má hodnotu $f_z \leq 3,0$, takže odečítáme z křivky II. Proto z grafu z literatury [11, str. 50] volím provozní faktor pro 16-ti hodinové směny $f_b = 1,45$.

Kontrola maximálního přípustného momentu

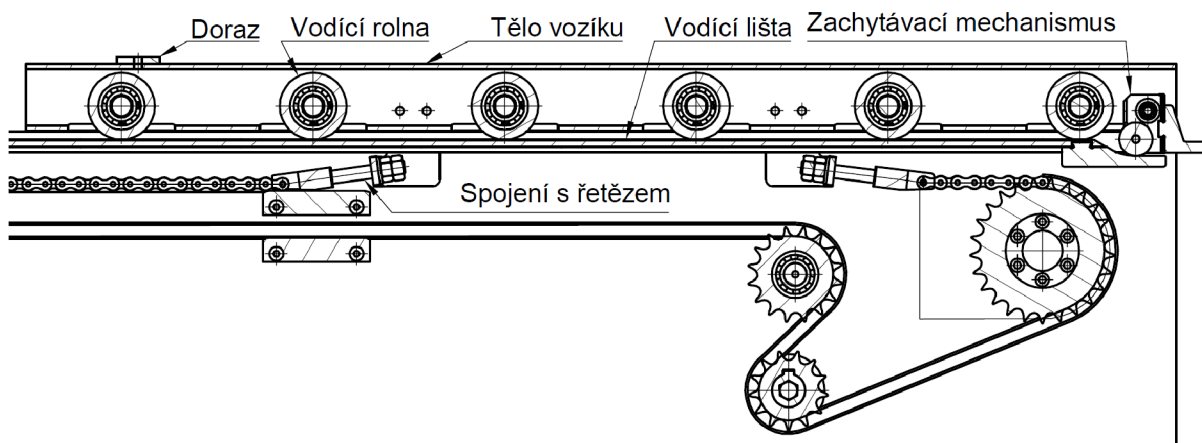
$$\begin{aligned}
 Mk_{\max} &\geq f_b \cdot Mk_{\min} \\
 170 &\geq 1,45 \cdot 59,6 \\
 170 &\geq 86,42 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{57}$$

Maximální výstupní moment na převodovce

$$\begin{aligned}
 Mk_{1\max} &= \frac{Mk_{\max}}{i_p \cdot \eta_p} \\
 Mk_{1\max} &= \frac{Mk_{\max}}{0,94 \cdot 9,47} \\
 Mk_{1\max} &= 9,71 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{58}$$

5.4 NÁVRH VOZÍKU

Hlavním konstrukčním prvkem podavače je pojezdový vozík (obr.17), na který je tablar přes jeho boční vodící lišty z výtahu nasunut. Je nasouván na jeho vrchní plášť po doraz vozíku. Přitom musí překonat odpor tření mezi materiálem vodící lišty tablaru a pláštěm vozíku, což bylo vypočteno v úvodu v rovnici 5. Pohyb vozíku je umožněn pomocí pojezdových roln, které pojíždějí po vodící liště tablaru. Síla uvádějící vozík do pohybu je na vozík přenášena pomocí řetězu, se kterým je pevně spojen. Toto spojení je zajištěno pomocí stavitelných šroubů, které zároveň slouží i k napínání řetězu. Abychom zabránili případnému sklouznutí tablaru při manipulaci nebo rozjezdu, je vozík vybaven zachytávacím mechanismem.



Obr. 17 Schéma pojezdového vozíku

Rám vozíku

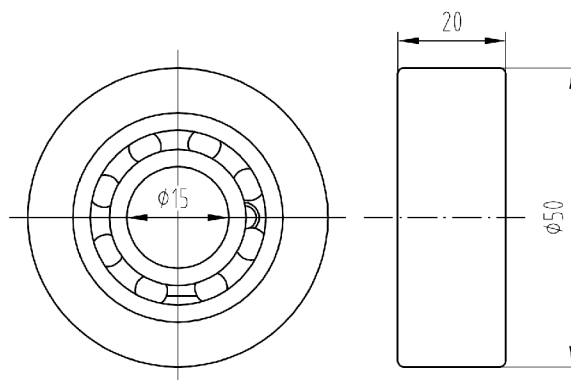
Jedním z hlavních cílů této práce je návrh levné a jednoduché konstrukce. S přihlédnutím k těmto požadavkům a výrobním možnostem firmy byl dle pokynů zadavatele jako hlavní nosná část šasi vozíku zvolen obdélníkový jáckl 50x30x4 ČSN EN 10219-2 z materiálu



S235JRH. Do něj jsou 3D laserem vypáleny otvory pro vodící rolny a jsou na něj navařeny všechny další důležité části vozíku.

5.4.1 Pojezdové rolny

K pohybu vozíku po vodící liště bylo zvoleno šest pojezdových roln FPO50x20 (obr.18) s běhounem z polyamidu s vnitřním ložiskem od společnosti Blickle [13]. Mají nosnost 130 kg. Jsou vybrány s ohledem na zástavbové rozměry vedení vozíků. Jejich nosnost je zkontrolována podle následujícího výpočtu.



Obr. 18 Rolna FPO50x20 Blickle

Výpočet nosnosti

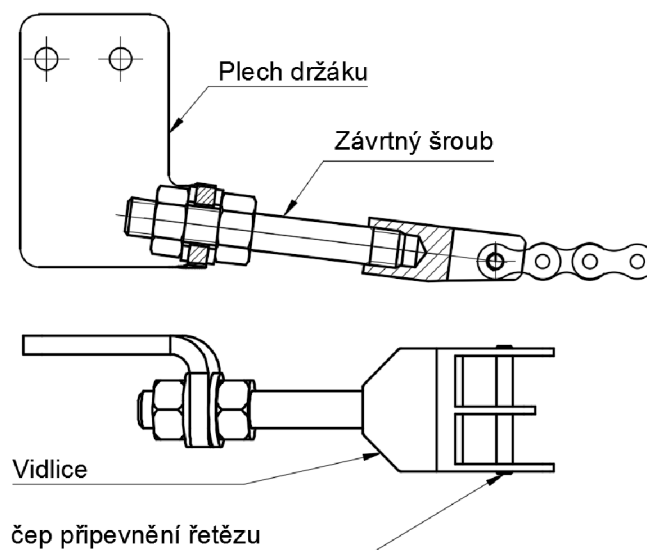
Kvůli možnému nerovnoměrnému rozložení nákladu na tablaru je uvažováno zatížení 70% celkové hmotnosti uloženého nákladu.

$$N_R = \frac{0,7 \cdot m_c + m_v}{n_R} \quad (59)$$
$$N_R = \frac{0,7 \cdot 760 + 6,7}{6}$$
$$N_R = 89,8 \text{ kg}$$

N_R	[kg]	nosnost jedné rolny
n_R	[-]	počet pojezdových roln

5.4.2 Připojení řetězu

Řetěz je k vozíku připojen pomocí ohýbaného plechu držáku. Na něj je pomocí dvou matic a podložky přišroubován závrtný šroub. Ten je připevněn k vidlici s čepem k připojení řetězu. Tento čep je po smontování na obou koncích pomocí dulčíku rozklepnut. Tím dojde k zabránění jeho uvolnění. Zajištění správné polohy řetězu vzhledem k vozíku je zajištěno pomocí vypálených otvorů na plechu držáku a plášti vozíku. Jejich prostřednictvím bude plech dostatečně přesně upnut k plášti vozíku při svařování. Popis uchycení je uveden na obrázku 19.



Obr. 19 Schéma uchycení řetězu

Kontrola šroubu

K napínání je zvolen závrtný šroub ČSN 02 1174 – M10x65-8.8 s následujícími parametry:

$Re_s=640$ MPa	Mez kluzu materiálu šroubu
$p_{Dovs}=90$ MPa	Maximální dovolený tlak v závitech šroubu
$d_{1s}=9,188$ mm	Vnější průměr závitu
$d_{2s}=8,65$ mm	Střední průměr závitu
$d_{3s}=8,466$ mm	Nejmenší průměr závitu

Šroub je utážen s předpětím, které je podle pokynů zadavatele rovno zatížení zavěšeného 10 kg závaží. Z důvodu vyšší bezpečnosti je síla předpětí uvažována $F_{pn}=100$ N.

Kontrola namáhání šroubu tahem

$$\sigma_{ts} = \frac{F_t + F_{pn}}{\frac{\pi \cdot d_{3s}^2}{4}} \quad (60)$$
$$\sigma_{ts} = \frac{2099 + 100}{\frac{\pi \cdot 8,47^2}{4}}$$
$$\sigma_{ts} = 39,06 \text{ MPa}$$

Nosná výška závitu

$$H_s = \frac{(D_s - d_{1s})}{2} \quad (61)$$

$$H_s = \frac{(10 - 8,647)}{2}$$

$$H_s = 0,676 \text{ mm}$$

Kontrola šroubu na otláčení v závitech

$$p_s = \frac{F_t + F_{pn}}{z \cdot \pi \cdot d_{2s} \cdot H_s} \quad (62)$$

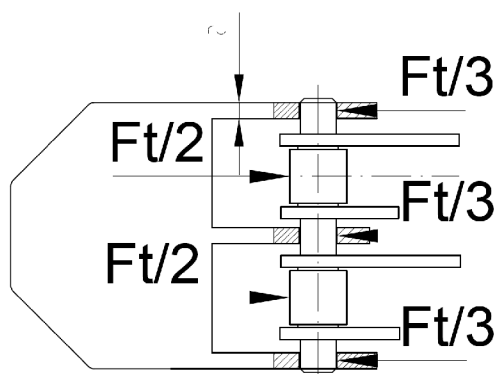
$$p_s = \frac{2099 + 100}{8 \cdot \pi \cdot 8,65 \cdot 0,68}$$

$$p_s = 14,07 \text{ MPa}$$

$z=8$ [-] počet závitů matice

Kontrola čepu připevnění řetězu

Materiál čepu pro válečkový řetěz je z oceli E335 (11 600). Je namáhán na stříh a otláčení. Silové působení je schematicky naznačeno na obrázku 20.



Obr. 20 Schéma silového působení na vidlici uchycení řetězu

$\tau_{dov}=212 \text{ MPa}$
 $p_{dov}=180 \text{ MPa}$
 $d_{\check{c}}=4,45 \text{ mm}$
 $a_v=2 \text{ mm}$

Dovolené napětí ve smyku materiálu E335
 Dovolené napětí ve stykových plochách materiálu E335
 Průměr čepu
 Tloušťka nosné části vidlice



$$\tau_{\varepsilon} = \frac{\frac{F_t + F_{pn}}{\pi \cdot d_{\varepsilon}^2}}{4} \cdot \frac{2099 + 100}{2099 + 100} \quad (63)$$

$$\tau_{\varepsilon} = \frac{2}{\pi \cdot 4,45^2} \cdot 4$$

$$\tau_{\varepsilon} = 70,68 \text{ MPa}$$

Při porovnání s maximálním dovoleným napětím čep vyhovuje.

Kontrola čepu na otláčení

Styková plocha mezi čepem a vidlicí je mnohem menší než s řetězem. Proto bude více namáhána a je nutné ji zkontrolovat na otláčení.

