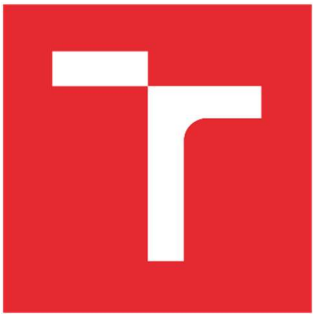


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OVINOVACÍ STROJ
WRAPPING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Ivan Kosyk
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2020

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadaní bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Ivan Kosyk**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	**Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok:	2019/20

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 bakalářské práce:

Ovinovací stroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce stroje pro ovinutí palet do obalové folie. Ovinovací stroj je složen z otočného stolu a ovinovacího sloupu. Ovinovací stroj je samostatně stojící zařízení. Přísun a odvoz palet s nákladem je pomocí vysokozdvižného vozíku.
Technické parametry:
Dopravovaný předmět EUR paleta s nákladem hmotnosti max. 500 kg.
Rozměrové parametry EUR palety dle normy.
Maximální výška balení 1500 mm.
Ovinování je řízeno obsluhou stroje.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor ovinovacích zařízení pro EUR palety.
Koncepční návrh otočného stolu a ovinovacího sloupu.
Rozměrové a funkční výpočty.
Upřesnění konstrukce ovinovacího stolu a sloupu a návrh komponent.
Pevnostní výpočet vybraných konstrukčních uzlů.
Výkres sestavy ovinovacího stolu a sloupu.
Výkres podsestavy rámu.
Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

BIGOŠ, Peter, Jozef KUĽKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh ovinovacího stroje pro ovinování EUR palet se zbožím. První část práce zahrnuje v sobě seznam aktuálních koncepci ovinovacích strojů, možné varianty konstrukčních a návrhových řešení s jejich funkcemi, popis jich výhod a nevýhod. V druhé části práce je provedeno výpočtové řešení modelů a volba důležitých součástí ovinovacího stroje na základě vstupních a požadovaných hodnot.

KLÍČOVÁ SLOVA

ovinovací stroj, otočný stůl, balící sloup, stretch fólie, řetězové kolo, balící vozík.

ABSTRACT

The goal of this bachelor thesis is the design of a wrapping machine for EUR pallets with goods. The first part of the work includes a list of current concepts of wrapping machines, possible variants of construction and design solutions with their functions, a description of their advantages and disadvantages. In the second part of the work, the computational solution of the models and the selection of important components of the wrapping machine based on the input and required values are performed.

KEYWORDS

wrapping machine, rotary table wrapping column, stretch film, sprocket, wrapping tolley.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOSYK, Ivan. *Ovinovací stroj.* Brno, 2020. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121572. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jaroslava Kašpárek, Ph.D.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020 ……..

Kosyk Ivan

PODĚKOVÁNÍ

Za prvé rád bych poděkoval své rodině, která mi umožnila studium v ČR, a která mi každý den pomáhala a podporovala mne během celého studia. Dále bych rád poděkoval vedoucímu mé práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné informace, cenné rady, které mi poskytl ke zpracování této práce, a příjemnou atmosféru během každé konzultace.

OBSAH

1 Klasifikace ovinovacích strojů 9
1.1 Rozdělení podle umístění 9
1.1.1 Stacionární 9
1.1.2 Mobilní 9
1.2 Rozdělení podle směru pohybu fólie 10
1.2.1 Horizontální 10
1.2.2 Vertikální 11
1.3 Rozdělení podle stupně automatizace 12
1.3.1 Ruční 12
1.3.2 Poloautomatický 13
1.3.3 Automatický 14
1.4 Rešerše výrobců ovinovacích strojů 15
2 Koncepční návrh ovinovacího stroje 18
2.1 Varianty pohonu otočného stolu 18
2.1.1 Pohon ozubeným převodem 18
2.1.2 Pohon pomocí řetězu 18
2.1.3 Pohon pomocí řemenu 19
2.1.4 Výběr pohonu 19
2.2 Varianty umístění otočné plochy 19
2.2.1 Varianta č. 1 20
2.2.2 Varianta č. 2 20
2.3 Varianty pohonu balícího sloupu 20
2.3.1 Pohon pomocí řetězu 20
2.3.2 Pohon pomocí pohybového šroubu 21
3 Návrh otočného stolu 22
3.1 EURO paleta 22
3.2 Rám a základ otočného stolu 23
3.3 Volba podpěrných kladek 24
3.4 Volba pohonu otočného stolu 25
3.4.1 Moment setrvačnosti rotující otočné plochy a vyosené balené jednotky 26
3.4.2 Moment valivého odporu podpěrných kladek 27
3.4.3 Moment od předpětí ovinovací fólie 27
3.4.4 Moment rozběhu rotující balené jednotky a otočného stolu 28

3.4.5 Moment čepového tření v kladkách 29
3.4.6 Celkový moment proti pohybu otočného stolu v ose stolu 30
3.4.7 Kontrola rozběhu elektromotoru otočného stolu 30
3.4 Vypočet řetězového převodu 33
3.4.1 Výpočet převodových poměrů 33
3.5 Volba řetězu 33
3.6 Volba hnacího a hnaného řetězových kol 34
3.7 Výpočet řetězu 36
4 Balící sloup 40
4.1 Volba pohybového šroubů 40
4.2 Kontrola pohybového šroubu na vzpěr 40
4.3 Návrh pohonu balícího sloupu 43
4.4 Návrh lineárního vedení pro balicí zařízení 46
4.4.1 Volba vodících rolen 48
4.5 Balící vozík pro stretch fólie 50
Závěr 51
Seznam použitých zkratek a symbolů 55
Seznam příloh 59

ÚVOD

Pro každý podnik zapojený do oběhu zboží, buď automobilový, chemický, potravinářský nebo jiný průmysl, je důležitým úkolem nejen výroba produkce ale i bezpečná přeprava a dodání zboží. Pro tyto účely se používají ovinovací stroje.

Ovinovací stroje se používají k mechanizaci procesu balení výrobků pomocí fólie, která se vyskytuje v několika variantách. Například stretch fólie, bublinková, HDPE nebo průtažná fólie. Samotný proces balení slouží ke kompletnímu připevnění zboží k paletě. Zabalené zboží na paletě pomocí ovinovacího stroje tvoří balenou paletu. Tak lze výrazně zjednodušit manipulační procesy, procesy logistiky produktů, proces a prostory potřebné ke skladování produktů. Balení zajišťuje bezpečnost zboží při skladování a transportování.

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh ovinovacího stroje pro ovinování EUR palet se zbožím. První část práce zahrnuje seznam aktuálních koncepcí ovinovacích strojů, možné varianty konstrukčních a návrhových řešení s jejich funkcemi, popis jejich výhod a nevýhod. V druhé části práce je provedeno výpočtové řešení modelů a volba důležitých součástí ovinovacího stroje na základě vstupních a požadovaných hodnot.

1 KLASIFIKACE OVINOVACÍCH STROJŮ

1.1 ROZDĚLENÍ PODLE UMÍSTĚNÍ

1.1.1 STACIONÁRNÍ

Stacionární paletové ovinovací stroje jsou velké a těžké zařízení pro ovinování palet. Podmínkou jejich umístění je dostatečný volný prostor pro přisunutí a odsunutí balených palet a rovná nosná plocha pro instalaci. Obsluha připojí stretch fólii k balenému nákladu, vybere program navíjení na ovládacím panelu a spustí program. Pak se ovinovací stroj začne otáčet kolem palety a balit náklad pomocí fólie. Výhodou stacionárních zařízení je velká produktivita balených palet.

1.1.2 MOBILNÍ

Mobilní ovinovací stroj se od stacionárního baliče palet liší v zásadě jiným principem práce. Tento typ strojů je ideální pro výrobky, jejichž hmotnost přesahuje 2000 kg [35], nebo se kterými je obtížná manipulace.

Tyto mobilní ovinovací stroje na palety jsou vhodné při balení objemných nákladů a jsou vhodné tam, kde je třeba zabalit paletový náklad v různých částech skladu, nebo kde je nedostatečný prostor pro pohyb palety vysokozdvižným vozíkem. Mobilní ovinovací stroj na palety je poháněn elektrickým akumulátorem (obr. 1). Ovinutá paleta fólií zabraňuje možnosti pádu nákladu z palet.

Automatický mobilní ovinovací stroj na paletový náklad má svůj vlastní technologický postup balení, a to:

1. Operátor připojí stretch fólii k balenému nákladu.
2. Vybere balicí program na ovládacím panelu a spustí ho.
3. Ovinovací automatický stroj se začne otáčet kolem palety a balit náklad pomocí fólie.



Obr. 1: Mobilní ovinovací zařízení MOTION.[2]

1.2 ROZDĚLENÍ PODLE SMĚRU POHYBU FÓLIE

1.2.1 HORIZONTÁLNÍ

Horizontální ovinovací stroje patří do kategorie multidisciplinárního vybavení, kde hlavním úkolem je zabalit výrobky různých délek a tvarů do různých balicích materiálů, obvykle stretch fólie. Výčet výrobků a materiálů, které lze s tímto zařízením zabalit, je velký. Patří k nim například plastové nebo hliníkové výrobky, dveře, střešní materiály, textilní role atd.
Tento stroj má hlavní konstrukční prvek rotující „prstenec“, který ve spirálovém tvaru balí předměty různých tvarů a velikostí (obr. 2). V závislosti na metodě ovinovacího procesu lze horizontální ovinovací stroje rozdělit do několika skupin.

A. Ovinování pomocí stretch fólie:
- **Sealed** - ovinutí pouze konců produktů, které mají charakter tyčových polotovarů.
- **Pevný** - Křížový nebo spirálový obal po celé délce baleného produktu.

B. Ovinování pomocí plastového pásku. Je nejběžnější způsob balení, který umožní rychle provést ovinování produktů se zaměřením na pohodlnou přepravu. Tento způsob navíjení je rozdělen na částečný a plný. První možnost zahrnuje navíjení pouze uprostřed a na koncích produktů.

Také horizontální ovinovací stroje lze rozdělit podle stupně automatizace:

- **Automatické** – Nevyžadují obsluhu stojů. Všechny procesy jsou prováděny pomocí dopravníků.
- **Poloautomatické** - Během provozu obsluha řídí nebo dodává produkty a ovládá proces přes řídící pult tak, aby byl zamýšlený úkol ovinutí proveden. Před začátkem ovinovacího procesu je nutné ručně nastavit parametry, jako stupeň napnutí a počet otáček stretch fólie.

K výhodám horizontálního ovinovacího stroje patří jednoduchost a spolehlivost provozu, široký rozsah balených materiálů, možnost balení velkého množství produktů, vysoký ovinovací výkon.



Obr. 2: Horizontální ovinovací stroj SPIROR 2500FW.[3]

1.2.2 VERTIKÁLNÍ

Tento typ balících strojů využívá vertikální pohyb stretch fólií při balení nákladu. Vertikální ovinovací stroje existují v několika provedeních.

- **S otočným stolem**

Na začátku se paleta umístí na otočný stůl stroje (obr. 3). Role balící fólie je umístěna v balicím vozíku. Konec folie se připevní na paletu. Vozík jezdí v balicím sloupu nahoru a dolů a tím provádí proces balení. Paleta je balena pomocí rotačního pohybu otočného stolu.



Obr. 3: Vertikální ovinovací stroj MASTERPLAT PLUS TP3.[4]

- **S oviječím ramenem**

Paletu s nákladem dopraví obsluha nebo dopravník do pracovní oblasti stroje. Oviječí rameno s připevněnou stretch folií se otáčí kolem palety s nákladem (obr. 4). Navíjení palety je způsobeno pohybem vozíku s natahovací fólií nahoru a dolů po oviječím ramenu. Výhodou je neomezena hmotnost nákladu.