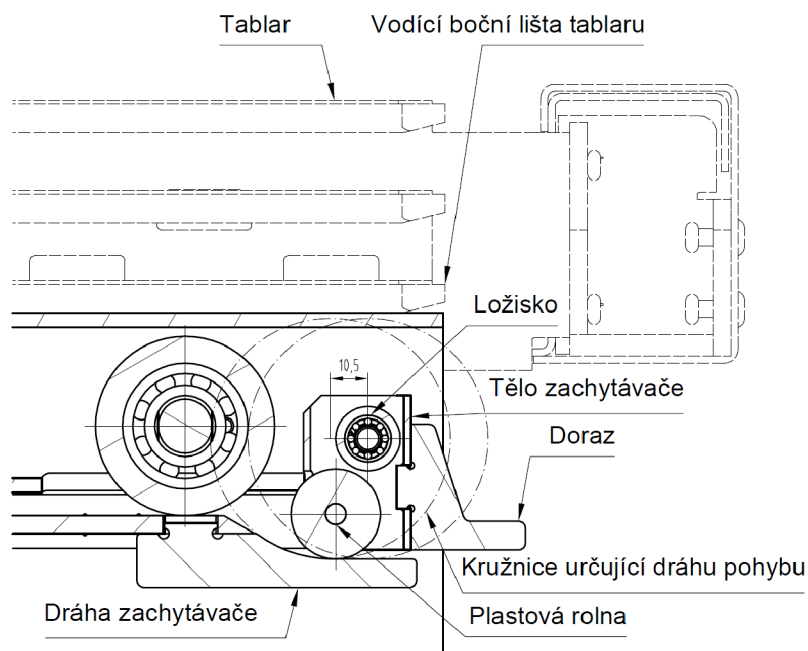
$$P_{\varepsilon} = \frac{\frac{F_t + F_{pn}}{3 \cdot a \cdot d_{\varepsilon}}}{2099 + 100} \quad (64)$$

$$P_{\varepsilon} = \frac{2}{3 \cdot 2 \cdot 4,45}$$

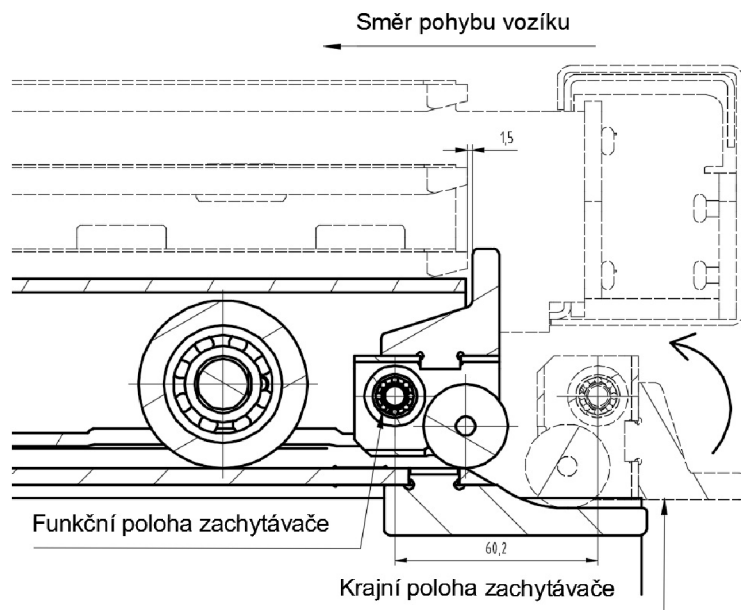
$$P_{\varepsilon} = 41,18 \text{ MPa}$$

5.4.3 Zachytávací mechanismus

Proti sesmeknutí tablaru, ať už při pohybu nebo při manipulaci s uskladněným materiálem, je pojezdový vozík vybaven zachytávacím mechanismem. Skladá se z ložiska 618/6 od společnosti SKF [9]. Toto ložisko je zvoleno především kvůli jeho kompaktním rozměrům. Samotné ložisko je přes obráběné uložení z trubky zabudovaného v obdélníkovém jácklu 30x15x2 ČSN EN 10219-2 z materiálu S235JRH, který tvoří tělo mechanismu. Na ten je pomocí osy připevněna jednoduchá bezložisková plastová rolna RB-25-W od společnosti Zabi [14], která se odvaluje po tvarované dráze. Tato dráha je zespodu pomocí zámku navařena na vodící lištu řetězu. Její tvar a úhel hrany vedení vozíku je dán kružnicí na obrázku 21. Ta má svůj střed v pólu pohybu mechanismu, který je totožný se středem ložiska. Samotné zachycení tablaru je realizováno pomocí páky dorazu, která je navařena na obdélníkovém jácklu. Princip funkce je následující: v krajní pozici, když je tablar nabírán, je páka ve vodorovné poloze. K jejímu postupnému narovnávání dojde až při uvedení vozíku do pohybu díky odvalování rolny po zakřivené dráze. Po ujetí vzdálenosti 60,2 mm je páka dorazu narovnána do vertikální polohy a plně zajišťuje tablar na vozíku, jak je znázorněno na obrázku 22.



Obr. 21 Schéma zachytávacího mechanismu v krajní poloze



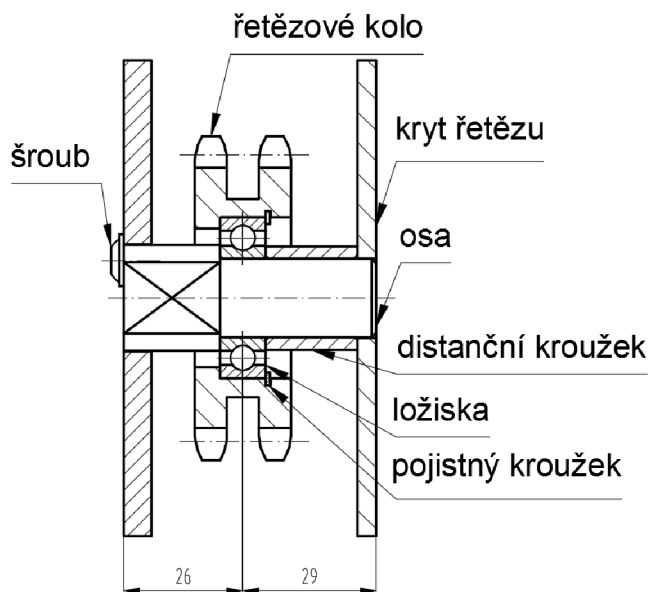
Obr. 22 Schéma zachytávacího mechanismu ve funkční poloze

5.5 NÁVRH ULOŽENÍ VODÍCÍCH ŘETĚZOVÝCH KOL

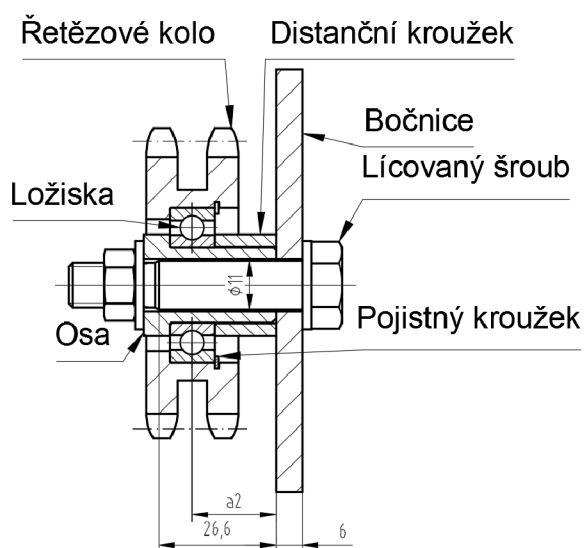
Řetězová kola jsou uložena na osách s ložisky. Poloha kola na ose je zajištěna pomocí osazení a distančního kroužku. Ložisko je v řetězovém kole uloženo v díře s osazením a pojistným kroužkem ČSN 02 2931 -35x1,5. Dvě ze tří os jsou umístěny do vypálených otvorů v bočnici a krycím plechu podavače. Jsou znázorněny na obrázku 23. Jejich otáčení je zabráněno pomocí rovných obroběných ploch, které zapadají do otvorů v bočnici. Tyto osy jsou vyrobeny z materiálu E335 (11 600) s $Re=335$ MPa. Třetí osa je pevně upevněna pomocí lícovaného šroubu ČSN 02 1112-10x50-8.8 k bočnici podavače (obr. 24). Zajištění správné



polohy řetězového kola je dosaženo pomocí osazení a distančního kroužku. Průměr osy pod ložiskem má hodnotu $d_0=17$ mm.



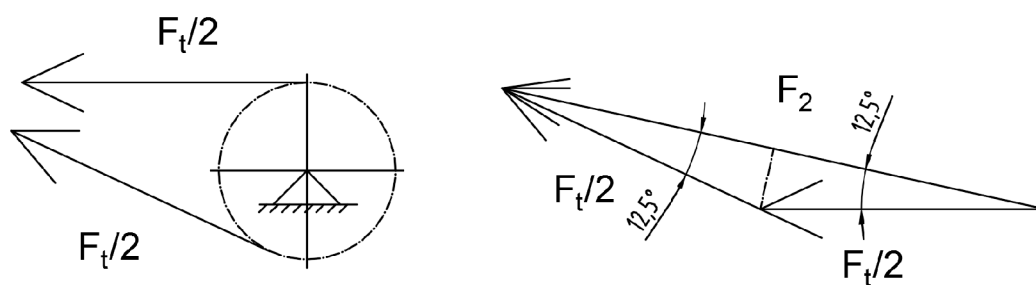
Obr. 23 Schéma uložení vodících řetězových kol



Obr. 24 Schéma uložení vetknutého řetězového kola

5.5.1 Silové působení na osy zadních vodících kol řetězu

Osy řetězových kol jsou namáhány pouze ohybem. Zatížení je způsobeno výslednicí sil od tahu řetězu. Je znázorněno na obrázku 25. Ve všech výpočtech je uvažováno zatížení působící na nejvýše namáhané řetězové kolo. Jedná se o kolo s největším úhlem opásání řetězu. Schéma silového zatížení a výsledný ohybový moment jsou znázorněny na obr. 26.



Obr. 25 Silové působení na osy vodících řetězových kol

Síla působící na vodícím řetězovém kole způsobená tahem řetězu

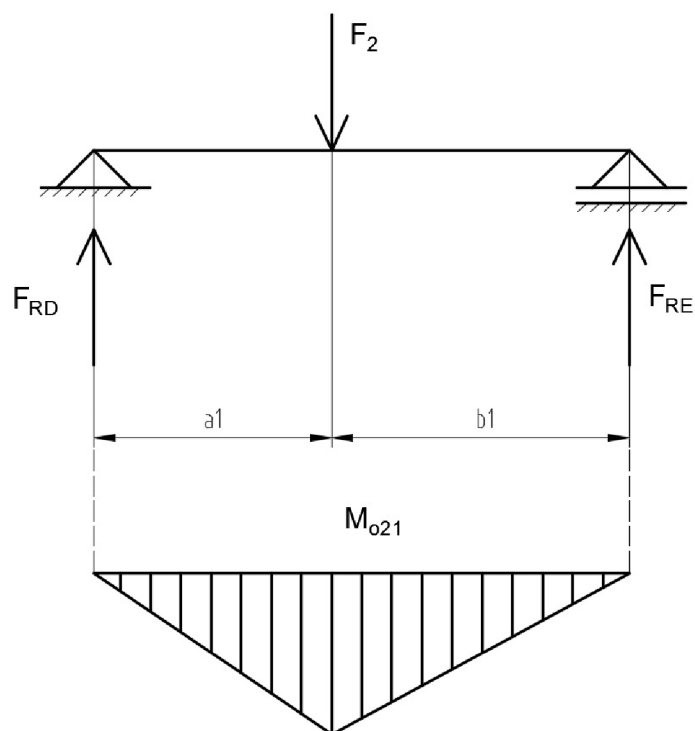
$$F_2 = 2 \cdot \frac{F_t}{2} \cdot \cos(\gamma_2)$$

$$F_2 = 2 \cdot \frac{2099}{2} \cdot \cos(12,5^\circ)$$

$$F_2 = 2049,2 \text{ N}$$

$\gamma_2 = 12,5^\circ$ úhel mezi výslednicí a silou $F_t/2$ (obr. 25.)

(65)



Obr. 26 Schéma silového působení na ose vodícího kola



Výpočet reakční síly F_{RD}

$$\sum M_E = F_2 \cdot b_1 - F_{RD} \cdot (a_1 + b_1) \Rightarrow F_{RD}$$

$$F_{RD} = \frac{F_2 \cdot b_1}{b_1 + a_1} \quad (66)$$

$$F_{RD} = \frac{2049,17 \cdot 0,029}{0,029 + 0,026}$$

$$F_{RD} = 1080,5 N$$

$a_1=26$ mm Vzdálenost od kraje bočnice k působišti síly

Výpočet reakční síly F_{RE}

$$\sum M_D = -F_2 \cdot a_1 - F_{RE} \cdot (a_1 + b_1) \Rightarrow F_{RE}$$

$$F_{RD} = \frac{F_2 \cdot a_1}{b_1 + a_1} \quad (67)$$

$$F_{RD} = \frac{2049,17 \cdot 0,026}{0,029 + 0,026}$$

$$F_{RD} = 968,7 N$$

$b_1=29$ mm Vzdálenost od kraje krytu řetězu k působišti síly

Maximální ohybový moment

$$M_{o21} = F_{RD} \cdot a_1 = F_{RE} \cdot b_1$$

$$M_{o21} = 1080,5 \cdot 0,026 \quad (68)$$

$$M_{o21} = 28,1 N \cdot m$$

$b_1=29$ mm Vzdálenost od kraje uložení osy k působišti síly

Modul průřezu v ohybu osy

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_o^3}{32}$$

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot 17^3}{32} \quad (69)$$

$$W_{o1} = 482,3 \text{ mm}^3 = 4,823 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$



Ohybové napětí osy řetězového kola

$$\begin{aligned}\sigma_{o1} &= \frac{M_{021}}{W_{o2}} \\ \sigma_{o1} &= \frac{59,43 \cdot 1000}{482,3} \\ \sigma_{o1} &= 123,2 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{70}$$

Výpočet napětí v místě vrubu

Kvůli uložení ložiska je na ose vysoustruženo osazení. Poloměr v místě osazení má hodnotu $R=0,2$ mm. Hodnota poloměru je pevně daná, musí být menší než poloměr hrany ložiska $R_L=0,3$ mm. To způsobuje v daném místě koncentraci napětí. V tomto místě je vhodné provést kontrolní pevnostní výpočet. Z literatury [4] je pomocí tabulky určen součinitel vrubu $\alpha=3$.

Ohybový moment v místě vrubu

$$\begin{aligned}M_{o21v} &= F_{RD} \cdot x_1 \\ M_{o21v} &= 1080,5 \cdot 0,021 \\ M_{o21v} &= 22,69 \text{ N} \cdot \text{m} \\ x_1 &= 21 \text{ mm} \quad \text{Vzdálenost vrubu od působíště síly } F_{RD}\end{aligned}\tag{71}$$

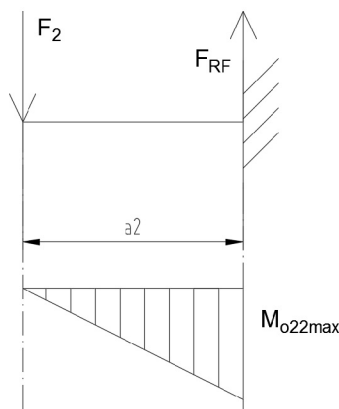
Napětí v místě vrubu

$$\begin{aligned}\sigma_{o1v} &= \frac{\alpha \cdot M_{o21v}}{W_{o2}} \\ \sigma_{o1v} &= \frac{22,69 \cdot 1000}{482,3} \\ \sigma_{o1v} &= 141,14 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{72}$$

Materiál má mez kluzu $Re=335$ MPa, při porovnání s dosaženými výsledky napětí materiál vyhovuje.

5.5.2 Silové působení na osu připevněnou pomocí šroubu

Podobně jako v kapitole 5.5.1. je i tato osa namáhána pouze ohybem. Je počítáno se stejně velkou ohybovou silou jako v předchozím případě. Vzhledem ke způsobu upevnění k bočnici je osa počítána jako vetknutí, jak je znázorněno na obrázku 27.



Obr. 27 Schéma silového působení a průběh momentu na vetknuté ose kola

Maximální ohybový moment

$$M_{o22} = F_2 \cdot a_2$$

$$M_{o22} = 2049,17 \cdot 0,019$$

$$M_{o22} = 38,93 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$a_2=19 \text{ mm}$ Vzdálenost od kraje bočnice k působišti síly

Modul průřezu v ohybu osy

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot (d_o^4 - d_d^4)}{32 \cdot d_o}$$

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot (17^4 - 12^4)}{32 \cdot 17}$$

$$W_{o2} = 362,6 \text{ mm}^3 = 3,626 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

$d_d=12 \text{ mm}$ průměr díry v ose pro lícovaný šroub. Z bezpečnostních důvodů je počítáno se zvětšenou hodnotou. Skutečná hodnota průměru díry je 11 H7 mm.

Ohybové napětí osy řetězového kola

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o22}}{W_{o2}}$$

$$\sigma_{o2} = \frac{38,93 \cdot 1000}{362,6}$$

$$\sigma_{o2} = 107,4 \text{ MPa}$$

Kontrola lícovaného šroubu

Z důvodů značného namáhání je lícovaný šroub počítáný na stříh s bezpečnostním koeficientem $k_L=5$. Mez pružnosti materiálu šroubu 8.8. má hodnotu $Re_s=640 \text{ MPa}$ [4], průměr lícované části šroubu je $d_L=11 \text{ mm}$.



Napětí ve střihu

$$\tau_{o2} = \frac{k_L \cdot F_2}{\pi \cdot d_L^2} \cdot \frac{1}{4} \quad (76)$$

$$\tau_{o2} = \frac{5 \cdot 2049,2}{\pi \cdot 11^2} \cdot \frac{1}{4}$$

$$\tau_{o2} = 107,8 \text{ MPa}$$

Kontrola tlaku šroubu v místě s nejmenší stykovou plochou

$$p_L = \frac{F_2}{t \cdot d_L} \quad (77)$$

$$p_L = \frac{2049,2}{6 \cdot 11}$$

$$p_L = 31,1 \text{ mm}$$

t=6 mm tloušťka stěny bočnice

$p_{Dovš}=90 \text{ MPa}$ Maximální dovolený tlak na kontaktních plochách šroubu [4]

Redukované napětí

Protože je šroub namáhán kombinovaným napětím střihem a ohybem, provedeme jeho kontrolu na redukované napětí.

$$\sigma_{REDL} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_{o2})^2} \quad (78)$$

$$\sigma_{REDL} = \sqrt{107,8^2 + (\sqrt{3} \cdot 107,8)^2}$$

$$\sigma_{REDL} = 215,6 \text{ MPa}$$

$\sigma_{RedL} \leq R_{eš}$ šroub vyhovuje

5.5.3 Návrh ložisek os řetězových kol

Ložiska budu vzhledem k předchozím výsledkům silového působení zatěžována pouze radiálně. Axiální zatížení není uvažováno. U všech vodících kol budou zvolena stejná. K výpočtu jejich radiálního zatížení je použita nejvyšší určená síly. Ložiska jsou počítána na životnost $L_h=6000$ hod. Výpočet je proveden dle literatury [3]

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_{r2} = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad (79)$$

$$P_{r2} = 1 \cdot 1498 + 0 \cdot 0$$

$$P_{r2} = 1498 \text{ N}$$

$X_0=1$ [-]	Koeficient radiálního zatížení ložiska
$Y_0=0$ [-]	Koeficient axiálního zatížení ložiska
$F_a=0$ [N]	Axiální zatížení ložiska

Otáčky vodících kol

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} \quad (80)$$

$$n_2 = \frac{148}{1,231}$$

$$n_2 = 120,23 \text{ min}^{-1}$$

Únosnost ložiska

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{r2}} \right) \Rightarrow C_2 = P_{r2} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_2}{10^6}} \quad (81)$$

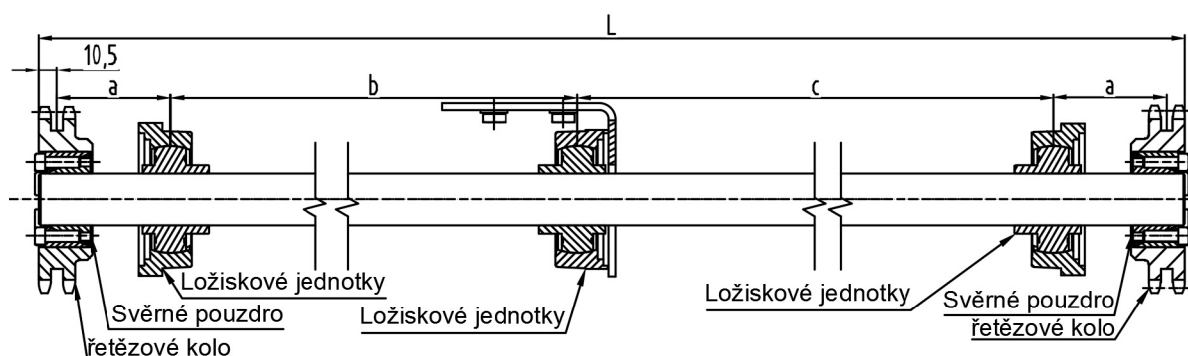
$$C_2 = 1498 \cdot \sqrt[3]{\frac{6000 \cdot 60 \cdot 120,23}{10^6}}$$

$$C_2 = 5259,57 \text{ N}$$

Z konstrukčních důvodů s o hledem na průměr osy bylo zvoleno jednořadé kuličkové ložisko ČSN 02 4630 – 6003 od společnosti SKF [9] s dynamickou únosností $C=6400$ N.

5.6 NÁVRH ULOŽENÍ A KONTROLA SPOJOVACÍ HŘÍDELE

Předběžný návrh, volba rozměrů a materiálu spojovací hřídele byla uvedena v kapitole 4.3.1. K dokončení je třeba navrhnout uložení hřídele (obr. 28) a blíže se seznámit s podmínkami jejího zatížení. Je navrženo uložení na třech podporách, které mají zachytit zatížení způsobené krouticím momentem přenášeným na hřídeli a vlastní vahou hřídele.



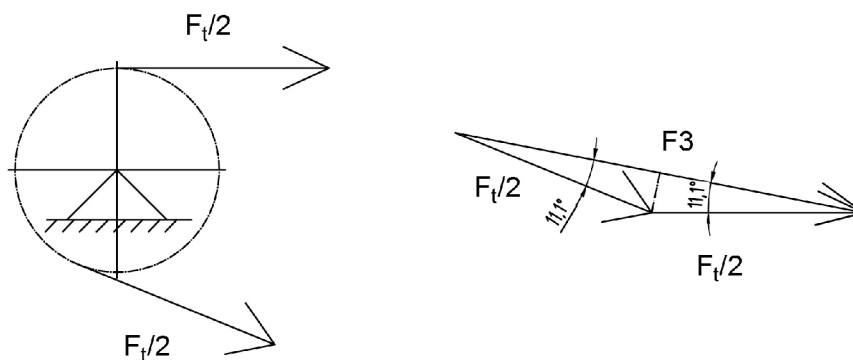
Obr. 28 Schéma spojovací hřídele

5.6.1 Pevnostní kontrola hřídele

K jejímu stanovení byl použit modul návrhu hřídelí v programu Autodesk Inventor. Redukované napětí je počítáno podle teorie HMH. Do výpočtu byly zadány následující hodnoty:



$M_{k3}=136,53 \text{ N}\cdot\text{m}$ Krouticí moment hnaného řetězového kola
 $q=0,0544 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ Spojité zatížení hřídele svoji vlastní vahou



Obr. 29 Silové působení od tahu řetězu na hnané kolo spojovací hřídele

Síla působící na hnané řetězové kolo způsobená tahem řetězu

$$F_3 = 2 \cdot \frac{F_t}{2} \cdot \cos(\gamma_3) \tag{82}$$

$$F_3 = 2 \cdot \frac{2099}{2} \cdot \cos(11,1^\circ)$$

$$F_3 = 2059,8 \text{ N}$$

$\gamma_3=11,1^\circ$ úhel mezi výslednicí a silou $F_t/2$ (obr. 29.)