Obr. 4: Vertikální ovinovací stroj MASTERWRAP PLUS XL.[5]

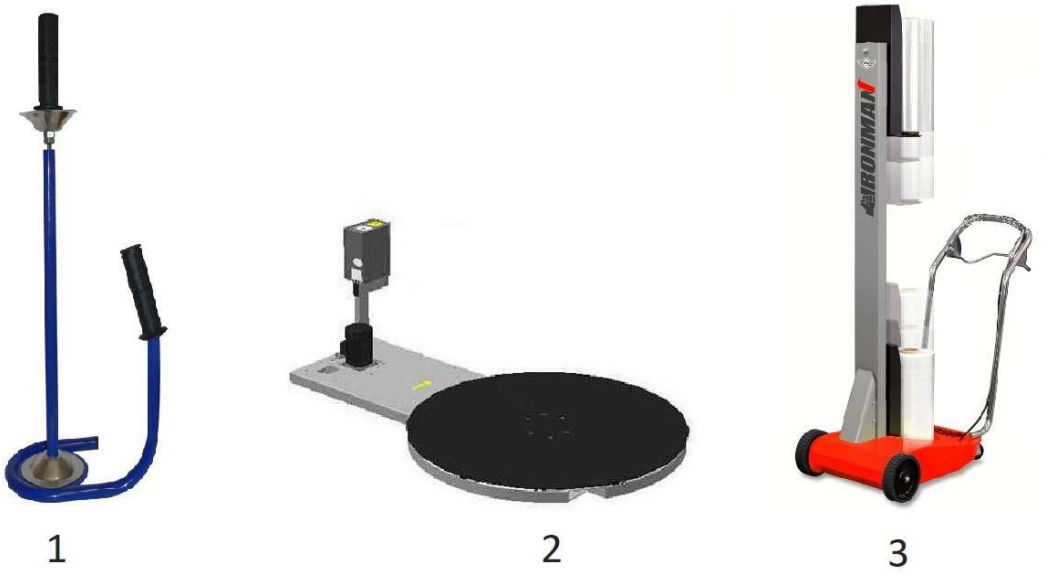
1.3 ROZDĚLENÍ PODLE STUPNĚ AUTOMATIZACE

1.3.1 RUČNÍ

Ruční ovinovací stroje jsou jedním z nejjednodušších, nejlevnějších a nejspolehlivějších zařízení. Díky ruční práci je možné výrazně zvýšit výkon procesu balení pomocí stretch fólie. Ruční ovinovací stroj velmi usnadňuje práci operátora a navíc si toto zařízení může společnost dovolit již v první fázi svého rozvoje. Jejich použití nevyžaduje elektřinu ani technickou údržbu.

Ruční ovinovací zařízení nebo stroje mohou být v různých provedeních (obr. 5):

- Ruční odvíječ stretch fólie
- Samostatný otočný stůl pro palety
- Mobilní ruční balicí zařízení



Obr. 5: Typy ručních zařízení; 1- ruční odvíječ stretch fólie; 2- Samostatný otočný stůl pro palety; 3- mobilní ruční balicí zařízení [6], [7].

1.3.2 POLOAUTOMATICKÝ

Poloautomatický ovinovací stroj pro palety vyžaduje, na rozdíl od automatického, účast obsluhy během procesu. Provoz poloautomatického ovinovacího stroje nepředstavuje žádný problém vzhledem k jednoduchosti jeho konstrukce (obr. 6). Na práci s ním se dokáže zaškolit i běžný pracovník. U tohoto typu paletového baliče obsluha musí umístit stretch fólii do stroje, uvést zařízení do provozu a celý proces udržovat pod kontrolou. Tyto ovinovací stroje jsou ideální pro podniky se střední produktivitou.

Většina poloautomatických modelů je vybavena otočnými stoly, na které lze snadno umístit paletu s nákladem. Postup balení je následující:

- Je nutné umístit paletu na zařízení.
- Připevnit napínací fólii na dno palety a spustit program ovinování.
- Samotný proces balení bude probíhat v automatickém režimu, po kterém je nutné odříznout napínací fólií a vyjmout paletu z otočného stolu.

Poloautomatický stroj poskytuje funkce:

- Úpravy rychlosti otáčení.
- Změny síly natažení fólií.
- Výběru počtu průjezdů balicího vozíku.

Poloautomatické paletové balíčky mohou být vybaveny horním pneumatickým upínacím zařízením, které umožní přitlačovat nestabilní náklady k točně plochy, která zajišťuje rotaci zboží.



Obr. 6: Poloautomatický ovinovací stroj ECOPLAT PLUS. [8]

1.3.3 AUTOMATICKÝ

Automatické ovinovací stroje jsou navrženy pro provoz bez zásahu obsluhy. Zařízení jednoduše provádí předem definovanou sekvenci akcí, která je definovaná programem. Stroje pracují plně automaticky a úkolem operátora je jen zapnout zařízení. Automatické paletové ovinovací stroje mohou v závislosti na modelu natáhnout stretch fólii 2-3krát, aniž by ji deformovaly na šířku, což může výrazně ušetřit spotřební materiál (obr. 7).

Obvykle jsou to rozměrné stroje, které se používají ve velkých podnicích a na montážních linkách. Přesun palet v takovém případě je do pracovního prostoru prováděn pomocí válečkové tratě. Automatické ovinovací stroje zahrnují v své konstrukci spoustu různých doplňkových vybavení pro usnadnění práci obsluhy.

Možné doplňkové vybavení automatických ovinovacích strojů:

- Pohon pro nastavení napínání fólie.
- Vertikální přítlak palety.
- Systém pro zakrytí horní plochy nákladů.
- Dvou-rolový balicí systém.
- Paletový výtah, dopravní systém integrovaný do dopravníku.
- Systém pro zmenšení šířky stretch fólie.
- Senzor konce fólie.
- Automatický rohový aplikátor.
- Bezpečnostní prvky, ochranné kryty.



Obr. 7: Automatický ovinovací stroj HELIX 4/2. [9]

1.4 REŠERŠE VÝROBCŮ OVINOVACÍCH STROJŮ

Ovinovací balicí stroje jsou zařízení vyráběná na zakázku z důvodu rozmanitosti balených výrobků a materiálů. Proto jsou v této kapitole uvedeny jen firmy zabývající se výrobou těchto strojů. Kategorizace uvedená v kapitole 1.2 je dostatečně obecná pro rozlišení strojů podle konstrukce a technologie balení.

České společnosti

TART, Ltd

Firma TART, ltd byla založena v roce 1991. Na začátku své existence společnost vyráběla balicí pásky s potiskem a jiné různé obalové materiály. V roce 1994 byla k asortimentu balicích materiál přidána výroba ovinovacích strojů. Od roku 2001 firma začala zakládat dceřiné společnosti v zemích jako: Slovensko, Rumunsko, Turecko a Německo. V dnešní době firma poskytuje obalové materiály, balicí stroje, komplexní balení a různé typy stavebních folií. [10]

EKOBAL, spol. s.r.o.

Společnost EKOBAL, s.r.o. začala svou existenci v roce 1993 jako organizace založená na zkušenostech firmy Pragometal s.r.o. v oblasti průtažné folie a technologii balení. Dnes firma patří mezi leadery v oblasti největších dodavatelů obalových materiálů a výrobců balicí techniky s vlastním vývojovým střediskem. Společnost nyní působí nejen v České Republice, ale i v Polsku a na Slovensku. Hlavní specializace EKOBAL s.r.o. je technologie paletizačního a skupinového balení. [11]

FEIFER

Firma FEIFER začala sovu činnost roce 1994, ale i tehdy se se mohla pochlubit 45-ti letou tradicí související s právním nástupnictvím firmy Kovopodnik s.p., založené v roce 1949. Díky svoje 70 leté tradici v oboru balení zboží společnost FEIFER stala jedním z předních evropských výrobců páskovací a fóliové balící techniky.

Společnost se zabývá převážně výrobou páskovacích strojů, balících strojů pro balicí linky a dopravníky. Taky firma FEIFER se specializuje na poskytování komplexních balících služeb. Nabízí širokou škálu produktů, balení na klíč a dopravníkové systémy, outsourcing obalů, konzultační, záruční a pozáruční servis - to vše se zaměřením na vysoce kvalitní produkty a služby. [30]

BALPACK

BALPACK je jedním z lídrů v oblasti balicích strojích a obalových materiálech. Byla založena v roce 1997 jako nástupce Bamako pack, výrobce zemědělských a balicích strojů. BALPACK je jedna z největších výrobců a dodavatelů balících strojů na českém trhu. V současné době se specializuje především na výrobu a prodej balících strojů na paletové a krabicové balení. Svoje stroje exportuje do Německa, Francie, Polska, Slovenska, Itálie, Turecka, Islandu a Ukrajiny. V České republice působí svoje stroje ve společnostech jako: SONY, Billa, Ronal, DHL, Mlékárna Kunín, Saint Gobain a další. [32]

Zahraniční společnosti

SIAT, spol. s.r.o.

SIAT, s.r.o. je světově známý výrobce špičkových strojů pro sekundární balení a od roku 1970 vyrábí více než 17 000 strojů ročně. Jich sortiment zahrnuje poloautomatické i plně automatické stroje jako Case Sealers a Case Erectors, Stretch Wrappers, StrappingTools. Dále flexografické tiskařské stroje a zásobníky na pásky. Společnost je přítomna ve více než 100 zemích po celém světě a neustále investuje. [12]

FROMM, Packacing systems

Rodinný podnik FROMM byl založen v roce 1947. Mezinárodní společnost FROMM Packaging Systems, jeden ze světových lídrů v obalovém průmyslu. Firma pocházela z malé dílny v centru Curychu. FROMM Group vyvíjí a vyrábí systémy na upevnění přepravovaných produktů: páskovací stroje a zařízení, paletové balíčky, patentový systém. [31]

ROBOPACK

Společnost ROBOPAC byla založena v roce 1982 a je světovým leaderem v balicích strojích na stretchové fólie s více než 10 000 stroji ročně, z nichž 90% se exportuje na hlavní světové trhy. Společnost vyvíjí činnost ve čtyřech technologických kategoriích:

- robot, stůl a otočná ramena pro stabilizaci zátěže pomocí balicí fólie (hlavní činnost),
- horizontální obal s balicí fólií pro dlouhé výrobky,
- balicí stroje pro nanášení teplem smrštitelných folií,
- balicí stroje na pásky.

Firma ROBOPAC poskytuje včasnou a efektivní poprodejní podporu díky síti servisních center pro technickou podporu a dodávku náhradních dílů v zahraničních pobočkách.[13]

Matco, International

Matco je více než 40 let předním Německým výrobcem a dodavatelem poloautomatických a plně automatických balících strojů na palety v celé Evropě. Společnost byla založena v roce 1 975. Matco má široký sortiment ovinovacích strojů začínající od poloautomatických strojů do automatických programovatelných výrobních linek. [33]

2 KONCEPČNÍ NÁVRH OVINOVACÍHO STROJE

V této kapitole jsou uvedeny možné koncepční varianty důležitých komponentů dle návrhu ovinovacího stroje.

2.1 VARIANTY POHONU OTOČNÉHO STOLU

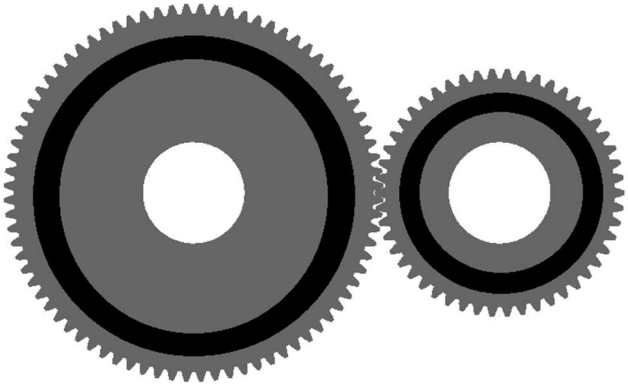
Důležitou částí otočného stolu je pohon. V následujících kapitolách jsou uvedeny různé varianty pohonu.

2.1.1 POHON OZUBENÝM PŘEVODEM

Ozubený převod je nejpoužívanějším typem převodu. Takovým převodem se nazývá mechanismus, který slouží k přenosu rotačního pohybu z jednoho hřídele na druhý, a tím dochází ke změně rychlosti prostřednictvím ozubených kol (obr. 8). V některých mechanismech jsou ozubená kola používána k převodu rotačního pohybu na translační.

Výhody - jsou velmi spolehlivé v provozu, poskytují konstantní převodový poměr, jsou kompaktní, mají vysokou účinnost, snadné použití, trvanlivé a mohou přenášet jakýkoli výkon.