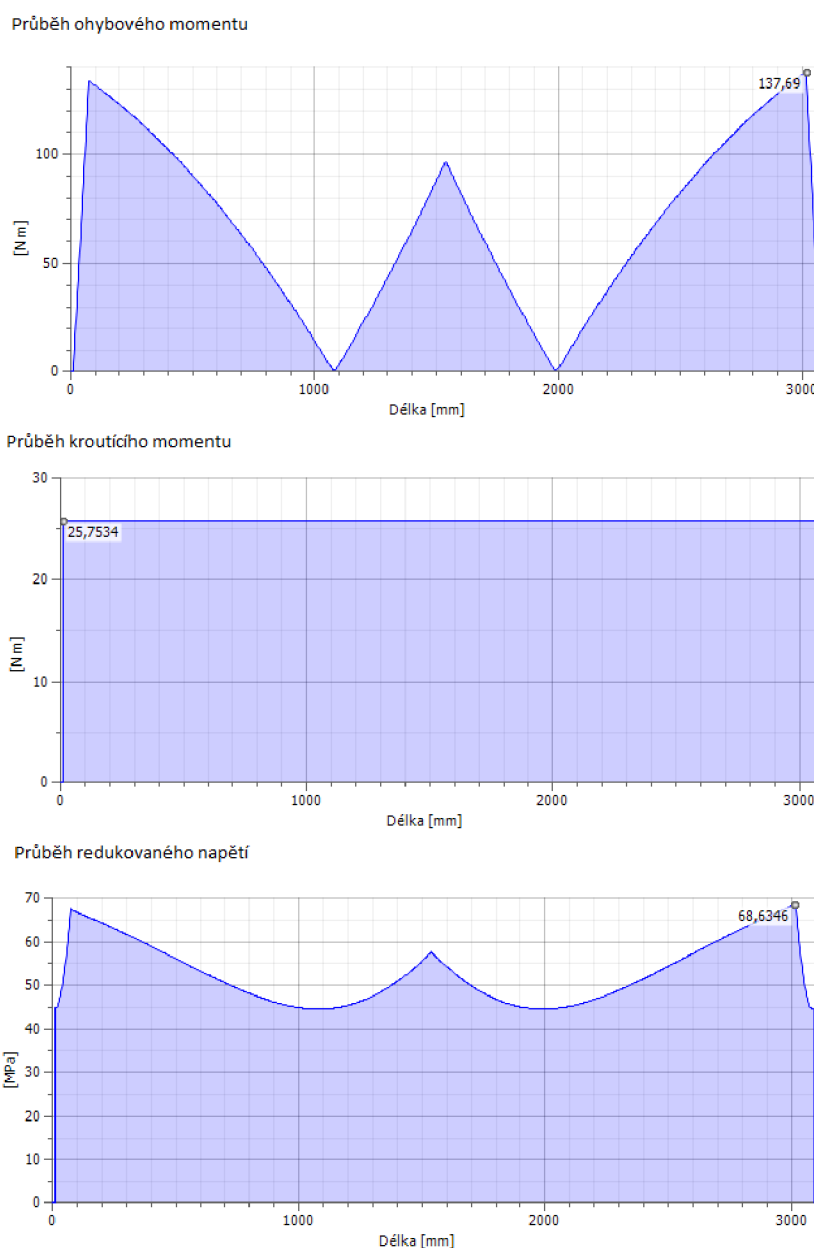
Výpočet spojitěho zatížení

$$q = \frac{m_L \cdot g}{1000} \tag{83}$$

$$q = \frac{5,549 \cdot 9,81}{1000}$$

$$q = 0,0544 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$$

m_L [kg·m⁻¹] Hmotnost tyčového polotovaru na metr délky



Obr. 30 Výsledné vnitřní účinky spojovací hřídele

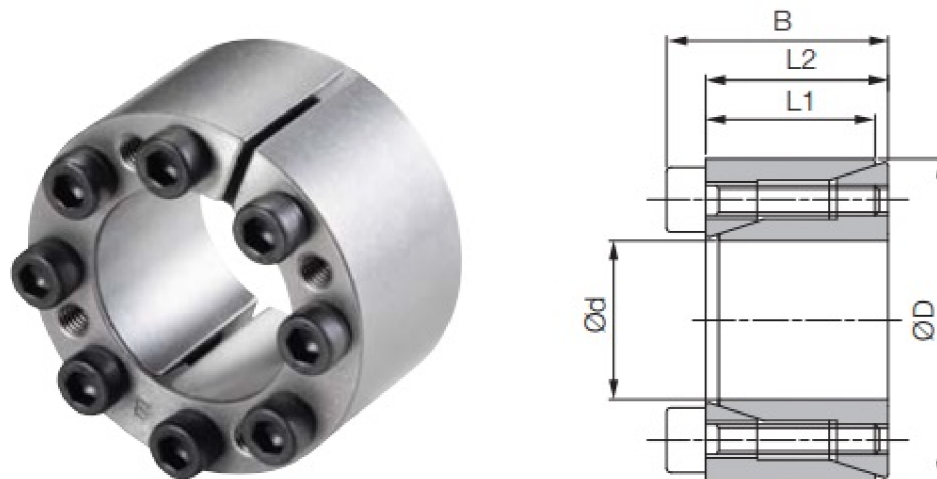
Z výpočtového modulu byla získána hodnota maximálního redukovaného napětí $\sigma_{\text{Red}}=68,63 \text{ MPa}$. Hodnota meze kluzu materiálu CF53 (12 050) je $\text{Re}_{\text{CF53}}=485 \text{ MPa}$, z toho plyne, že materiál vyhovuje. Hřídel mohla být zkontrolována i analytickou metodou. V tom případě by byla úloha řešena pomocí metody částečného uvolnění.

5.6.2 Uložení řetězového kola

Abychom mohli použít hřídel ve stavu přímo od dodavatele a nemuseli ji dále upravovat, je k upevnění řetězových kol použito svěrných pouzder. K jeho volbě je nutné znát následující průměr hřídele $d_{\text{hr}}=30 \text{ mm}$ a přenášený krouticí moment $M_{k3}=136 \text{ N}\cdot\text{m}$.

Svěrné pouzdro

Po porovnání zadaných parametrů s katalogem firmy Haberkorn [15] je zvoleno samostředící svěrné pouzdro BK61 30x55 (obr. 31) s možností přenosu krouticího momentu až 502 N·m.



Obr. 31 Svěrné pouzdro BK61 Haberkorn [14]

5.6.3 Uložení hřídele

Hřídel bude uložena na třech ložiskových jednotkách. Požadovaná únosnost je $L_h=6000$ hod. Maximální radiální zatížení dvou bočních ložisek je tvořeno silou $F_3=2059,8$ N od tahu řetězu. Výpočet je proveden podobně jako v kapitole 4.5.3.

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení

$$\begin{aligned} P_{r3} &= X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \\ P_{r3} &= 1 \cdot 2059,8 + 0 \cdot 0 \\ P_{r3} &= 2059,8 \text{ N} \end{aligned} \tag{84}$$

Otáčky vodících kol

$$\begin{aligned} n_3 &= \frac{n_1}{i_3} \\ n_3 &= \frac{148}{1,923} \\ n_3 &= 76,96 \text{ min}^{-1} \end{aligned} \tag{85}$$



Únosnost ložiska

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C}{P_{r3}} \right) \Rightarrow C_2 = P_{r3} \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_3}{10^6}} \quad (86)$$

$$C_3 = 2059,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{6000 \cdot 60 \cdot 76,96}{10^6}}$$

$$C_3 = 6232,77 \text{ N}$$

Z konstrukčních důvodů s ohledem na průměr hřídele a možnosti vyrovnání možného průhybu hřídele byla zvolena ložisková jednotka FYTJ 30 TF (obr. 32) od společnosti SKF [16, str. 200] s dynamickou únosností $C_S=19500 \text{ N}$.



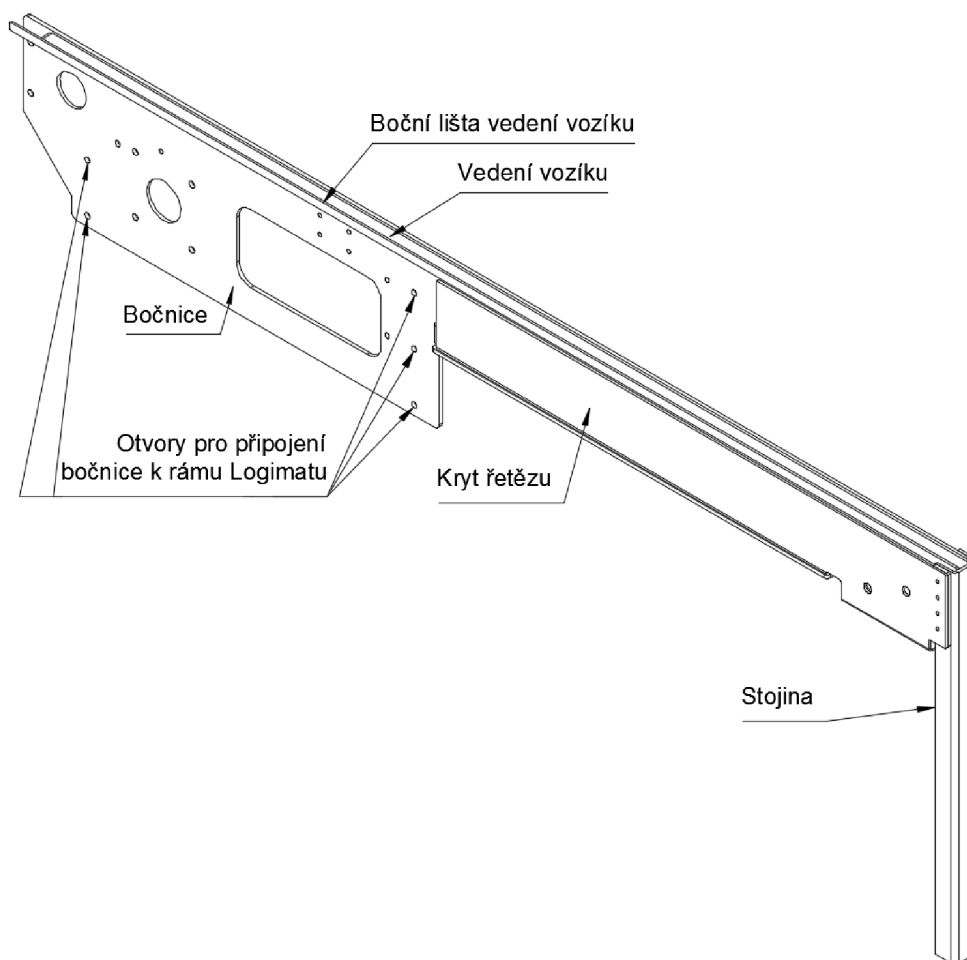
Obr. 32 Ložisková jednotka FYTJ30TF od firmy SKF

5.7 NÁVRH A KONTROLA RÁMU PODAVAČE

Konstrukce rámu podavače je složena ze dvou shodných částí umístěných po obou stranách výdejního okna. Ty jsou složeny ze tří částí: svarku bočnice, stojiny a ochranného krytu řetězu.

5.7.1 Svarek bočnice

je složen z výpalku bočnice s otvory pro uchycení k nosným sloupům skladovací věže Logimat a jsou k ní rovněž uchyceny všechny prvky řetězového převodu včetně motoru s převodovkou. Přes vypálené otvory zámků je k ní s dostatečnou přesností přivařeno vedení vozíku. K dráze vozíku zhotovené z dlouhého pásu plechu je pomocí zámků přivařena boční vodící lišta. Ta zabraňuje vyjetí vozíku ze své dráhy. Bočnice je z plechu S355 (ČSN 11 523) o tloušťce 6 mm, vedení vozíku je z materiálu S235JR (ČSN 11 375) o tloušťce 5 mm. Schéma svarku bočnice je znázorněno na obrázku 33.



Obr. 33 Rám podavače

5.7.2 Stojina

je vyrobena z U-profilu U50x40x4 ČSN EN 10162 z materiálu S235JR (ČSN 11 375) o délce $L_S=722$ mm. Na jejím konci je k ní přivařena patka se stavitelným šroubem umožňujícím nastavení její výšky. Na stojině jsou v horní části otvory pro šrouby k připojení k bočnici a připevnění krytu řetězu. Vzhledem k její značné délce je třeba provést její kontrolu na vzpěr. Pomocí programu Autodesk Inventor byly odečteny hodnoty plochy průřezu $S_S=467,5$ mm² a minimální kvadratický moment průřezu plochy $J_{\min}=77413,9$ mm⁴. Výpočet je proveden podle literatury 17. Z důvodů nedostatečné přesnosti matematického modelu při použití U-profilu je proveden výpočet pomocí součinitele vzpěrnosti.

Redukovaná délka prutu

$$L_0 = \beta \cdot L_S$$

$$L_0 = 2 \cdot 722$$

$$L_0 = 1444 \text{ mm}$$

$\beta=2$ Součinitel vzpěrné délky pro uložení dole s kloubem a nahoře s posuvným vetknutím (nejhorší možné uložení) [17].



Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{S_S}} \quad (88)$$
$$i = \sqrt{\frac{77413,9}{467,5}}$$
$$i = 12,87$$

Štíhlost prutu

$$\lambda_S = \frac{l_0}{i} \quad (89)$$
$$\lambda_S = \frac{1444}{12,87}$$
$$\lambda_S = 112,2$$

Srovnávací štíhlost

$$\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{Re_{S235}}} \quad (90)$$
$$\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{235}}$$
$$\lambda_1 = 93,91$$

$Re_{S235} = 235 \text{ MPa}$

Poměrná štíhlost

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_S}{\lambda_1} \quad (91)$$
$$\bar{\lambda} = \frac{112,2}{93,91}$$
$$\bar{\lambda} = 1,195$$

Pro výpočet vzpěrné stability je z tabulek literatury [17] potřeba určit následující parametry:

c Přiřazená křivka vzpěrné pevnosti průřezů U profilu
 $\alpha_1 = 0,49$ Součinitel imperfekce



Součinitel vzpěrnosti

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + \alpha_1 \cdot (\bar{\lambda} - 0,2) + \bar{\lambda}^2]$$

$$\phi = 0,5 \cdot [1 + 0,49 \cdot (1,195 - 0,2) + 1,195^2]$$
(92)

$$\phi = 1,4578$$

ϕ součinitel nutný k výpočtu Součinitele vzpěrnosti v literatuře [17] není uveden název

$$\chi' = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \bar{\lambda}^2}}$$
(93)

$$\chi' = \frac{1}{1,4578 + \sqrt{1,4578^2 - 1,195^2}}$$

$$\chi' = 0,436$$

Vzpěrná únosnost

$$F_{krit} = \chi \cdot \frac{S_S \cdot Re_{S235}}{\gamma_{M1}}$$
(94)

$$F_{krit} = 0,436 \cdot \frac{467,5 \cdot 235}{1,15}$$

$$F_{krit} = 41652,2 \text{ N}$$

$\gamma_{M1}=1,15$ dílčí součinitel spolehlivosti materiálu S235 [17]

Síla působící na stojinu

$$F_q = 0,7 \cdot m_c \cdot g$$
(95)

$$F_q = 0,7 \cdot 760 \cdot 9,81$$

$$F_q = 5218,92 \text{ N}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti

$$k_{Sv} = \frac{F_{krit}}{F_q}$$
(96)

$$k_{Sv} = \frac{41652,2}{5218,92}$$

$$k_{Sv} = 7,98 \text{ N}$$

Stojina po provedení kontroly na vzpěr vyhovuje.

5.7.3 Ochranný kryt řetězu

Kvůli uložení os řetězových kol a zvýšení tuhosti nejslabší části bočnice je boční kryt řetězu navržen z plechu o tloušťce 4 mm z materiálu S235JR (ČSN 11375).



5.7.4 Kontrola rámu metodou konečných prvků

Konstrukce rámu je relativně složitá a plná vrubů. Provedení analytické kontroly únosnosti by bylo náročné a nepřesné, proto byla zvolena metoda konečných prvků. K provedení pevnostní analýzy byl použit program Autodesk Inventor 2016. Tento software byl zvolen pro svoji jednoduchost a relativně rychlé provedení výpočtů. Nevýhodou tohoto programu je jeho nižší přesnost kvůli omezeným možnostem nastavení a upravení sítě v místech složitějších tvarů. Pro tento úkol jsou však jeho možnosti dostačující.

Vazby modelu

Svarek bočnice je pomocí pěti vazeb svorky (vazby omezující rotační pohyb) připevněn k rámu Logimatu (obrázek 33). Zbytek vazeb typu svorka je mezi připojením bočnice ke krytu řetězu v otvorech pro šrouby sloužící k jejich vzájemnému spojení. Další použitou vazbou je tzv. ideální vazba (posuvná vazba), která je umístěna v místě dotyku stojiny s podlahou, na které bude podavač stát.

Sít' modelu

Jak bylo psáno výše, sít' modelu nelze příliš ovlivňovat. Při jejím zadávání bylo dbáno, aby byla velikost prvku co nejmenší, ale zároveň aby byl software schopný ji spočítat. Byla zvolena průměrná velikost prvku 0,050 (zlomek délky ohraničujícího prvku), minimální hodnota velikosti prvku je 0,010 (zlomek průměrné velikosti).

Zatížení

Abychom počítali se zatížením, které je co nejbližší skutečnému, je vodící dráha ve výpočtu zatížena tlakem. Tento tlak má nahrazovat kontaktní napětí mezi pláštěm pojezdových rolén vozíku a jeho vedením, po kterém se pohybuje. Z důvodů usnadnění výpočtu a šířce rolny, byla zvolena velikost kontaktní plochy 2x20 mm. Tyto plošky jsou umístěny na stejných místech jako pojezdové rolny. Je uvažován nejhorší stav, kdy se budou pojezdové dráhy dotýkat jen 3 rolny zároveň. Rozložení zatížení vstupující do výpočtu m_{kp} je znázorněno na obrázku 34.

Síla působící na jednu rolnu

$$F_{m_{kp}} = \frac{6 \cdot N_R \cdot g}{3} \tag{97}$$
$$F_{m_{kp}} = \frac{6 \cdot 89,8 \cdot 9,81}{2}$$
$$F_{m_{kp}} = 2642,8 \text{ N}$$

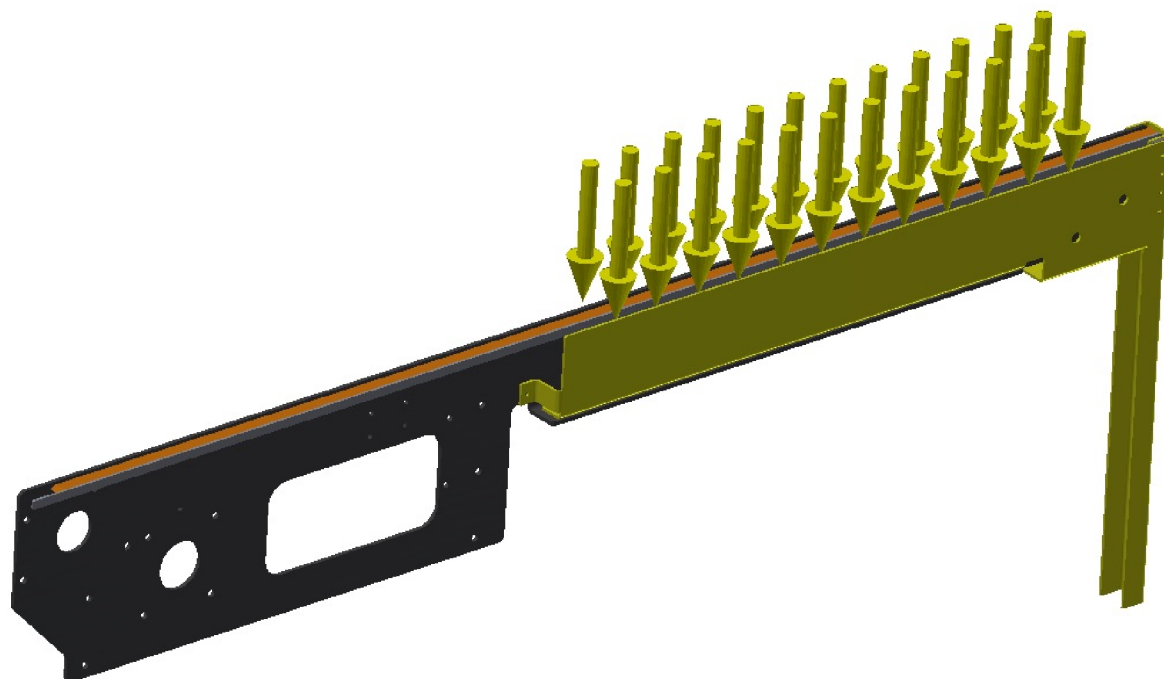
$N_R=89,8 \text{ kg}$ Zatížení jedné rolny

Tlak působící na plochu vedení vozíku

$$P_{mkp} = \frac{F_{mkp}}{2 \cdot 20}$$

$$P_{mkp} = \frac{2642,9}{2 \cdot 20}$$

$$P_{mkp} = 66,07 \text{ MPa}$$
(98)



Obr. 34 zatížení modelu pro pevnostní analýzu mkp v programu Inventor

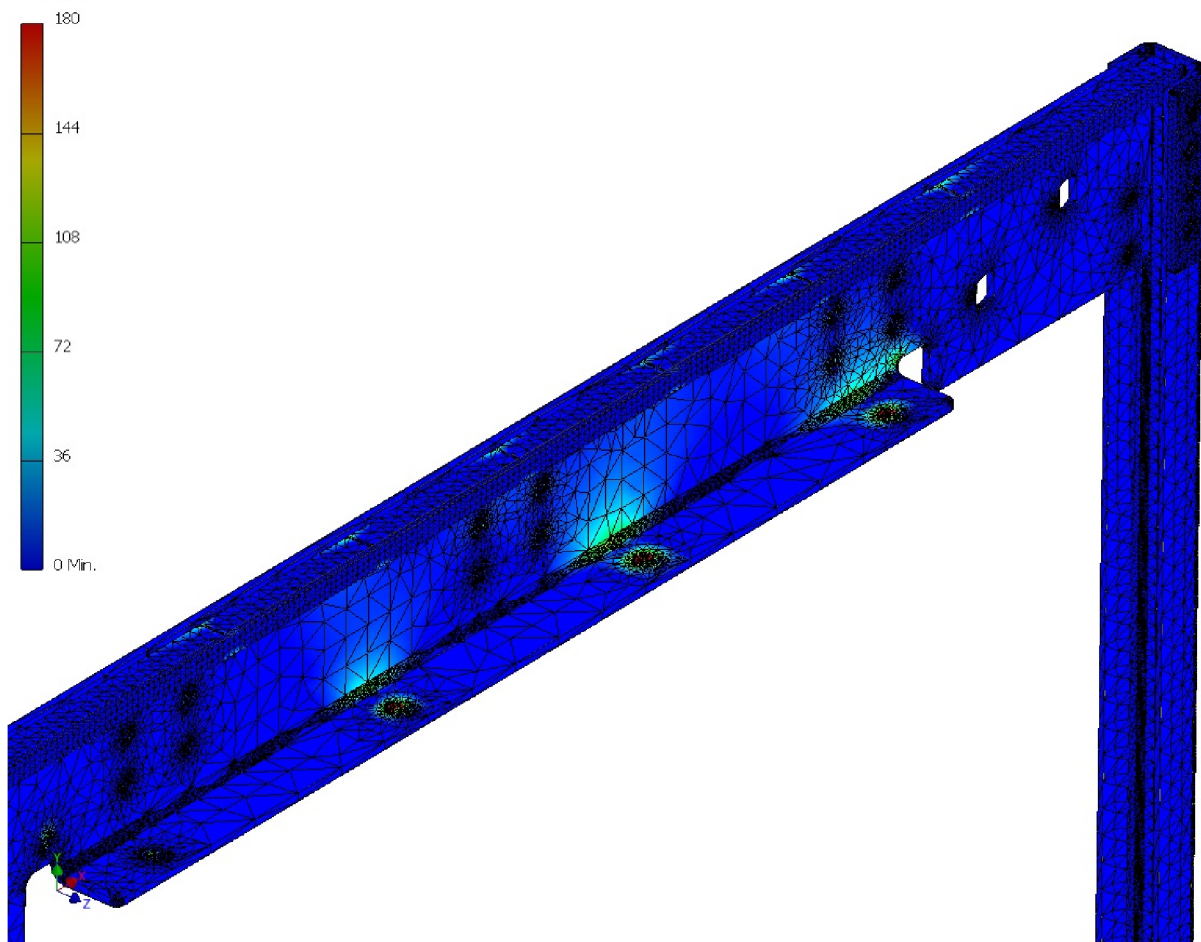
5.7.5 Výsledky kontroly rámu

Při výpočtu rámu metodou konečných prvků bylo zjištěno, že nejhorší napětí a deformace se nachází v místě zúžení bočnice. Kvůli její značné deformaci bylo nutné učinit protiopatření. K bočnici byl přidán spodní ohnutý lem, který byl šrouby připojen ke krytu řetězu. Dále byl změněn materiál bočnice z S235JR (ČSN 11 375) na S355 (ČSN 11 523). Po jeho zavedení se celková tuhost rámu podavače výrazně zlepšila. Výsledky se zavedeným protiopatřením budou uvedeny níže. Na následujících obrázcích byl z důvodů větší názornosti odstraněn kryt řetězu.

Redukované napětí

Hodnoty nejvyššího redukovaného napětí se nachází v místech dolního lemu bočnice (cca 120 MPa) a v otvorech pro šrouby, kde je dokonce překročena mez kluzu materiálu (355 MPa). Ve skutečnosti však bude hodnota napětí v děrách pro šrouby nižší kvůli rozložení tlaku napětí na podložky a jisté pružné deformaci blízkého okolí utažených šroubů, se kterými není v pevnostní analýze počítáno.