Nevýhody - potřebují vysokou přesnost výroby a instalace, hluk při práci ve vysokých rychlostech, nemožnost plynulé změny převodového poměru.



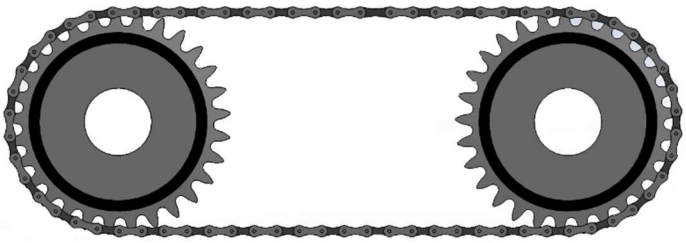
Obr. 8: Ozubený převod.

2.1.2 POHON POMOCÍ ŘETĚZU

Řetězový převod - je zařízení, které přenáší mechanickou energii na určitou vzdálenost mezi dvěma nebo více rovnoběžnými hřídelemi (obr. 9). Toto zařízení obsahuje hnací a hnané řetězové kolo a řetěz.

Výhody - Řetězové převody umožňují přenášet pohyb mezi hřídelemi na větší vzdálenosti v porovnání s ozubenými převody. Mají vysokou účinnost (0,96 až 0,98), vyvolávají menší zatížení na hřídel než řemenový převod, mohou uvést do pohybu několik řetězových kol.

Nevýhody - Nerovnoměrný chod, hluk během provozu, nutnost pečlivé instalace a údržby, potřeba napínání řetězu a včasné mazání, rychlé opotřebení řetězových kloubů, vysoká cena.



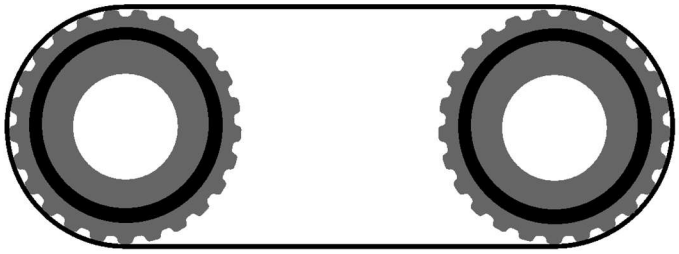
Obr. 9: Řetězový převod.

2.1.3 POHON POMOCÍ ŘEMENU

Přenos mechanické energie v řemenovém převodu je proveden pomocí flexibilního spojení v důsledku tření mezi řemenem a řemenicí (obr. 10). Řemenový pohon se skládá z minimálně dvou řemenic umístěných v určité vzdálenosti od sebe a řemenem. Čím větší je úhel opsání řemenu a řemenice, napínací síla a součinitel tření, tím větší točivý moment může řemenový převod přenést.
V závislosti na tvaru průřezu převodového řemene existují ploché řemeny, klínové řemeny a ozubené řemeny. Nejběžněji se ve strojírenství používají ploché a klínovité řemeny.

Výhody - Schopnost přenášet rotační pohyb na velké vzdálenosti, jednoduchost konstrukce a nízké náklady, snadná péče a údržba.

Nevýhody - Jsou rozměrnější než řetězy, mají krátkou životnost. Neumožňují dosáhnout konstantního převodového poměru v důsledku prokluzu řemenu. Způsobují zvýšené zatížení hřídelí a ložisek, protože celkové napětí ve větvích řemenů je mnohem větší než obvodová síla.



Obr. 10: Řemenový převod.

2.1.4 VÝBĚR POHONU

Prvním krokem v návrhu koncepce ovinovacího stroje bylo zvolení pohonu pro otočný stůl. Po porovnání všech výhod a nevýhod možných pohonů byl zvolen řetězový pohon kvůli vyšší účinnosti, konstantnímu převodu oproti řemenu a dostatečné osové vzdálenosti oproti pohonu ozubeným převodem.

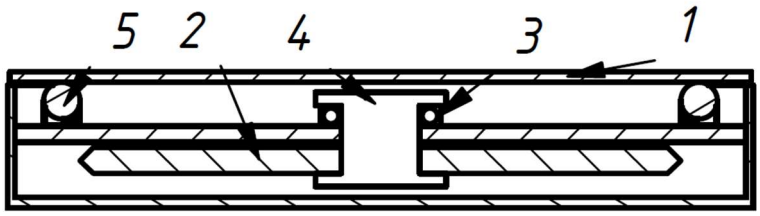
2.2 VARIANTY UMÍSTĚNÍ OTOČNÉ PLOCHY

Na otočné ploše je umístěna paleta s nákladem, což vyvolává velké axiální zatížení na poháněný hřídel. V této kapitole jsou uvedené možné varianty vymezení axiální síly od palety

s nákladem, aby stůl mohl konat rotační pohyb. Každá z variant má své hlavní části: točná plocha (1), hnané řetězové kolo (2), ložisko (3), hřídel (4).

2.2.1 VARIANTA Č. 1

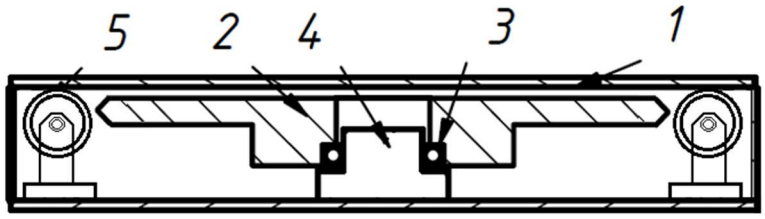
Tato varianta č. 1 (obr. 11) vymezuje axiální síly pomocí velkého axiálního ložiska (5). Nevýhoda této varianty spočívá v tom, že ložisko musí být dost velké z důvodů tuhosti konstrukce a z důvodů velké axiální síly, což znamená vysokou cenu.



Obr. 11: Schematické znázornění varianty č. 1.

2.2.2 VARIANTA Č. 2

Tato varianta zahrnuje do své konstrukce pojezdové kladky (5), které vymezují axiální sílu od nákladu palety (obr. 12). Kladky jsou připevněny k rámu po celém obvodu otočného stolu. Výhodou takového provedení je nízká cena a velká tuhost konstrukce.



Obr. 12: Schematické znázornění varianty č. 2.

2.3 VARIANTY POHONU BALÍCÍHO SLOUPU

Důležitou částí balícího sloupu je pohon pro posuv role fólie do celé výšky nákladu palety. V následujících kapitolách jsou uvedeny různé varianty pohonu zdvihu.

2.3.1 POHON POMOCÍ ŘETĚZU

V balícím sloupu může být řetězový pohon realizován následujícím způsobem. Hnací kolo s motorem bude umístěné na spodku balícího sloupu a druhé řetězové kolu bude připevněné ke hřídeli v horní části sloupu. Mezi těmito koly bude napnutý řetěz, na kterém bude připevněný jezdec. Tento jezdec bude zvedat a spouštět vozík se zásobníkem balicí fólie.

Výhody - vysoká účinnost, kompaktnost mechanismu.

Nevýhody - hlučnost pohonu, vysoká cena z důvodu nutnosti použití převodovky k motoru, řetězových kol.

2.3.2 POHON POMOCÍ POHYBOVÉHO ŠROUBU

Pohon pomocí pohybového šroubu v sobě zahrnuje sestavu šroubu s lichoběžníkovým závitem a pohybové matice. Dvojice šroub-matice převádí rotační pohyb na translační pohyb. Konce šroubů jsou umístěné v ložiscích, matice je spojena s pohyblivým vozíkem v lineárním vedení. Když se šroub otáčí, matice se pohybuje lineárně podél vedení do koncových poloh.

Výhody - nízká cena, tichý chod, jednoduchost konstrukce.

Nevýhody - nízká účinnost.

3 NÁVRH OTOČNÉHO STOLU

V této části práce je proveden návrh otočného stolu pro balení europalety. Obsahuje jak výběr základních komponent, tak i výpočet parametrů nutných pro volbu těchto komponent.

ZADANÉ PARAMETRY PODLE ZADÁNÍ

- Hmotnost nákladu: $m_{na} = 500\ \mathrm{kg}$
- Celková hmotnost balené jednotky: $m_{bj} = 525\ \mathrm{kg}$
- Poloměr otočné plochy stolu: $R = 0{,}75\ \mathrm{m}$

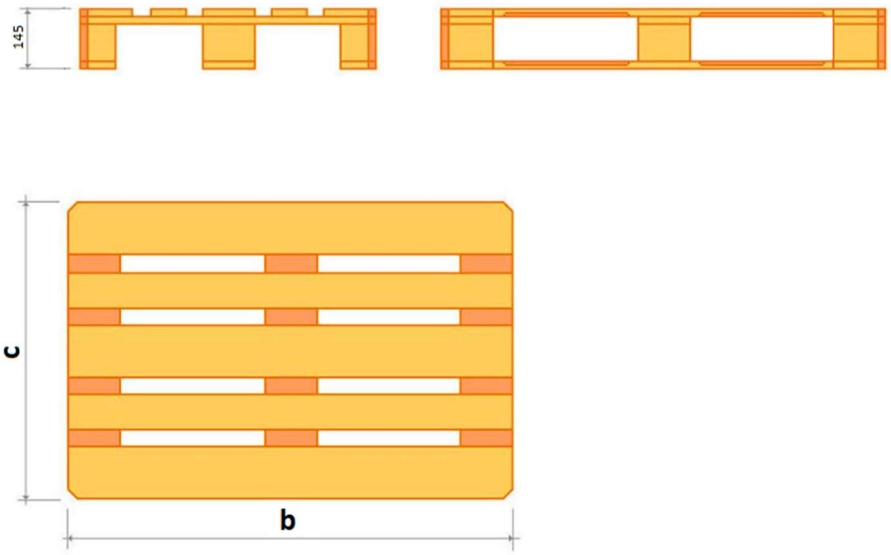
ZVOLENÉ PARAMETRY

- Otáčky otočného stolu: $n = 13\ \mathrm{ot/min}$
- Převodový poměr mezi řetězovými koly: $i_{ř} = 3$
- Doba rozběhu točny: $t = 2\ \mathrm{s}$

3.1 EURO PALETA

Požadavky na dřevěné palety jsou definovány normou ČSN 26 9110 [28] a ČSN EN 13382 [29]. Euro palety jsou vyráběny v souladu s normou ČSN 26 9110 [28], potvrzením o shodě je přítomnost dvou značek - EUR a EPAL.
Označení EUR znamená, že paleta je vyrobena podle evropských norem, označení EPAL je značka Evropské asociace pro palety, což zajišťuje, že palety jsou vyráběny v souladu s evropskými požadavky na velikost, pevnost a kvalitu.

Typická EUR paleta má rozměry 800 mm × 1200 mm x145mm, maximální zatížení do 2000 kg a má plochu $0{,}96\ m^2$ je na obr. 13 [28].



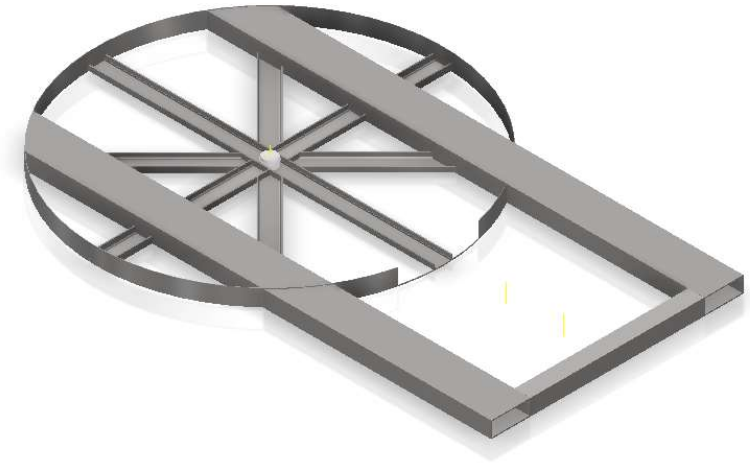
Obr. 13: Rozměry europalety.[38]

PARAMETRY EUR PALETY

- Délka europalety: $\mathrm{b} = 1{,}2\ \mathrm{m}$
- Šířka europalety: $\mathrm{c} = 0{,}8\ \mathrm{m}$
- Hmotnost europalety: $\mathrm{m_p} = 25\ \mathrm{kg}$

3.2 RÁM A ZÁKLAD OTOČNÉHO STOLU

Rám základu byl zvolen z obdélníkových profilů a U-profilu, které jsou spolu svařeny (obr. 14). Hlavní část se skládá ze dvou obdélníkových trubkových profilů 170x70x5. Taková konstrukce dává tuhost rámu a umožňuje také přemístění pomocí vysokozdvižného vozíku. Otočná plocha stolu je vyrobena ze zastudena válcovaného „slzičkového“ plechu s lístkovým vzorem pro lepší tvarové uchycení palety na povrchu plochy.