Uzly:799070
Prvky:487924
Typ: Napětí Von Mises
Jednotka: MPa
05.05.2016

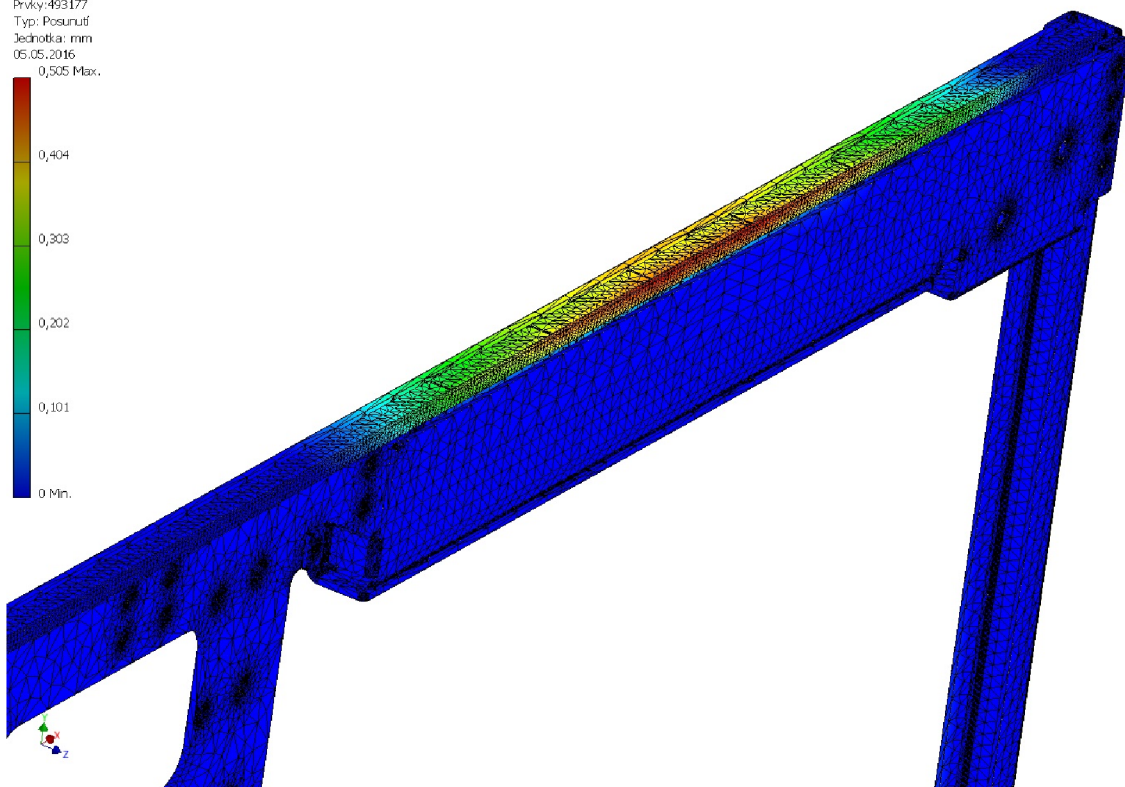
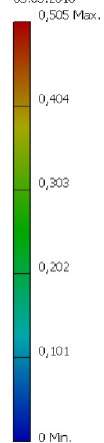


Obr. 35 maximální napětí 400 MPa, stupnice 0 až 180 MPa

Deformace

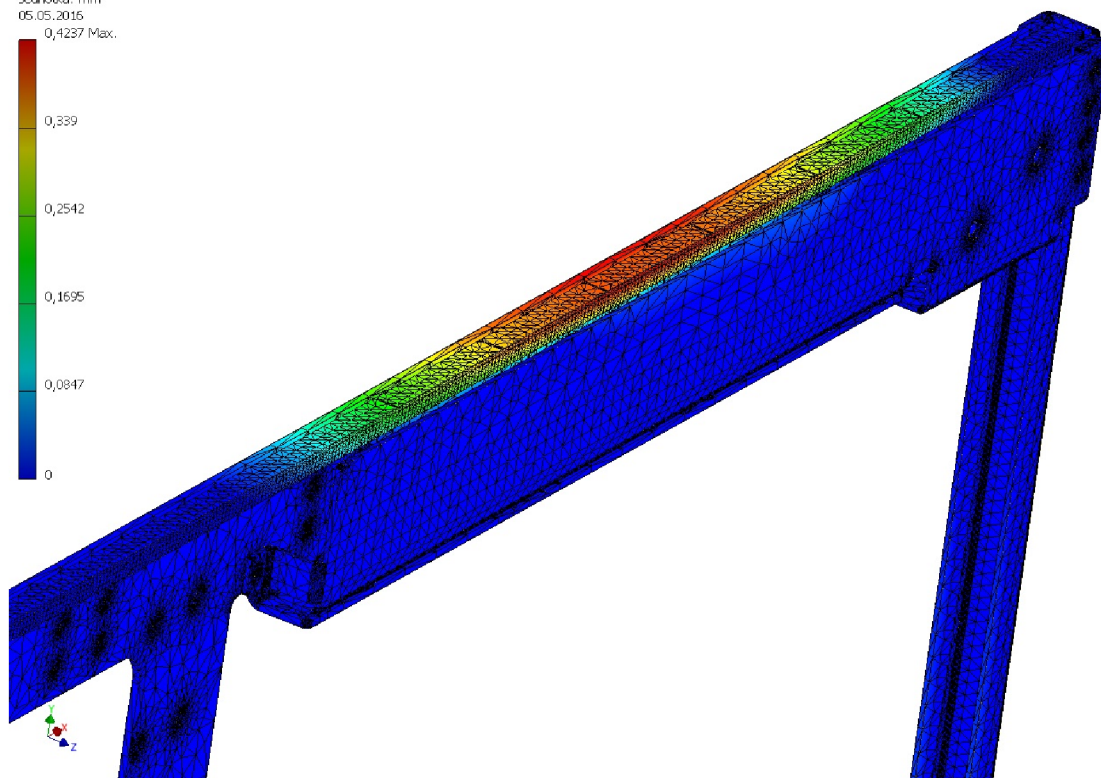
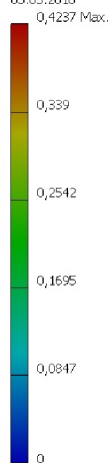
Maximální hodnota celkového posunutí se nachází na bočním vedení rolen vozíku, má hodnotu 0,5 mm. Průhyb této části neovlivňuje funkci podavače (obr. 35). V ose y (obr. 38) má průhyb vozíku maximální hodnotu 0,289 mm, v ose z (obr. 37) je deformace největší, její maximum je 0,505 mm. V ose x má deformace maximální hodnotu 0,01 mm. Ani jedna z těchto hodnot nemá za důsledek omezení funkce podavače.

Uzly:806803
Prvky:493177
Typ: Posunutí
Jednotka: mm
05.05.2016



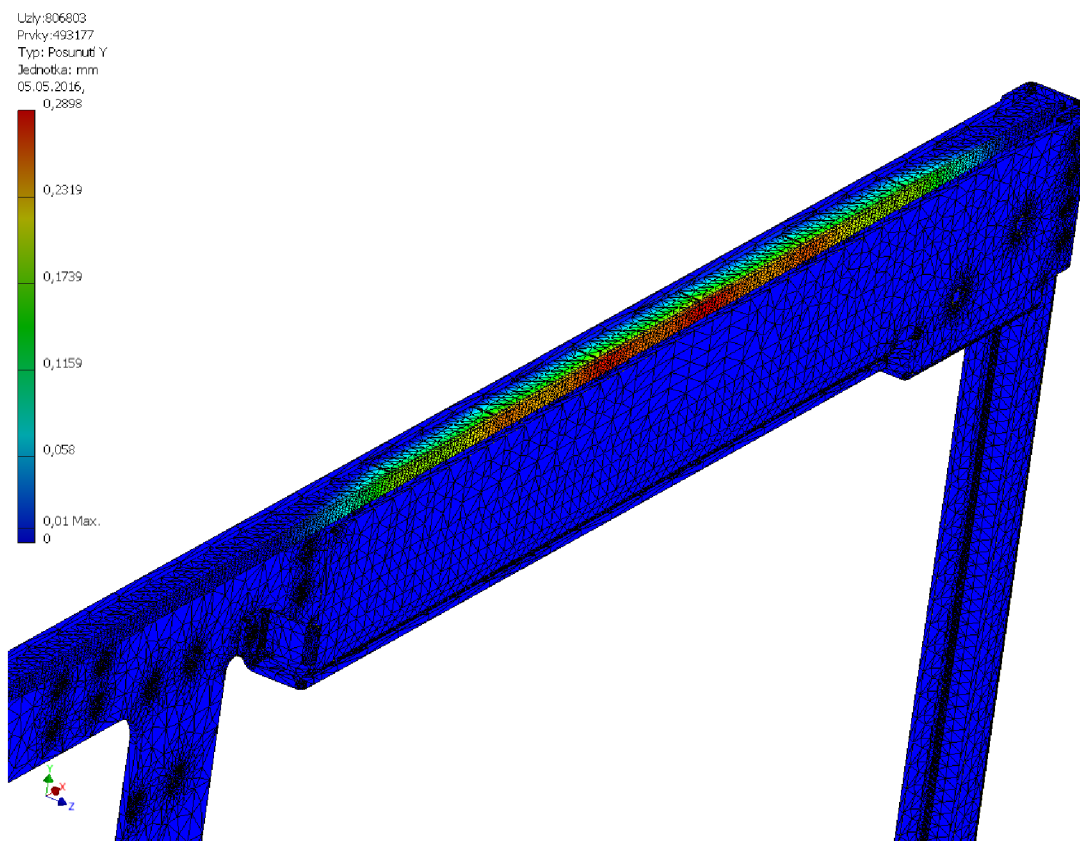
Obr. 36 maximální posunutí 0,505 mm, stupnice 0 až max

Uzly:806903
Prvky:493177
Typ: Posunutí Z
Jednotka: mm
05.05.2016





Obr. 37 maximální posunutí v ose z 0,424 mm, stupnice 0 až max



Obr. 38 maximální posunutí v ose y 0,2898 mm, stupnice 0 až max

6 SNÍMANÍ POLOHY

Jak již bylo zmíněno v kapitole 3.2., k řízení polohy vozíku budou použity snímače od společnosti SICK IME12-08NPSZCOK. Protože je nutné vozík plynule rozjet a zpomalit, použijeme čtyři senzory: dva k rozjezdu/zastavení, další dva ke zrychlení/zpomalení. Budou umístěny ve dvojicích na koncích volné větve řetězu ke snímání průchodu kontrolního plechu. Tento plech, připevněný na řetězu, slouží k detekci polohy vozíku. Princip funkce: nejprve se pohybující kontrolní plech přiblíží do dosahu senzoru, který slouží ke zpomalení. Ten odešle signál do řídicí jednotky a vozík začne zpomalovat. Při současném zpomalování plech dojde ke druhému senzoru, který vyšle signál k úplnému zastavení pojezdu vozíku. Rozjezd vozíku pracuje obdobně na obráceném principu. Aby byla zajištěna optimální funkce rozjezdu a zpomalení, je třeba mít senzory vůči sobě ve správné vzdálenosti. Tuto vzdálenost určíme následujícím výpočtem, který vychází ze zadaného konstantního zrychlení/zpomalení tablaru $a=0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Schéma umístění snímačů a kontrolního plechu je znázorněno na obrázku 39 a 40. Sensory jsou uloženy způsobem, aby bylo možno podle potřeby nastavovat vzdálenost mezi nimi. Kontrolní plech je přišroubován ke dvěma článkům řetězu s unašeči typu K6 [10].



Čas potřebný ke zpomalení/ zrychlení vozíku

$$a = \frac{v}{t} \Rightarrow t_z = \frac{v}{a}$$

$$t_z = \frac{0,4}{0,8}$$

$$t_z = 0,5 \text{ s}$$

(99)

Vzdálenost mezi snímači

$$s = v_0 \cdot t_z + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_z^2$$

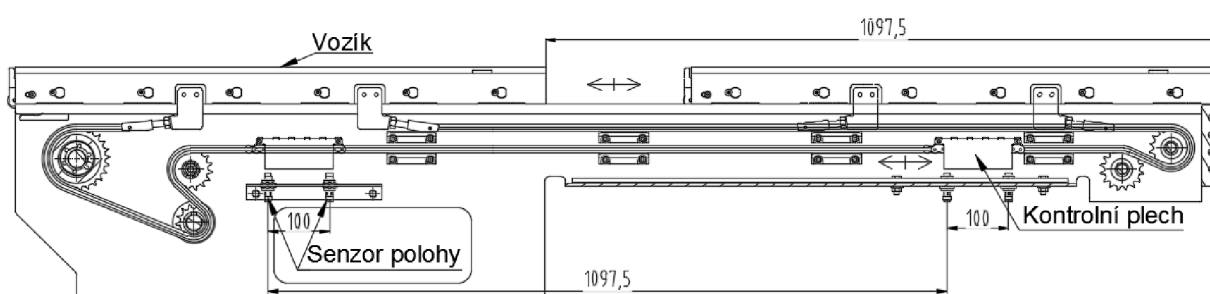
$$s = 0 \cdot 0,5 + \frac{1}{2} \cdot 0,8 \cdot 0,5^2$$

$$s = 0,1 \text{ m}$$

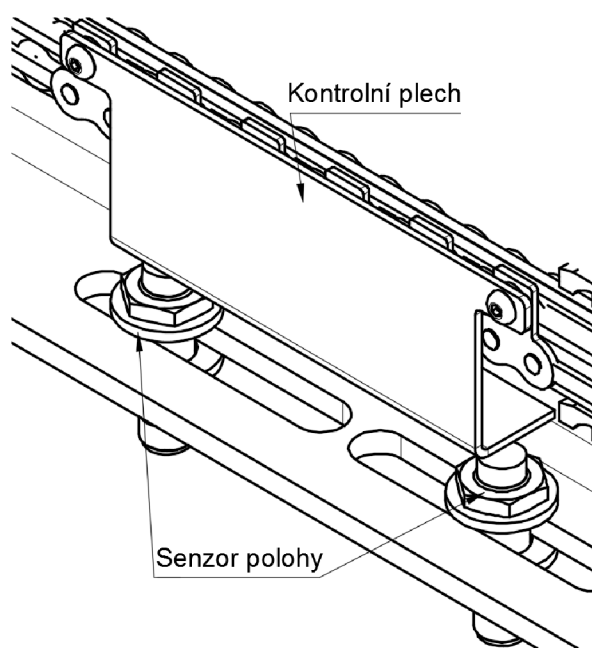
$$v_0 = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

počáteční rychlost stojícího vozíku je rovna nule

(100)



Obr. 39 umístění snímačů



Obr. 40 detail umístění kontrolního plechu



ZÁVĚR

Hlavním úkolem této práce je návrh konstrukce podavače tablarů, přídavného zařízení vertikální skladovací systém Logimat. Její součástí je rešerše, ve které je popsána problematika ukládání drobných dílů ve skladovacích věžích. Jsou v ní také uvedeny a popsány všechny jejich možné přídavných zařízení a zabezpečení skladovacích systémů vybavených podavačem tablarů.

Druhá polovina rešerše se zabývá možnými koncepcemi podavače, jejich porovnáním a výběrem optimální varianty. Bylo zvažováno navrhnout podavač jako válečkový dopravník, řetězový s unášecími elementy nebo jako dopravník s pojezdovými vozíky. Ze tří možných variant byl zvolen způsob pohybu tablaru pomocí pojezdových vozíků, kvůli nejnižším zásahům do konstrukce skladovací věže. Dále je zde uveden popis jednotlivých konstrukčních uzlů a provedena analýza pohybu tablaru z výtahového zakladače na zvolenou variantu podavače.

Po rešerši následuje kapitola, ve které byla navržena řetězová kola a stanoveny jejich rozměry. Dále byl zvolen a zkontrolován dvouřadý válečkový řetěz 8B od společnosti ŘETĚZY VAMBERK. Byla stanovena jeho délka a počet článků na hnané i hnací straně podavače. K jeho pohonu slouží převodový motor o výkonu 1,1 kW s výstupními otáčkami 148 min^{-1} a krouticím momentem 71 N·m od společnosti SEW-EURODRIVE. U motoru je provedena kontrola na rozběh, při které byl stanoven ekvivalentní moment setrvačnosti všech pohybujících se hmot pomocí metody redukce.

V další části byla navržena hřídel spojující hnací polovinu podavače s hnanou. Tato má délku 3092 mm a průměr 30 mm. Nejsou na ní žádné vruby ani osazení. Jejím dodavatelem je firma T.E.A. TECHNIK. Krouticí moment je na ni přenášen pomocí řetězových kol. Ty jsou na hřídeli připojeny pomocí svěrných pouzder od společnosti Haberkorn. Hřídel je uložena na třech ložiskových jednotkách FYTJ 30 TF s dynamickou únosností 19500 N od společnosti SKF. U hřídele je provedena pevnostní kontrola pomocí výpočtového modulu programu Autodesk Inventor 2016. Ve zprávě je rovněž proveden návrh a pevnostní kontrola uložení řetězových kol na osách. K jejich uložení byla zvolena ložiska s dynamickou únosností 6400 N. U těchto os byla rovněž analyticky provedena pevnostní kontrola.

V kapitole Návrh vozíku byla zvolena konstrukce rámu pojezdového vozíku z obdélníkového jácklu 50x30x4. Ten je zvolen kvůli snaze o zlevnění výroby pomocí použití co největšího počtu normalizovaných součástí. K jeho pojezdu bylo vybráno 6 rolen FPO50x20 od firmy BLICKLE s nosností 130 kg. Dále je zde uveden popis zachytávacího mechanismu zabraňujícího sesmeknutí tablaru při pohybu a spojení vozíku s řetězem, který ho uvádí do pohybu. Toto spojení je realizováno pomocí závrtného šroubu a vidlice s čepem na provlečení otvory v člancích řetězu, který zajišťuje i jeho napínání. U šroubu i čepu je provedena pevnostní kontrola.

Předposlední kapitola popisuje návrh a kontrolu rámu podavače a jeho hlavních částí. Skládá se ze svarku bočnice s vedením vozíku a stojiny z U-profilu, která ho podepírá. U ní je provedena kontrola na vzpěr. U celého rámu je provedena pevnostní kontrola metodou konečných prvků. Ta byla realizována pomocí programu Autodesk Inventor 2016. Maximální zjištěná hodnota redukováného napětí rámu má hodnotu 120 MPa. Po jejím provedení musel



být použit na bočnici materiál S355 místo původního S235JR. V místě nejtenčí části bočnice byl přidán lem, který zabraňuje vyboulení této části rámu.

Poslední kapitola se zabývá kontrolou polohy vozíku. K její kontrole byly určeny indukční snímače od společnosti SICK. Ty hlásí polohu kontrolního plechu, který je pevně připojen na spodní volné větvi řetězu.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ČSN 02 3311. *Kloubové řetězy, Válečkové řetězy, Rozměry*. Praha: Ústav pro normalizaci a měření, 1973.
- [2] GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, CERM, 1988, VUT Brno – skripta
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 3., upr. a dopl. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-633-1.
- [6] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a František PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009. ISBN 978-80-7204-636-2.
- [7] ŠTĚPÁN, M. *Řetězový dopravník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 71 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.
- [8] KALÁB, Květoslav. TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Návrh a výpočet řetězového převodu: vysokoškolská příručka* [online]. [cit. 2014-04-01]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>
- [9] Kuličková ložiska, jednořadá. *SKF* [online]. [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html>
- [10] Řetězy Vamberk - katalog [online]. [cit. 2016-04-10]. Dostupné z: <http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/Katalog.pdf>
- [11] Převodovky a převodové motory. *SEW-Eurodrive* [online]. [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/11358955.pdf>
- [12] *Vodící tyče Standard W* [online]. T.E.A. TECHNIK S.R.O. [cit. 2016-04-19]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/vodici-tyce-standard-w/>
- [13] *Blickle Souhrnný Katalog G15* [online]. [cit. 2016-04-20]. Dostupné z: <http://www.blickle.com/epaper/cz/#430>
- [14] *Rolna plastová* [online]. ZABI CZECH S.R.O. [cit. 2016-04-26]. Dostupné z: <https://www.zabi.cz/rolna-plastova-1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12>



-
- [15] *Spojení hřídel - náboj: Svěrná upínací pouzdra* [online]. HABERKORN ULMER S.R.O. [cit. 2016-04-28]. Dostupné z: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/prislusenstvi-pohonu/08_Spojzeni-hridel-naboj_sverna-pouzdra-BK.pdf
- [16] *Y - Bearings and Y - Bearing units* [online]. SKF. [cit. 2016-04-28]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf>
- [17] *Problémy stability* [online]. FAKULTA STAVEBNÍ VUT V BRNĚ. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/BO02/BO02_cvi_09.pdf
- [18] *Indukční snímače IME* [online]. SICK AG. [cit. 2016-05-09]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/detekcni-snimace/indukcni-snimace/ime/ime12-08npsz0k/p/p228511>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	zrychlení/zpomalení tablaru
A	[mm]	nejdelší vzdálenost mezi oporami vedení řetězu
a ₁	[mm]	vzdálenost od kraje bočnice k působišti síly na ose zadního kola
a ₂	[mm]	vzdálenost od kraje bočnice k působišti síly na ose připevněné šroubem
a _v	[mm]	tloušťka nosné části vidlice uchycení řetězu
b ₁	[mm]	vnitřní šířka řetězu
c	[-]	přiřazená křivka vzpěrné pevnosti průřezů U profilu
C	[N]	dynamická únosnost ložiska 6003
C ₂	[N]	únosnost ložiska vodícího kola
C ₃	[N]	únosnost ložiska hnaného kola spojovací hřídele
C _S	[N]	dynamická únosnost ložiskové jednotky
d ₁	[mm]	průměr válečku řetězu
d _{1s}	[mm]	vnější průměr závitu šroubu M10
d _{2s}	[mm]	střední průměr závitu šroubu M10
d _{3s}	[mm]	nejmenší průměr závitu šroubu M10
D ₁	[mm]	průměr roztečné kružnice pastorku
D ₂	[mm]	průměr roztečné kružnice vodícího kola
D ₃	[mm]	průměr roztečné kružnice hnaného kola spojovací hřídele
D _{a1}	[mm]	průměr hlavové kružnice pastorku
D _{a2}	[mm]	průměr hlavové kružnice vodícího kola
D _{a3}	[mm]	průměr hlavové kružnice hnaného kola spojovací hřídele
d _ε	[mm]	průměr čepu uchycení řetězu
D _{f1}	[mm]	průměr patní kružnice pastorku
D _{f2}	[mm]	průměr patní kružnice vodícího kola
D _{f3}	[mm]	průměr patní kružnice hnaného kola spojovací hřídele
d _d	[mm]	průměr díry v ose pro lícovaný šroub
d _{hř}	[mm]	průměr spojovací hřídele
e	[mm]	vzdálenost mezi řadami řetězu
f	[-]	součinitel smykového tření
F ₁	[N]	výsledná síla v tahu řetězu
F ₂	[N]	síla působící na vodícím kole způsobená tahem řetězu



F_3	[N]	síla působící na hnané kolo spojovací hřídele způsobená tahem řetězu
F_a	[N]	axiální zatížení ložiska
f_b	[-]	provozní faktor
F_c	[N]	odstředivá síla na obvodu pastorku
F_{krit}	[N]	vzpěrná únosnost
F_m	[N]	tahová složka síly způsobená tíhou volné větve řetězu
F_{mkp}	[N]	síla působící na jednu rolnu
F_o	[N]	obvodová síla řetězu
F_{pn}	[N]	síla předpětí šroubu
F_{pt}	[N]	síla při přetržení řetězu
F_q	[N]	síla působící na stojinu
F_{RD}	[N]	rekční síla v bodě D
F_S	[N]	síla vznikající při rozběhu tablaru
F_t	[N]	tažná síla řetězu
F_T	[N]	třecí síla
f_z	[kg·mm ²]	faktor zrychlení hmot
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
G	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
G_1	[kg]	tíhová síla
H_ξ	[mm]	nosná výška závitu
i	[mm]	poloměr setrvačnosti
i_2	[-]	převodové číslo mezi vodícím kolem a pastorkem
i_3	[-]	převodové číslo mezi hnaným kolem a pastorkem
$i_{př}$	[-]	převodové číslo převodovky
J_1	[kg·m ²]	moment setrvačnosti řetězového kola pastorku
J_2	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vodícího řetězového kola
J_3	[kg·m ²]	moment setrvačnosti hnaného řetězového kola spojovací hřídele
J_e	[kg·mm ²]	ekvivalentní moment setrvačnosti
$J_{hř}$	[kg·m ²]	moment setrvačnosti spojovací hřídele
J_m	[kg·m ²]	moment setrvačnosti rotujících hmot elektromotoru
J_{min}	[mm ⁴]	minimální kvadratický moment průřezu plochy stojiny
J_p	[mm ⁴]	polární moment průřezu hřídele