Obr. 14: Rám otočného stolu.

Hmotnost otočné plochy otočného stolu

$$m_t = \pi \cdot R^2 \cdot \rho_s \ \ [kg] \tag{1}$$

$$m_t = \pi \cdot 0{,}75^2 \cdot 33{,}5$$

$$m_t = 59{,}2 \ \ kg$$

kde: $\rho_s = 33{,}5\ \mathrm{kg}$ hmotnost $1\mathrm{m}^2$ plechu s tloušťkou 4mm z katalogu výrobce [14],
$R = 0{,}75\ \mathrm{m}$ poloměr otočné plochy.

Hmotnost zátěže otočného stolu

Hmotnost zátěže je dána součtem hmotností otočné plochy, hnacího kola a palety s nákladem.

$$m_z = m_t + m_{bj} + m_{\check{r}k} \ \ [kg] \tag{2}$$

$$m_z = 59{,}2 + 525 + 24{,}6$$

$m_z = 608{,}8\ kg$

kde: $m_{řk} = 24{,}6$ kg předpokládaná hmotnost hnacího řetězového kola,
$m_t = 59{,}2$ kg hmotnost otočné plochy otočného stolu,
$m_{bj} = 525$ kg celková hmotnost balené jednotky.

3.3 VOLBA PODPĚRNÝCH KLADEK

Otočná plocha ovinovacího stroje, na který bude umístěna paleta s nákladem, bude umístěna na podpěrných kladkách. Toto provedení je výhodné tím, že vymezuje veškeré axiální síly od hmotnosti zátěže. Dalšími výhodami je jednoduchá montáž, nízká cena, zabránění vibracím při volbě kladek s pryžovým povrchem a snížení vlivu nerovnoměrného rozložení nákladu na paletě.

Podle rozměru otočné plochy stolu bylo zvoleno 12 podpěrných kladek **BPA-PATH 50K-FK** z katalogu výrobce Blickle [15]. Jedná se o pevnou podpěrnou kladku z nerezu a se základovou deskou (obr. 15). Kolo je vyrobeno z termoplastického polyuretanu, poskytuje tichý chod a nízký valivý a smykový odpor. Kladka je vybavena kuličkovými ložisky.



Obr. 15: Podpěrná kladka BPA-PATH 50K-FK.[15]

PARAMETRY ZVOLENÝCH PODPĚRNÝCH KLADEK

Parametry kladek jsou z katalogu [15].

- Průměr kola: $d_k = 50\ mm$
- Poloměr čepu: $r_č = 31\ mm$
- Počet podpěrných kladek: $i_p = 12$
- Maximální zatížení kladky: $Q_{dov} = 75$ kg

Zatížení kladky podle hmotnosti otočného stolu

$$m_{kz} = \frac{m_z}{i_p} \ [kg] \tag{3}$$

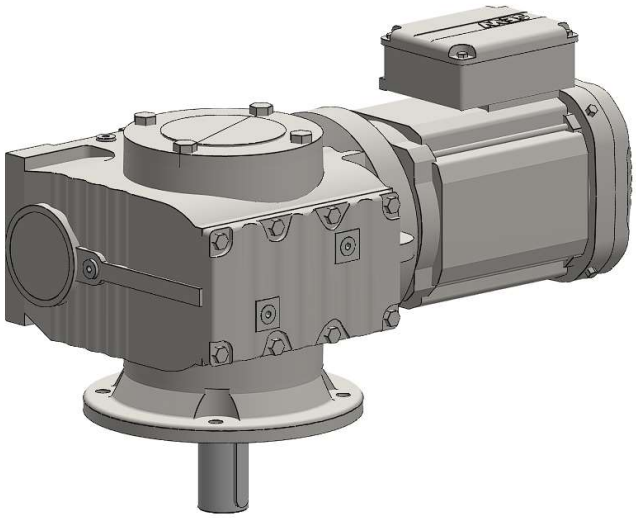
$$m_{kz} = \frac{608{,}8}{12}$$

$$m_{kz} = 50{,}7 \ kg$$

kde: $m_z = 608{,}8$ kg hmotnost zátěže otočného stolu,
$i_p = 12$ počet podpěrných kladek.

3.4 VOLBA POHONU OTOČNÉHO STOLU

Pohon byl zvolen na základě výpočtu celkového momentu, který působí na otočný stůl. Asynchronní motor se šnekovou převodovkou byl vybrán od firmy SEW-EURODRIVE z katalogu výrobce [16] s označením **S67DRN90S4**. Daný elektromotor s převodovkou je vybaven přírubou B5 pro snadnou montáž a hřídelem ø35x70 mm pro uchycení řetězového kola (obr. 16).



Obr. 16: Šnekový převodový motor S67DRN90S4. [16]

PARAMETRY ZVOLENÉHO ŠNEKOVÉHO PŘEVODOVÉHO MOTORU

Parametry šnekového převodového motoru jsou z katalogu [16].

- Jmenovité otáčky elektromotoru: $n_j = 1455 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- Výstupní otáčky převodovky: $n_1 = 39 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- Výkon elektromotoru pro otočný stůl: $P_1 = 1{,}1 \text{ kW}$
- Převodový poměr převodovky: $i_{m1} = 36{,}85$
- Rozběhový poměr elektromotoru stolu: $M_a/M_n = 2{,}9$
- Účinnost motoru stolu se šnekovou převodovkou: $\eta_{m1} = 86{,}4 \ \%$

3.4.1 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍ OTOČNÉ PLOCHY A VYOSENÉ BALENÉ JEDNOTKY

Moment setrvačnosti balené jednotky

Balená jednotka je v tomto případě europaleta s nákladem, tedy rotující kvádr kolem osy procházející středem otočného stolu, na kterém je paleta s nákladem položena. Podle literatury [36] je moment setrvačnosti obdélníku o rozměrech **a** a **b** a hmotnosti **m** vzhledem k normále od středu obdélníku:

$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot m_{bj} \cdot (b^2 + c^2) \ [kg \cdot m^2] \tag{4}$$

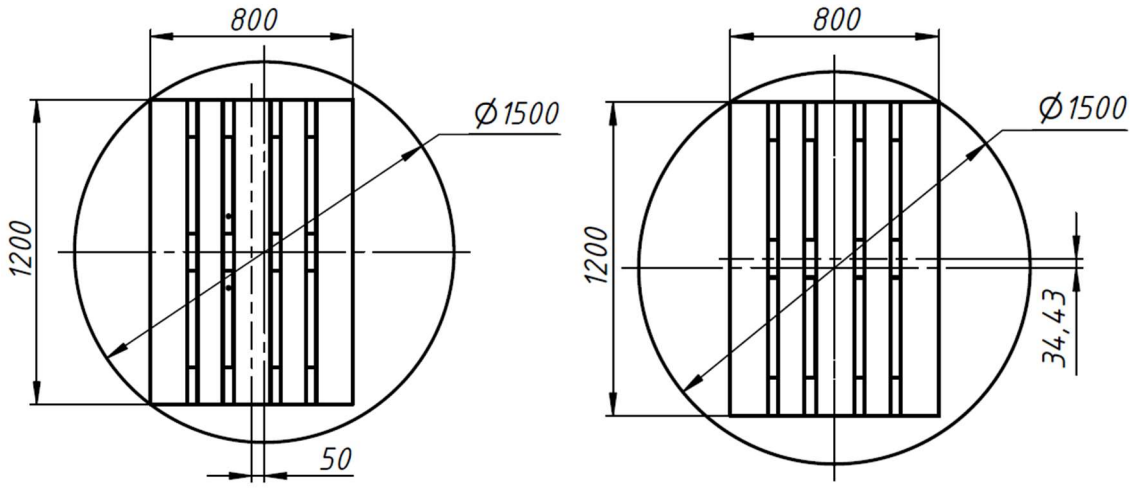
$$I_1 = \frac{1}{12} \cdot 525 \cdot (1{,}2^2 + 0{,}8^2)$$

$$I_1 = 91 \ kg \cdot m^2$$

kde: $m_{bj} = 525$ kg celková hmotnost balené jednotky,
$b = 1{,}2$ m délka europalety,
$c = 0{,}8$ m šířka europalety.

Moment setrvačnosti balené jednotky s těžištěm mimo osu

Na otočnou plochu je možné položit balenou jednotku tak, že jejich osy rotace nebudou shodné. Na schématu na obrázku 17. je znázorněné maximální možné vyosení palety na otočné ploše.



Obr. 17: Schéma vyosení palety vzhledem k otočné ploše, maximální horizontální vyosení (vlevo), maximální vertikální vyosení (vpravo).

$$I_2 = I_1 + m_{bj} \cdot {r_t}^2 \ [kg \cdot m^2] \tag{5}$$

$$I_2 = 91 + 525 \cdot 0{,}05^2$$

$$I_2 = 92{,}31 \ \ kg \cdot m^2$$

kde: $I_1 = 91 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ moment setrvačnosti balené jednotky,
$m_{bj} = 525 \text{ kg}$ celková hmotnost balené jednotky,
$r_t = 0{,}05 \text{ m}$ maximální vzdálenost osy rotace balené jednotky od osy otočné plochy.

Moment setrvačnosti otočné plochy stolu s řetězovým kolem

$$I_3 = \frac{1}{2} \cdot (m_t + m_{\check{r}k}) \cdot R^2 \ \ [kg \cdot m^2] \tag{6}$$

$$I_3 = \frac{1}{2} \cdot (59{,}2 + 24{,}6) \cdot 0{,}75^2$$

$$I_3 = 23{,}6 \ kg \cdot m^2$$

kde: $m_{\check{r}k} = 24{,}6 \text{ kg}$ předpokládaná hmotnost hnacího řetězového kola,
$m_t = 59{,}2 \text{ kg}$ hmotnost otočné plochy otočného stolu
$R = 0{,}75 \text{ m}$ poloměr otočné plochy.

Celkový moment setrvačnosti rotující otočné plochy a vyosené balené jednotky

$$I_c = I_2 + I_3 \ \ [kg \cdot m^2] \tag{7}$$

$$I_c = 92{,}31 + 23{,}6$$

$$I_c = 115{,}9 \ \ kg.m^2$$

kde: $I_2 = 92{,}31 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ moment setrvačnosti balené jednotky s těžištěm mimo osu,
$I_3 = 23{,}6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ moment setrvačnosti otočné plochy stolu s řetězovým kolem.

3.4.2 MOMENT VALIVÉHO ODPORU PODPĚRNÝCH KLADEK

$$M_v = m_{kz} \cdot g \cdot \xi \cdot i_p \ \ [N \cdot m] \tag{8}$$

$$M_v = 50{,}7 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}0077 \cdot 12$$

$$M_v = 46 \ \ N \cdot m$$

kde: $m_{kz} = 50{,}7 \text{ kg}$ zatížení kladky podle hmotnosti otočného stolu,
$\xi = 0{,}0077 \text{ m}$ rameno valivého odporu mezi tvrdou pryží a ocelí [17],
$i_p = 12 \text{ kg}$ počet podpěrných kladek.

3.4.3 MOMENT OD PŘEDPĚTÍ OVINOVACÍ FÓLIE

Zvolena byla stretch folie MY 220 z katalogu výrobce Kamapark [18].

PARAMETRY ZVOLENÉ STRETCH FÓLIE

Parametry folie jsou z katalogů [18].

- Tloušťka stretch folie: $b_s = 0{,}023$ mm
- Šířka stretch folie: $c_s = 500$ mm
- Garantované pracovní předpětí: $\sigma_s = 40$ MPa

Plocha příčného průřezu stretch folie

$$A_s = b_s \cdot c_s \ [mm^2] \tag{9}$$

$$A_s = 0{,}023 \cdot 500$$

$$A_s = 11{,}5 \ mm^2$$

kde: $b_s = 0{,}023$ mm tloušťka stretch folie,
$c_s = 500$ mm šířka stretch folie.