J_x	[kg·mm ²]	ekvivalentní moment setrvačnosti redukováný na otáčky motoru
k_D	[-]	součinitel dynamické bezpečnosti
k_L	[-]	bezpečnostní koeficient
k_S	[-]	součinitel statické bezpečnosti
k_{sv}	[-]	bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti stojiny
L_0	[mm]	redukováná délka prutu
L_h	[hod]	požadovaná životnost
$l_{hř}$	[mm]	délka spojovací hřídele
L_L	[mm]	délka řetězu levé bočnice
L_P	[mm]	délka řetězu pravé bočnice
L_S	[mm]	délka U-profilu stojiny
m_1	[kg]	hmotnost nákladu na tablaru
m_2	[kg]	hmotnost tablaru
m_c	[kg]	celková hmotnost
$m_{hř}$	[kg]	hmotnost spojovací hřídele
M_{k1}	[N·m]	výstupní kroutící moment převodovky
M_{k1max}	[N·m]	maximální výstupní kroutící moment na převodovce
M_{k3}	[N·m]	kroutící moment na spojovací hřídeli
M_{kmin}	[N·m]	minimální kroutící moment převodovky
M_{km}	[N·m]	kroutící moment elektromotoru
M_{kmax}	[N·m]	maximální přípustný moment na výstupu převodovky
m_L	[kg·m ⁻¹]	hmotnost na metr délky tyčového polotovaru spojovací hřídele
M_{o21}	[N·m]	maximální ohybový moment na ose zadního vodícího kola
M_{o21v}	[N·m]	ohybový moment v místě vrubu
M_{o22}	[N·m]	maximální ohybový moment na ose připevněné šroubem
$m_{ř}$	[kg·m ⁻¹]	hmotnost jednoho metru řetězu
m_v	[kg]	hmotnost pojezdového vozíku
n_1	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
n_2	[min ⁻¹]	otáčky vodících kol
n_3	[min ⁻¹]	otáčky hnaného kola na spojovací hřídeli
N_1	[N]	normálová síla
n_m	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru



n_p	[min^{-1}]	odhadované otáčky pastorku
n_R	[-]	počet pojezdových rol
N_R	[kg]	nosnost jedné pojezdové rol
p	[mm]	rozteč řetězu
P	[W]	výkon potřebný pro posuv tablaru
$P_{\check{c}}$	[MPa]	tlak působící na kontaktní plochy čepu uchycení řetězu
p_D	[MPa]	dovolený tlak v kloubu řetězu
P_D	[W]	diagramový výkon řetězu
p_{dov}	[MPa]	dovolené napětí ve stykových plochách materiálu E335
$p_{Dov\check{s}}$	[MPa]	maximální dovolený tlak v závitech šroubu M10
P_m	[W]	výkon elektromotoru
p_{mkp}	[MPa]	tlak působící na plochu vedení vozíku
p_L	[MPa]	tlak působící na šroub v místě s nejmenší plochou
P_R	[W]	výkon přenášený jedním řetězem
P_{r2}	[N]	radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska vodícího kola
P_{r3}	[N]	radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska spojovací hřídele
p_s	[MPa]	směrný tlak v kloubu řetězu
$p_{\check{s}}$	[MPa]	tlak v závitech šroubu M10
p_v	[MPa]	výpočtový tlak
q	[$\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$]	spojité zatížení hřídele svojí vlastní vahou
R	[mm]	poloměr zaoblení v místě osazení
R_i	[mm]	poloměr dna zubní mezery
R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu E335
R_{e1}	[mm]	poloměr boku zubu pastorku
R_{e2}	[mm]	poloměr boku zubu vodícího kola
R_{e3}	[mm]	poloměr boku zubu hnaného kola spojovací hřídele
R_{eCF53}	[MPa]	mez kluzu materiálu CT53
R_{eS235}	[MPa]	mez kluzu materiálu S235JR
$R_{e\check{s}}$	[MPa]	mez kluzu materiálu šroubu
R_L	[mm]	poloměr zaoblení ložiska
s	[m]	vzdálenost mezi snímači polohy
S	[mm^2]	plocha kloubu řetězu



S_S	[mm ²]	plocha stojiny
t	[mm]	tloušťka stěny bočnice
t_z	[s]	čas potřebný pro zrychlení/zpomalení vozíku
v	[m·s ⁻¹]	rychlost pohybu tablaru
v_0	[m·s ⁻¹]	počáteční rychlost stojícího vozíku
v_f	[m·s ⁻¹]	rychlost řetězu
W_{o1}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu osy zadního vodícího kola
W_{o2}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu osy vodícího kola s dírou pro lícovaný šroub
X_o	[-]	koeficient radiálního zatížení ložiska
x_1	[mm]	vzdálenost vrubu od působíště síly F_{RD}
X_L	[-]	počet článků řetězu levé bočnice
X_P	[-]	počet článků řetězu pravé bočnice
y	[mm]	maximální průhyb řetězu
Y	[-]	součinitel rázu
Y_o	[-]	axiální zatížení ložiska
z_1	[-]	počet zubů pastorku
z_2	[-]	počet zubů vodících kol
z_3	[-]	počet zubů hnaného kola
z	[-]	počet závitů matice
α	[-]	součinitel vrubu
α_1	[°]	úhel otevření zubů pastorku
α_1	[-]	součinitel inperfekce
α_2	[°]	úhel otevření zubů vodícího kola
α_3	[°]	úhel otevření zubů hnaného kola spojovací hřídele
β	[-]	součinitel vzpěrné délky
γ_2	[°]	úhel mezi výslednicí a silou $F_t/2$ na ose vodícího kola
γ_3	[°]	úhel mezi výslednicí a silou $F_t/2$ na spojovací hřídeli
γ_{M1}	[-]	dílčí součinitel spolehlivosti materiálu S235
δ	[mm]	odchylka polohy článků řetězu
η_1	[-]	účinnost řetězového převodu
η_p	[-]	účinnost převodovky
λ	[-]	činitel tření



λ_1	[-]	srovnávací štíhlost
λ_S	[-]	štíhlost prutu
$\bar{\lambda}$	[-]	poměrná štíhlost
μ	[-]	součinitel mazání řetězu
π	[-]	Ludolfovo číslo
ΣF_y	[N]	součet silových výslednic v ose y
ΣF_x	[N]	součet silových výslednic v ose x
ΣM_E	[N·m]	součet momentových výslednic k bodu E
σ_{o1}	[MPa]	ohybové napětí osy zadního řetězového kola
σ_{o2}	[MPa]	ohybové napětí osy řetězového kola s dírou pro lícovaný šroub
σ_{o1v}	[MPa]	ohybové napětí osy zadního řetězového kola v místě vrubu
σ_{Red}	[MPa]	redukované napětí spojovací hřídele
σ_{REDL}	[MPa]	redukované napětí působící na lícovaný šroub
$\sigma_{tš}$	[MPa]	tahové napětí působící na šroub M10
$\tau_{\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí působící na čep uchycení řetězu
τ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí ve smyku materiálu E335
τ_{o2}	[MPa]	napětí ve stříhu působící na lícovaný šroub
φ	[-]	součinitel provedení řetězu
Φ	[-]	součinitel nutný k výpočtu součinitele vzpěrnosti
$\varphi_{hř}$	[rad]	úhel vzájemného natočení konců hřídele
φ_{max}	[rad]	maximální dovolené vzájemné natočení konců hřídele
χ	[-]	součinitel výkonu
χ'	[-]	součinitel vzpěrnosti
ω_1	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost pastorku
ω_2	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost vodících kol
ω_3	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost hnaného spojovacího kola



SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

1-5oADI/9-01	Podavač tablarů
0-5oADI/9-02	Sestava bočnice P
2-5oADI/9-03	Svarek bočnice
1-5oADI/9-04	Sestava vozíku
3-5oADI/9-05	Vodící kolo 1
3-5oADI/9-06	Vodící kolo 2
4-5oADI/9-07	Osa vodícího kola 2
3-5oADI/9-08	Sestava řetězu
4-5oADI/9-09	Vodící řetězové kolo

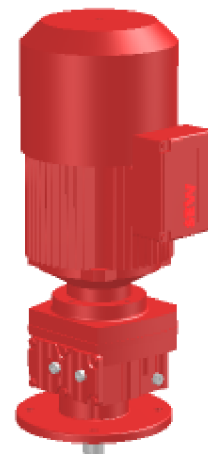
DALŠÍ PŘÍLOHY

Parametry převodového motoru RF37DT90S4/BMG

Tolerance a rozměry vypalovaných zámků pro zajištění polohy při svařování

AC gearmotor

RF37DT90S4/BMG



Rated motor speed	[1/min] : 1400
Output speed	[1/min] : 148
Overall gear ratio	: 9,47
Output torque	[Nm] : 71
Service factor SEW-FB	: 2,40
Mounting position	: M4
Prime / top coat	: 7031 Blue Grey (20070310)
Position of connector/terminal box	[°] : 0
Cable entry/connector position	: X
Output shaft	[mm] : 25x50
Permitted output overhung load with n=1400	[N] : 3080
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter] : 1,05
Flange diameter	[mm] : 200
Motor power	[kW] : 1,1
Duration factor	: S1-100%
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%] : 74,9 / 77,5 / 76,5
CE mark	: No
Motor voltage	[V] : 230/400
Wiring diagram	: DT13
Frequency	[Hz] : 50
Rated current	[A] : 4,85 / 2,8
Cos Phi	: 0,77
Thermal class	: B
Motor protection type	: IP55
Net weight	[Kg] : 37
Braking torque	[Nm] : 5
Brake voltage	[V] : 230

Additional feature and Options:

BMG/BM/BR- SEW - disc brake

Enclosure IP 55 - brake motor

Metal fan

The technical data are subject to a final technical inspection.

This inspection is made upon the creation of a quotation/an offer.

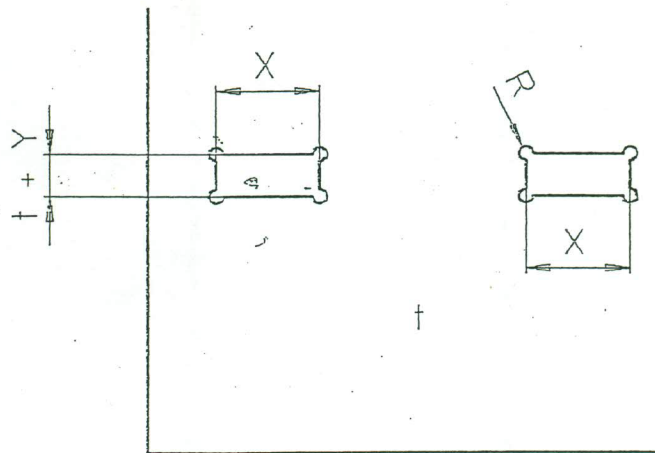
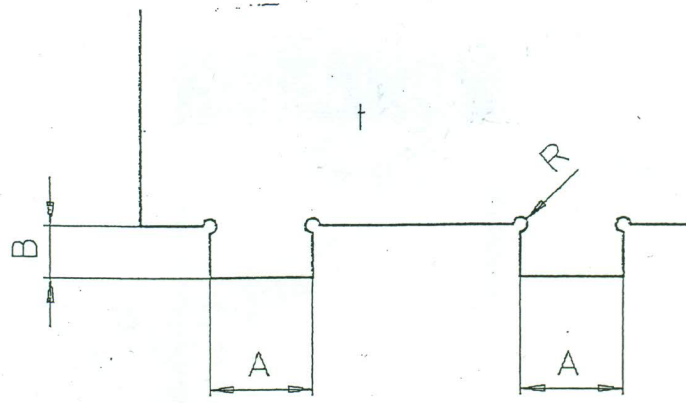
You can find the exact net weight on the order confirmation. For technical reasons, the real weight may differ from this information.

Created on: 2016-02-29 15:54:38 / Tom Stokli / tom

DC Version 2.19 SP1

Richtlinie Laser-Stecktechnik

Anwendung: Stahlausführung



Richtlinie fuer die Maße und Toleranzen
der Steckverbindung und Aufnahme
in Abhaengigkeit der Materialdicke

~15	40 ±0,1	40,2 ±0,1	0,2 ±0,1	2	12
~10	30 ±0,1	30,2 ±0,1	0,2 ±0,1	1,5	7
~8	20 ±0,05	20,1 ±0,05	0,1 ±0,05	1	5
~5	15 ±0,05	15,1 ±0,05	0,1 ±0,05	0,5	3
~3	10 ±0,05	10,1 ±0,05	0,1 ±0,05	0,5	1,5
t	A	X	Y	R	B

WOLF

Handling - Systeme
D - 97264 Helmstadt
Telefon 09369/9060-0