Síla od předpětí stretch folie

$$F_s = A_s \cdot \sigma_s \ [N] \tag{10}$$

$$F_s = 11{,}5 \cdot 40$$

$$F_s = 460 \ N$$

kde: $A_s = 11{,}5$ mm^2 plocha příčného průřezu stretch folie,
$\sigma_s = 40$ MPa garantované pracovní předpětí.

Moment od předpětí folie k ose rotace stolu

$$M_p = F_s \cdot R \ [N \cdot m] \tag{11}$$

$$M_p = 460 \cdot 0{,}75$$

$$M_p = 345 \ N \cdot m$$

kde: $F_s = 460$ N síla od předpětí stretch folie,
$R = 0{,}75$ m poloměr otočné plochy stolu.

3.4.4 MOMENT ROZBĚHU ROTUJÍCÍ BALENÉ JEDNOTKY A OTOČNÉHO STOLU

Úhlová rychlost otočného stolu

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \ [rad \cdot s^{-1}] \tag{12}$$

$$\omega = \frac{2 \cdot 3{,}14 \cdot 13}{60}$$

$$\omega = 1{,}36 \ rad \cdot s^{-1}$$

kde: $n = 13 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ otáčky otočného stolu.

Úhlové zrychlení otočného stolu

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} \ [rad.s^{-2}] \quad (13)$$

$$\varepsilon = \frac{1{,}36}{2}$$

$$\varepsilon = 0{,}68 \ rad.s^{-2}$$

kde: $\omega = 1{,}36 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ úhlová rychlost otočného stolu,
$\text{t} = 2 \text{ s}$ doba rozběhu točny.

Moment rozběhu rotující balené jednotky a otočného stolu v ose stolu

$$M_d = I_c \cdot \varepsilon \ [N \cdot m] \quad (14)$$

$$M_d = 115{,}9 \cdot 0{,}68$$

$$M_d = 78{,}8 \ N \cdot m$$

kde: $I_c = 115{,}9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ celkový moment setrvačnosti rotující otočné plochy a vyosené balené jednotky,
$\varepsilon = 0{,}68 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$ úhlové zrychlení otočného stolu.

3.4.5 MOMENT ČEPOVÉHO TŘENÍ V KLADKÁCH

$$M_{\check{c}} = m_{kz} \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot f}{2} \cdot r_{\check{c}} \cdot i_P \ [N \cdot m] \quad (15)$$

$$M_{\check{c}} = 50{,}7 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}16}{2} \cdot 0{,}0031 \cdot 12$$

$$M_{\check{c}} = 4{,}65 \ N \cdot m$$

kde: $m_{kz} = 50{,}7 \text{ kg}$ zatížení kladky podle hmotnosti otočného stolu,
$f = 0{,}16 \text{ MPa}$ součinitel tření za pohybu, $(\pi \cdot f)/2$ [37] je součinitel čepového tření pro nezaběhnuté čepy,
$r_{\check{c}} = 0{,}0031 \text{ mm}$ poloměr čepu,
$i_P = 12$ počet podpěrných kladek.

3.4.6 CELKOVÝ MOMENT PROTI POHYBU OTOČNÉHO STOLU V OSE STOLU

$$M_c = M_v + M_p + M_d + M_{\check{c}} \ [N \cdot m] \tag{16}$$

$$M_c = 46 + 345 + 78{,}8 + 4{,}65$$

$$M_c = 474{,}5 \ N \cdot m$$

kde: $M_v = 46 \ \mathrm{N \cdot m}$ moment valivého odporu podpěrných kladek,
$M_p = 345 \ \mathrm{N \cdot m}$ moment od předpětí folie k ose rotace stolu,
$M_d = 78{,}8 \mathrm{N \cdot m}$ moment rozběhu rotující balené jednotky a otočného stolu v ose stolu,
$M_{\check{c}} = 4{,}65 \ \mathrm{N \cdot m}$ moment čepového tření v kladkách.

3.4.7 KONTROLA ROZBĚHU ELEKTROMOTORU OTOČNÉHO STOLU

Moment na pastorku

$$M_{pa} = M_c \cdot \frac{1}{i_{\check{r}}} \ [N \cdot m] \tag{17}$$

$$M_{pa} = 474{,}5 \cdot \frac{1}{3}$$

$$M_{pa} = 158{,}5 \ N \cdot m$$

kde: $M_c = 474{,}5 \ \mathrm{N \cdot m}$ celkový moment proti pohybu otočného stolu v ose stolu,
$i_{\check{r}} = 3$ převodový poměr mezi řetězovými koly.

Třecí moment otočného mechanizmu

$$M_t = m_{kz} \cdot g \cdot \frac{d_k/2}{i_{\check{r}} \cdot i_{m1} \cdot \eta_{\check{r}}} \cdot \xi \cdot i_P \ [N \cdot m] \tag{18}$$

$$M_t = 50{,}7 \cdot \ 9{,}81 \cdot \frac{0{,}05/2}{3 \cdot 36{,}85 \cdot 0{,}98} \cdot 0{,}0077 \cdot 12$$

$$M_t = 0{,}01 \ N \cdot m$$

kde: $m_{kz} = 50{,}7 \ \mathrm{kg}$ zatížení kladky podle hmotnosti otočného stolu,
$d_k = 0{,}05 \ \mathrm{m}$ průměr kola,
$i_{\check{r}} = 3$ převodový poměr mezi řetězovými koly,
$i_{m1} = 36{,}85$ převodový poměr převodovky,
$\eta_{\check{r}} = 0{,}98$ účinnost řetězového převodu,
$\xi = 0{,}0077 \ \mathrm{m}$ rameno valivého odporu mezi tvrdou pryží a oceli [17],
$i_P = 12$ počet podpěrných kladek.

Moment zrychlujících sil rotujících hmot

$$M_z = I_c \cdot \varepsilon \cdot \frac{1}{i_{\check{r}} \cdot i_{m1} \cdot \eta_{\check{r}}} \ [N \cdot m] \tag{19}$$

$$M_z = 115{,}9 \cdot 0{,}68 \cdot \frac{1}{3 \cdot 36{,}85 \cdot 0{,}98}$$

$$M_z = 0{,}72 \ N \cdot m$$

kde: $I_c = 115{,}9 \ \mathrm{kg \cdot m^2}$ celkový moment setrvačnosti rotující otočné plochy a vyosené balené jednotky
$\varepsilon = 0{,}68 \ \mathrm{rad \cdot s^{-2}}$ úhlové zrychlení otočného stolu,
$i_{\check{r}} = 3$ převodový poměr mezi řetězovými koly,
$i_{m1} = 36{,}85$ převodový poměr převodovky,
$\eta_{\check{r}} = 0{,}98$ účinnost řetězového převodu.

Moment od stálých odporů

$$M_{so} = \frac{60 \cdot M_{pa} \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot n_j} \ [N \cdot m] \tag{20}$$

$$M_{so} = \frac{60 \cdot 158{,}5 \cdot 1{,}36}{2 \cdot \pi \cdot 1455}$$

$$M_{so} = 1{,}42 \ N \cdot m$$

kde: $M_{pa} = 158{,}5 \ \mathrm{N \cdot m}$ moment na pastorku,
$\omega = 1{,}36 \ \mathrm{rad \cdot s^{-1}}$ úhlová rychlost otočného stolu,
$n_j = 1455 \ \mathrm{ot \cdot min^{-1}}$ jmenovité otáčky elektromotoru.

Rozběhový moment na hřídeli elektromotoru

$$M_{roz} = M_t + M_z + M_{so} \ [N \cdot m] \tag{21}$$

$$M_{roz} = 0{,}01 + 0{,}72 + 1{,}42$$

$$M_{roz} = 2{,}15 \ N \cdot m$$

kde: $M_t = 0{,}01 \ \mathrm{N \cdot m}$ třecí moment otočného mechanizmu,
$M_z = 0{,}72 \ \mathrm{N \cdot m}$ moment zrychlujících sil rotujících hmot,
$M_{so} = 1{,}42 \ \mathrm{N \cdot m}$ moment od stálých odporu.

Moment na hřídeli elektromotoru

$$M_h = \frac{M_a}{M_n} \cdot \frac{60 \cdot P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_j} \ [N \cdot m] \tag{22}$$

$$M_h = 2{,}9 \cdot \frac{60 \cdot 1100}{2 \cdot \pi \cdot 1455}$$

$$M_h = 20{,}93 \ N \cdot m$$

kde: $M_a/M_n = 2{,}9$ rozběhový poměr elektromotoru stolu,
$P_1 = 1100\ \mathrm{W}$ výkon elektromotoru pro otočný stůl,
$n_j = 1455\ \mathrm{ot \cdot min^{-1}}$ jmenovité otáčky elektromotoru.

Podmínka rozběhu motoru

$$M_h > M_{roz} \ [N \cdot m] \tag{23}$$

$$20{,}93 > 2{,}15$$

Podmínka rozběhu motoru je **SPLNĚNA.**

kde: $M_h = 20{,}93\ \mathrm{N \cdot m}$ moment na hřídeli elektromotoru,
$M_{roz} = 2{,}15\ \mathrm{N \cdot m}$ rozběhový moment na hřídeli elektromotoru.

Potřebný výkon na hřídeli otočného stolu

$$P_h = (M_c + M_{roz}) \cdot \omega \ [W] \tag{24}$$

$$P_h = (479{,}5 + 2{,}15) \cdot 1{,}36$$

$$P_h = 655{,}1 \ W$$

kde: $M_c = 479{,}5\ \mathrm{N \cdot m}$ celkový moment proti pohybu otočného stolu v ose stolu,
$M_{roz} = 2{,}15\ \mathrm{N \cdot m}$ rozběhový moment na hřídeli elektromotoru,
$\omega = 1{,}36\ \mathrm{rad \cdot s^{-1}}$ úhlová rychlost otočného stolu.

Potřebný výkon elektromotoru otočného stolu

$$P_{m1} = \frac{P_h}{\eta_{\check{r}} \cdot \eta_{m1}} \ [W] \tag{25}$$

$$P_{m1} = \frac{655{,}1}{0{,}98 \cdot 0{,}864}$$

$$P_{m1} = 773{,}7 \ W$$

kde: $P_h = 479{,}5\ \mathrm{N \cdot m}$ potřebný výkon na hřídeli otočného stolu,
$\eta_{\check{r}} = 0{,}98$ účinnost řetězového převodu,
$\eta_{m1} = 0{,}864$ účinnost motoru stolu se šnekovou převodovkou.

3.4 VYPOČET ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Pro přenos točivého momentu z hnacího hřídele elektromotoru na hnané kolo zvolíme řetězový převod. Řetězový pohon byl zvolen z toho důvodu: může přenášet vysoký výkon, funguje bez prokluzu a tvoří menší namáhání na hřídelích. Převod je neregulovaný. Převodová řetězová kola budou ležet v jedné rovině, svírající úhel = 0°. Jako jednu ze vstupních hodnot zvolíme hnané řetězové kolo s počtem zubů $z_1 = 20$ [-].

3.4.1 VÝPOČET PŘEVODOVÝCH POMĚRŮ

Počet zubů hnaného kola

$$\frac{n_1}{n} = \frac{z_2}{z_1} = i_{\check{r}} \tag{26}$$

$$z_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{n}$$

$$z_2 = \frac{39 * 20}{13}$$

$$z_2 = 60$$

kde: $n_1 = 39 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ výstupní otáčky převodovky,
$n = 13 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ otáčky otočného stolu,
$z_1 = 20$ počet zubů hnacího kola,
$i_{\check{r}} = 3$ převodový poměr mezi řetězovými koly.

3.5 VOLBA ŘETĚZU

Jmenovitý výkon přenášený řetězovým převodem

$$P_R = \frac{P_1}{\mu \cdot \varphi_z \cdot \chi} \ W \tag{27}$$

$$P_R = \frac{1100}{1 \cdot 1 \cdot 1{,}12}$$

$$P_R = 980 \ W$$

kde: $P_1 = 1100$ W výkon elektromotoru pro otočný stůl,
$\mu = 1$ součinitel mazání [19] tab. 2,
$\varphi_z = 1$ součinitel provedení [19] diag. 1,
$\chi = 1{,}12$ součinitel výkonu [19] tab. 1.

Z diagramu závislosti jmenovitého výkonu přenášeného řetězovým převodem na frekvenci otáčení [1] byl zvolen válečkový jednořadý řetěz 16 B-1 (simplex). Řetěz 16B-1 ze zušlechtilé oceli byl vybrán od firmy HABERKORN z katalogu výrobce [20].



Obr. 18: Válečkové řetězy 16B-1. [21]

PARAMETRY ZVOLENÉHO ŘETĚZU

Parametry řetězu jsou z katalogu [20].

- Rozteč řetězu: $p = 25{,}4\ \mathrm{mm}$
- Hmotnost řetězu: $q = 2{,}71\ \mathrm{kg \cdot m^{-1}}$
- Mezní pevnost řetězu: $F_b = 72800\ \mathrm{N}$
- Průměr čepu řetězu: $d_r = 8{,}28\ \mathrm{mm}$
- Vnější šířka vnitřního článku řetězu: $w_r = 17{,}02\ \mathrm{mm}$
- Přibližná osová vzdálenost: $a_0/p = 37{,}5\ \mathrm{mm}$

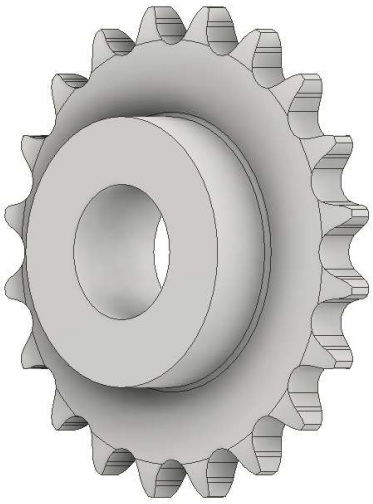
3.6 VOLBA HNACÍHO A HNANÉHO ŘETĚZOVÝCH KOL

Hnací řetězové kolo s nábojem bylo zvoleno od firmy HABERKORN z katalogu výrobce [22]. Toto kolo s jednostranným nábojem ze systému BEA je vhodné pro 1-řadý válečkový řetěz 16 B-1 a je vybaveno nábojem malého průměru a předvrtanou dírou. Dané řetězové kolo je vyrobeno z oceli C45. Před montáží kola na otočný stůl byly provedeny některé změny. Do náboje byla předvrtána díra dle spojení kola s motorem pomocí svěrného upínacího pouzdra. Upínací pouzdro **BK13** 35x60 od firmy HABERKORN z katalogu výrobce [26].

PARAMETRY HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Parametry hnacího řetězového kola jsou z katalogu [22].

- Počet zubů hnacího kola: $\mathrm{z_1} = 20$
- Průměr roztečné kružnice hnacího kola: $\mathrm{d_1} = 162{,}38\ \mathrm{mm}$



Obr. 19: Hnací řetězové kolo s nábojem.

Průměr roztečné kružnice hnaného kola

$$d_2 = \frac{p}{sin\left(\frac{180°}{z_2}\right)} \ [mm] \tag{28}$$

$$d_2 = \frac{25{,}4}{sin\left(\frac{180°}{60}\right)}$$

$$d_2 = 485{,}33 \ mm$$

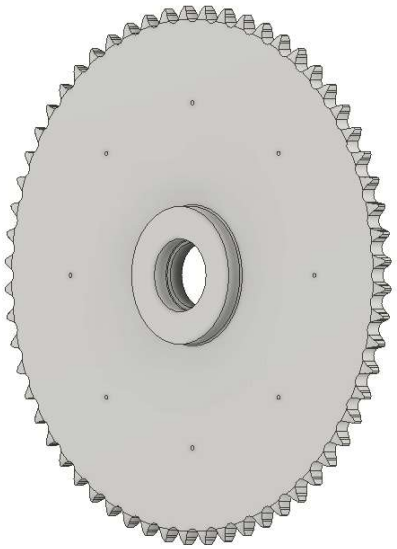
kde: $p = 25{,}4$ mm rozteč řetězu,
$z_2 = 60$ počet zubů hnaného kola.

Hnané řetězové kolo bylo vybráno od firmy HABERKORN z katalogu výrobce [23]. Vybrané kolo je vhodné pro 1-řadý válečkový řetěz **16 B-1** a je vybaveno nábojem malého průměru a předvrtanou dírou. Dané řetězové kolo vyrobeno z oceli C45. Před montáží kola na otočný stůl byli udělané některé změny. Byla snížena délka náboje a do náboje byla předvrtána díra dle umístění radiálního kuličkového ložiska, které vymezuje radiální a axiální síly, které můžou být vyvolané nepřesnostmi v montážním provedení. Ložisko **61912-2RS** bylo zvoleno od firmy SKF z katalogu výrobce [27]. Takže v řetězovém kole byly vyvrtány závity 6xM6 dle přišroubování točné plochy otočného stolu.

PARAMETRY HNANÉHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Parametry hnaného řetězového kola jsou z katalogu [23].

- Počet zubů hnaného kola: $z_2 = 60$
- Průměr roztečné kružnice: $d_2 = 485{,}32$ mm



Obr. 20: Hnané řetězové kolo s nábojem.

3.7 VÝPOČET ŘETĚZU

Obvodová rychlost řetězu

$$v_r = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} \ [m \cdot s^{-1}] \tag{29}$$

$$v_r = \frac{\pi \cdot 162{,}38 \cdot 39}{60}$$

$$v_r = 0{,}332 \ m \cdot s^{-1}$$

kde: $d_1 = 162{,}38$ mm — průměr roztečné kružnice hnacího kola,
$n_1 = 39$ ot $\cdot$ min^{-1} — výstupní otáčky převodovky.

Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu

$$F_o = \frac{P_1 \cdot 1000}{v_r} \ N \tag{30}$$

$$F_o = \frac{1{,}1 \cdot 1000}{0{,}332}$$

$$F_o = 3313 \ N$$

kde: $P_1 = 1100$ W — výkon elektromotoru pro otočný stůl,
$v_r = 0{,}332$ m $\cdot$ s^{-1} — obvodová rychlost řetězu.

Obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly

$$F_{oc} = q \cdot v_r{}^2 \ [N] \tag{31}$$

$$F_{oc} = 2{,}71 \cdot 0{,}332^2$$

$$F_{oc} = 0{,}3 \ N$$

kde: $q = 2{,}71 \ \mathrm{kg \cdot m^{-1}}$ výkon elektromotoru pro otočný stůl,
$v_r = 0{,}332 \ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$ obvodová rychlost řetězu.

Celková tahová síla

$$F_t = F_{oc} + F_o \ [N] \tag{32}$$

$$F_t = 0{,}3 + 3313$$

$$F_t = 3313{,}3 \ N$$

kde: $F_{oc} = 0{,}3$ N obvodová síla způsobená účinkem odstředivé síly,
$F_o = 3313 \ N$ obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu.

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení

$$k_s = \frac{F_b}{F_t} \geq 7 \tag{33}$$

$$k_s = \frac{72800}{3313{,}3}$$

$$k_s = 22$$

22 ≥ 7 Podmínka bezpečnosti je **SPLNĚNA.**

kde: $F_b = 72800$ N mezní pevnost řetězu,
$F_t = 3313{,}3$ N celková tahová síla.

Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení

$$k_d = \frac{F_b}{F_t \cdot Y_1} \geq 5 \tag{34}$$

$$k_d = \frac{72800}{3313{,}3 \cdot 1{,}8}$$

$$k_d = 12{,}2$$

12,2 ≥ 5 Podmínka bezpečnosti je **SPLNĚNA.**

kde: $F_b = 72800$ N mezní pevnost řetězu,
$F_t = 3313{,}3$ N celková tahová síla,
$Y_1 = 1{,}8$ součinitel rázu z tabulky výrobce [19] tab. 4.

Plocha kloubu řetězu

$$S_r = d_r \cdot w_r \ [mm^2] \tag{35}$$

$$S_r = 8{,}28 \cdot 17{,}02$$

$$S_r = 140{,}93 \ mm^2$$

kde: $d_r = 8{,}28$ mm průměr čepu řetězu,
$w_r = 17{,}02$ mm vnější šířka vnitřního článku řetězu.

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_p = \frac{F_t}{S_r} \ [MPa] \tag{36}$$

$$p_p = \frac{3313{,}3}{140{,}93}$$

$$p_p = 23{,}5 \ MPa$$

kde: $F_t = 3313{,}3$ N celková tahová síla,
$S_r = 140{,}93$ mm^2 plocha kloubu řetězu.

Dovolený tlak v kloubu řetězu

$$p_d = p_l \cdot \lambda \ [MPa] \tag{37}$$

$$p_d = 30{,}07 \cdot 1$$

$$p_d = 30{,}07 \ MPa$$

kde: $p_l = 30{,}07$ MPa směrný tlak v kloubu řetězu z tabulky výrobce [19] tab. 5,
$\lambda = 1$ součinitel tření z tabulky výrobce [19] tab. 6.

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_d > p_p \tag{38}$$

$$30{,}07 > 23{,}5$$

Podmínka měrného tlaku v kloubu řetězu je **SPLNĚNA.**

kde: $p_d = 30{,}07$ MPa dovolený tlak v kloubu řetězu,

$p_p = 23{,}5$ MPa výpočtový tlak v kloubu řetězu.

Počet článků řetězu

$$X_0 = 2\frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a_0} \tag{39}$$

$$X_0 = 2 \cdot 37{,}5 + \frac{20 + 60}{2} + \left(\frac{60 - 20}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2 \cdot \frac{1}{37{,}5}$$

$$X_0 = 116$$

Zvolíme sudý počet článků řetězu $X_0 = 116$.

kde: $a_0/p = 37{,}5$ mm přibližná osová vzdálenost,
$z_1 = 20$ počet zubů hnacího kola,
$z_2 = 60$ počet zubů hnaného kola.

Skutečná osová vzdálenost

$$a = \frac{p}{4}\left[\left(X_0 - \frac{z_1 + z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(X_0 - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2}\right] \ [mm] \tag{40}$$

$$a = \frac{25{,}4}{4}\left[\left(116 - \frac{20 + 60}{2}\right) + \sqrt{\left(116 - \frac{20 + 60}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{60 - 20}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2}\right]$$

$$a = 917{,}8 \ mm$$

kde: $p = 25{,}4$ mm rozteč řetězu,
$z_1 = 20$ počet zubů hnacího kola,
$z_2 = 60$ počet zubů hnaného kola,
$X_0 = 116$ počet článků řetězu.

4 BALÍCÍ SLOUP

Balící sloup je zařízení, na kterém je umístěný balící vozík se stretch fólie. Vozík se pohybuje nahoru a dolů podél balícího sloupu. V této části práce je proveden návrh koncepce balícího sloupu pro balení europalety. Tato část obsahuje výběr základních komponentů a výpočet parametrů nutných pro volbu těchto komponentů.

ZADANÉ PARAMETRY

- Přibližná hmotnost balícího zařízení s fólií: $m_{bz} = 50 \text{ kg}$

4.1 VOLBA POHYBOVÉHO ŠROUBŮ

Dle pohybu balícího vozíků byla zvolena koncepce z pohybovým trapézovým šroubem a pohybovou matici. Pro tento pohon byl zvolen trapézový šroub s lichoběžníkovým závitem Tr 80x10 od firmy HABERKORN z katalogu výrobce [24]. Šroub je výroben z oceli C 15.

PARAMETRY ZVOLENÉHO TRAPÉZOVÉHO ŠROUBU

Parametry trapézového šroubu jsou z katalogů [24].

- Rozteč pohybového šroubů: $P_z = 10 \text{ mm}$
- Střední průměr pohybového šroubů: $d_{2š} = 74{,}635 \text{ mm}$
- Malý průměr pohybového šroubů: $d_{3š} = 68{,}319 \text{ mm}$
- Délka pohybového šroubů: $l_b = 1400 \text{ mm}$
- Modul pružnosti v tahu pro ocel C15: $E = 210 \text{ GPa}$

4.2 KONTROLA POHYBOVÉHO ŠROUBU NA VZPĚR

Tíha balícího zařízení s folii

$$F_{bz} = m_{bz} \cdot g \ [N] \tag{41}$$

$$F_{bz} = 50 \cdot 9{,}81$$

$$F_{bz} = 490 \ N$$

kde: $m_{bz} = 50$ kg přibližná hmotnost balícího zařízení s fólií.

Minimální kvadratický moment průřezu

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot {d_{3š}}^4}{64} \ [mm^4] \tag{42}$$

$$I_{min} = \frac{\pi \cdot 68{,}319^4}{64}$$

$$I_{min} = 1069389{,}5 \ mm^4$$

kde: $d_{3š} = 13{,}074$ mm malý průměr pohybového šroubu.

Plošný obsah průřezu prutu

$$S_š = \frac{\pi \cdot {d_{3š}}^2}{4} \ [mm^2] \tag{43}$$

$$S_š = \frac{\pi \cdot 68{,}319^2}{4}$$

$$S_š = 3665{,}8 \ mm^2$$

kde: $d_{3š} = 13{,}074$ mm malý průměr pohybového šroubu.

Štíhlost prutu

$$\lambda_š = \frac{l_b}{\sqrt{\frac{I_{min}}{S_š}}} \tag{44}$$

$$\lambda_š = \frac{1400}{\sqrt{\frac{1069389{,}5}{3665{,}8}}}$$

$$\lambda_š = 82$$

kde: $l_b = 1400$ mm délka pohybového šroubu,
$I_{min} = 1069389{,}5 \ mm^4$ minimální kvadratický moment průřezu,
$S_š = 3665{,}8 \ mm^2$ plošný obsah průřezu prutu.

Podmínka štíhlosti prutu

$$\lambda_š < \lambda_m \tag{45}$$

$$82 < 95$$

Podmínka štíhlosti prutu je **SPLNĚNA.**

kde: $\lambda_š = 82$ štíhlost prutu,
$\lambda_m = 95$ mezní štíhlost prutu pro ocel [34] str. 75.

Kritická síla

$$F_{kr} = \frac{\alpha^2 \cdot E \cdot I_{min}}{{l_b}^2} \ [N] \tag{46}$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 1069389{,}5}{1400^2}$$

$$F_{kr} = 1130834 \ N$$

kde: $\alpha = \pi$ veličina α je dána uložením prutu,
$E = 2{,}1 \cdot 10^5$ GPa modul pružnosti v tahu pro ocel C15,
$I_{min} = 1069389{,}5$ mm^4 minimální kvadratický moment průřezu,
$l_b = 1400$ mm délka pohybového šroubu.

Bezpečnost závitové tyče

$$k_{\check{s}} = \frac{F_{kr}}{F_{bz}} \tag{47}$$

$$k_{\check{s}} = \frac{1130834}{490}$$

$$k_{\check{s}} = 2307{,}8$$

kde: $F_{kr} = 1130834$ N kritická síla,
$F_{bz} = 490$ N tíha balícího zařízení s folii.

Podmínka bezpečnosti závitové tyče

$$k_{\check{s}} > k_d \tag{48}$$

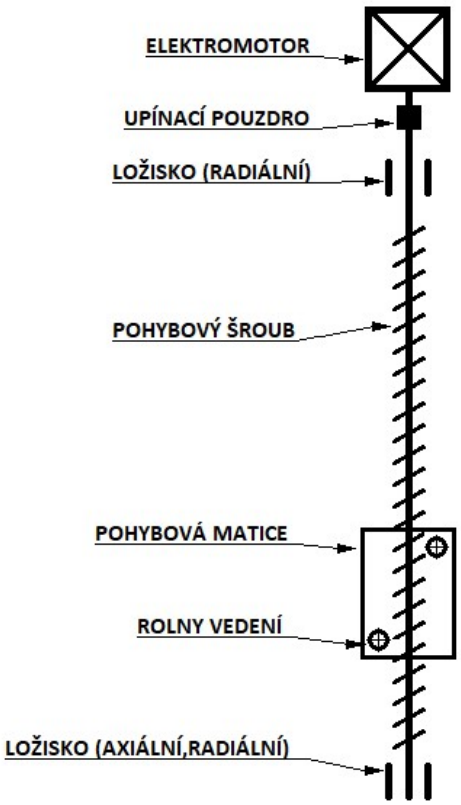
$$2307{,}8 > 2$$

Podmínka bezpečnosti závitové tyče je **SPLNĚNA.**

kde: $k_d = 2$ minimální bezpečnost závitové tyče.
$k_{\check{s}} = 2307{,}8$ bezpečnost závitové tyče.

4.3 NÁVRH POHONU BALÍCÍHO SLOUPU

Konstrukce pohonu balícího sloupu je schematicky znázorněno na obr. 21.

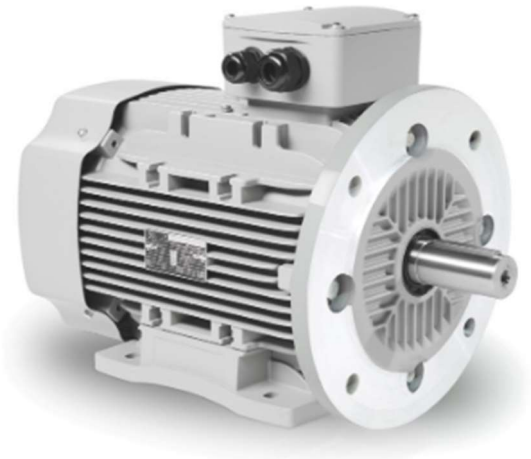


Obr. 21: Schéma pohonu balicího sloupu.

Podle schématu znázorněné na (obr. 21), trapézový šroub je uložen mezi dvěma ložisky. Spodní ložisko **UFC312** bylo zvoleno od firmy MATIS z katalogu výrobce [39]. Je to kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem dle vymezení axiální a radiální síly pohybového šroubů. Ložisko je vybaveno čtvercovým ložiskovým domečkem. Jako horní axiální ložisko bylo zvoleno kuličkové ložisko **61812-2RS1** od firmy SKF z katalogu výrobce [27].

Pohon byl zvolen na základě výpočtu tíhové síly balícího zařízení a rychlosti zvedání balícího zařízení. Asynchronní elektromotor byl vybrán od firmy VYBO-Electric a.s. z katalogu výrobce [25] s označením **1AL100L-8** . Daný motor je vybaven přírubou B5 pro snadnou montáž a hřídelem 24x50.

Na přichycení pohybového šroubu k motoru použijeme svěrné upínací pouzdro **BK11** 25x50 od firmy HABERKORN z katalogu výrobce [26].



Obr. 22: Elektromotor 1AL100L-8. [25]

PARAMETRY ZVOLENÉHO ELEKTROMOTORU

Parametry elektromotoru jsou z katalogu [25].

- Výstupní otáčky elektromotoru sloupu: $n_2 = 680\ \text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$
- Výkon elektromotoru sloupu: $P_2 = 0{,}55\ \text{kW}$
- Rozběhový poměr elektromotoru sloupu: $M_{a2}/M_{n2} = 2$
- Účinnost elektromotoru sloupu: $\eta_{m2} = 63\ \%$

Úhel stoupání zavitu

$$\gamma = arctg\left(\frac{P_z}{\pi * d_{2š}}\right)\ [°] \tag{49}$$

$$\gamma = arctg\left(\frac{10}{\pi \cdot 74{,}635}\right)$$

$$\gamma = 2{,}442\ °$$

kde: $P_z = 10\ \text{mm}$ rozteč pohybového šroubů,
$d_{2š} = 74{,}635\ \text{mm}$ střední průměr pohybového šroubu.

Třecí úhel pro lichoběžníkový závit

$$\varphi = arctg\left(\frac{f_z}{\beta/2}\right)\ [°] \tag{50}$$

$$\varphi = arctg\left(\frac{0{,}18}{cos\frac{30}{2}}\right)$$

$$\varphi = 10{,}555\ °$$

kde: $f_z = 0{,}18$ součinitel tření ocel – bronz, [1] (str. 431),
$\beta = 30\ °$ poloviční vrcholový úhel závitu.

Účinnost při zvedání břemene

$$\eta_{vz} = \frac{tg(\gamma)}{tg(\gamma + \varphi)} \ [\%] \tag{51}$$

$$\eta_{vz} = \frac{tg(2{,}442°)}{tg(2{,}442° + 10{,}555°)}$$

$$\eta_{vz} = 18{,}5 \ \%$$

kde: $\gamma = 2{,}442 \ °$ úhel stoupání zavitu,
$\varphi = 10{,}555 \ °$ třecí úhel pro lichoběžníkový závit.

Rychlost zvedání balícího zařízení

$$v_z = \frac{n_2 \cdot P_z}{60} \ [mm \cdot s^{-1}] \tag{52}$$

$$v_z = \frac{680 \cdot 10}{60}$$

$$v_z = 113{,}3 \ mm \cdot s^{-1}$$

kde: $n_2 = 680 \ \text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$ výstupní otáčky elektromotoru,
$P_z = 10 \ \text{mm}$ rozteč pohybového šroubů.

Minimální čas balení palety

$$t_b = \frac{j \cdot h_p}{v_z} \ [s] \tag{53}$$

$$t_b = \frac{4 \cdot 1000}{113{,}3}$$

$$t_b = 35{,}3 \ s$$

kde: $j = 4$ počet průjezdů vozíku,
$h_p = 1000 \ \text{mm}$ výška pohybu matice,
$v_z = 113{,}3 \ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ rychlost zvedání balícího zařízení.

Potřebný výkon elektromotorů balícího sloupu

$$P_{m2} = \frac{F_{bz} \cdot v_z}{\eta_{m2} \cdot \eta_{vz}} \ [kW] \tag{54}$$

$$P_{m2} = \frac{0{,}49 \cdot 113{,}3}{0{,}63 \cdot 0{,}185}$$

$$P_{m2} = 0{,}48 \ kW$$

kde: $F_{bz} = 0{,}49$ kN — tíha balicího zařízení s folii,
$v_z = 113{,}3 \ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ — rychlost zvedání balicího zařízení,
$\eta_{m2} = 0{,}63$ — účinnost elektromotoru sloupu,
$\eta_{vz} = 0{,}185$ — účinnost při zvedání břemene.

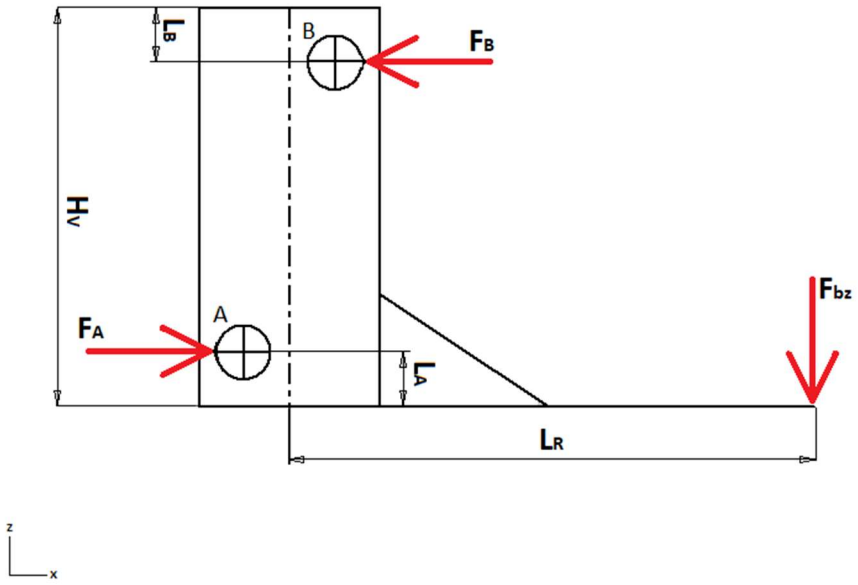
4.4 NÁVRH LINEÁRNÍHO VEDENÍ PRO BALICÍ ZAŘÍZENÍ

Dle vymezení klopných momentů od napětí stretch fólie a vlastní tíhy balícího zařízení bylo zvoleno použít lineární vedení.

Matice pohybového šroubu je umístěna přímo ve vodícím rámu, k rámu jsou připevněny čtyři vodící rolny, které vymezují síly od klopných momentů balícího zařízení. Vodící rolny jsou umístěny v bodech A a B po obou stranách vodícího rámu balícího zařízení. Rolny jsou umístěné v U- profilu, který slouží jako vodící lišta. Profil je přišroubován ke stěnám balícího sloupu.

Tab.1: Tabulka vstupních délek vedení.

INDEX	HODNOTA	JEDNOTKA
L_A	**15**	mm
L_B	**15**	mm
L_C	**9**	mm
L_D	**9**	mm
L_R	**310**	mm
H_V	**180**	mm
S_V	**180**	mm



Obr. 23: Schéma působení sil ve vodících rolnách - osa x-z.

Síla v rolnách od tíhy balicího zařízení

$$M_A: F_{bz} \cdot L_R - F_B \cdot (H_V - L_A - L_B) = 0 \quad (55)$$

Z důvodu toho, že pojezdové jsou rolny uložené ve vodícím rámu symetricky,

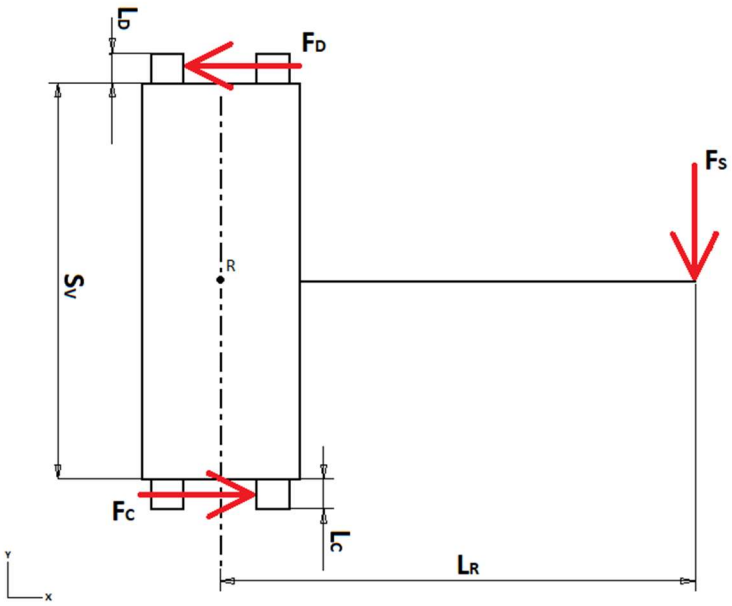
pak $F_A = F_B$.

$$F_B = \frac{F_{bz} \cdot L_R}{H_V - L_A - L_B} \ [N]$$

$$F_B = \frac{490 \cdot 310}{180 - 15 - 15}$$

$$F_B = 1012{,}7 \ N$$

kde: $F_{bz} = 490$ N tíha balícího zařízení s folii,
$L_R = 310$ mm délka od středu balícího zařízení ke středu šroubu,
$H_V = 180$ mm výška balícího vozíku,
$L_A = 15$ mm délka od kraje vozíku do spodní rolny,
$L_B = 15$ mm délka od kraje vozíku do horní rolny.



Obr. 24: Schéma působení sil ve vodících rolnách - osa x-y.

Síla v rolnách od napětí fólie

$$M_R: F_s \cdot L_R - F_C \cdot \left(\frac{S_V}{2} + \frac{L_C}{2}\right) - F_D \cdot \left(\frac{S_V}{2} + \frac{L_D}{2}\right) = 0 \tag{56}$$

Z důvodu symetrického uložení $F_C = F_D$.

$$F_D = \frac{F_s \cdot L_R}{\left(\frac{S_V}{2} + \frac{L_C}{2}\right) + \left(\frac{S_V}{2} + \frac{L_D}{2}\right)} \ [N]$$

$$F_D = \frac{460 \cdot 310}{\left(\frac{180}{2} + \frac{9}{2}\right) + \left(\frac{180}{2} + \frac{9}{2}\right)}$$

$$F_D = 754{,}5 \ N$$

kde: $F_s = 460$ N síla od předpětí stretch fólie,
$L_R = 310$ mm délka od středu balícího zařízení ke středu šroubu,
$S_V = 180$ mm šířka balícího vozíku,
$L_C = 15$ mm šířka horních vodících rolen,
$L_D = 15$ mm šířka spodních vodících rolen.

4.4.1 VOLBA VODÍCÍCH ROLEN

Vodící rolny byly zvoleny z kuličkového ložiska **609-2RSH** od firmy SKF z katalogu výrobce [26], a pryžové bandáže o tloušťce 2 mm která bude umístěna na vnější straně ložiska.

PARAMETRY VYROBENÝCH VODÍCÍCH ROLEN

- Průměr vodící rolny: $D_R = 28\ \text{mm}$
- Šířka vodící rolny: $B_R = 7\ \text{mm}$
- Dynamická únosnost ložiska rolny: $C_R = 3900\ \text{N}$

Celková síla, která působí na jednu vodící rolnu

$$F_E = \frac{F_B + F_D}{2}\ [N] \tag{57}$$

$$F_E = \frac{1012{,}7 + 754{,}5}{2}$$

$$F_E = 883{,}6\ N$$

kde: $F_B = 1012{,}7\ \text{N}$ síla v rolnách od tíhy balicího zařízení,
$F_D = 754{,}5\ \text{N}$ síla v rolnách od napětí fólie.

Počet otáček rolny

$$n_R = \frac{v_z \cdot 60}{\pi \cdot D_R}\ [ot \cdot min^{-1}] \tag{58}$$

$$n_R = \frac{113{,}3 \cdot 60}{\pi \cdot 28}$$

$$n_R = 72{,}3\ ot \cdot min^{-1}$$

kde: $v_z = 113{,}3\ \text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ rychlost zvedání balicího zařízení,
$D_R = 28\ \text{mm}$ průměr vodící rolny.

Životnost vodící rolny

$$L_{10.h} = \left(\frac{C_R}{F_E}\right)^{a_l} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_R}\ [hod.] \tag{59}$$

$$L_{10.h} = \left(\frac{3900}{883{,}7}\right)^{3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 72{,}3}$$

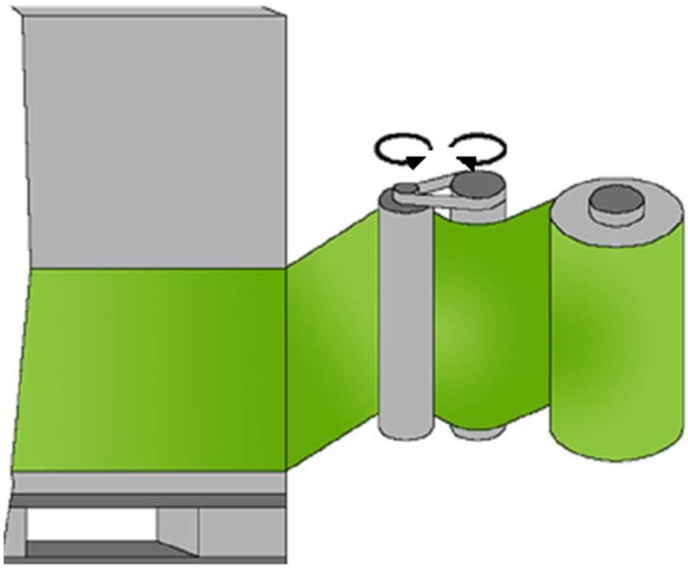
$$L_{10.h} = 19814\ hod.$$

kde: $C_R = 3900\ \text{N}$ dynamická únosnost ložiska rolny,
$F_E = 883{,}7\ \text{N}$ celková síla, která působí na jednu vodící rolnu,
$n_R = 72{,}3\ ot \cdot min^{-1}$ počet otáček rolny,
$a_l = 3$ exponent pro ložiska s bodovým stykem.

4.5 BALÍCÍ VOZÍK PRO STRETCH FÓLIE

Balící vozík je zařízení, které je využíváno pro předběžného natažení stretch fólie. Funkci předběžného natahování se zajišťuje natahováním fólie před zabalením palet. Předpětí je zajištěno speciálním konstrukčním provedením balícího vozíku a molekulární strukturou stretch fólie.

Fólie je napínána mezi dvěma pogumovanými tažnými válci, které se otáčejí různými úhlovými rychlostmi a protiběžným směrem. Díky minimální vzdálenosti mezi válci je zajištěno maximální napínání fólie po délce až o 300%. Předpětí 300% znamená, že film fólie délky 1 metr po protlačení mezi válci dosáhne délky 3 metry. Funkce předpětí umožňuje výrazně ušetřit spotřebu stretchové fólie až do 70%.



Obr. 25: Princip činnosti zařízení pro předepnutí fólie.

ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je konstrukční návrh ovinovacího stroje pro balení EUR palet. Bakalářská práce obsahuje čtyři kapitoly.

V první části práce jsou uvedené všechny možné typy ovinovacích strojů, jich montážní provedení a použití. Je proveden rešeršní rozbor českých a zahraničních výrobců ovinovacích strojů.
Ve druhé části práce jsou uvedeny možné konstrukční provedení důležitých uzlů ovinovacího stroje (otočný stůl a balicí sloup) a jsou popsány výhody a nevýhody každé z možných koncepčních variant.
Třetí kapitola obsahuje návrh a výpočet koncepce otočného stolu a byl zde proveden návrh pohonu pomocí řetězového pohonu s umístěním točně plochy na podpěrných kladkách. Výsledkem je tuhá a nízká konstrukce, která usnadňuje příjezd a odjezd palet z otočného stolu.
Čtvrtá část bakalářské práce zahrnuje koncepční provedení ovinovacího sloupu se šroubovým pohonem. K tomu byly provedeny pevnostní výpočty. Na základě výpočtů byly navrženy potřebné komponenty konstrukce.

Podle zadání byla také vypracována výkresová dokumentace vybraných komponentů. Jedná se celkový výkres sestavy, výkres podsestavy svařovaného rámu otočného stolu a dílenských výkresů vybraných součástí.
Ve výsledku je vytvořen rozebíratelný ovinovací ostroj, který zahrnuje v sobě levnou, ale pevnou konstrukci s vysokým koeficientem bezpečnosti, což umožňuje o mírně zvýšit vstupní parametry hmotnosti nákladu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] Konstruování strojních součástí. Joseph Edward Shigley 1909-1994 ; Charles R. Mischke 1927-; Richard G Budynas (Richard Gordon); Martin Hartl 1967-; Miloš Vlk; Vysoké učení technické v Brně ; V Brně : VUTIUM ; 2010

[2] Dema-Pack. Mobilní ovinovací stroj E-MOTION. [online] [cit. 6-6-2020]. Dostupné z:http://dema-pack.ru/catalog/palletizers/mobile-palletoupakovshchiki-e-motion/

[3] ROBOPAC systémy. Horizontální ovinovací stroj SPIROR 2500FW. [online] [cit. 7-6-2020]. Dostupné z: http://www.robopacsistemi.com/RU/изделия/горизонтальные_обмотчики/spiror_2500fw

[4] ROBOPAC . Vertikální ovinovací stroj ROTOPLAT 508 PDS TP. [online] [cit. 7-6-2020]. Dostupné z: http://www.robopac.com/RU/изделия/вертикальные_машины_для_растяжимой_плёнки/masterplat_plus_tp3

[5] ROBOPAC. Vertikální ovinovací stroj MASTERWRAP PLUS XL. [online] [cit. 7-6-2020]. Dostupné z: http://www.robopac.com/RU/изделия/вертикальные_машины_для_растяжимой_плёнки/masterwrap_plus_xl_fr

[6] EKOBAL. Otočný stůl pro palety. [online] [cit. 7-6-2020]. Dostupné z: https://www.ekobal.cz/balici-technika/ovinovaci-stroje/manualni-ovinovaci-stroj-wms-15-basic

[7] Logo-Snab. Rucniovinovaci stroj IRONMAN. [online] [cit. 6-6-2020]. Dostupné z: https://logo-snab.ru/catalog/palletoupakovschiki/mobilnyie/ruchnoy_mobilnyiy_palletoobmotchik_ironman_

[8] ROBOPAC. Poloautomatický ovinovací stroj ECOPLAT PLUS. [online] [cit. 6-6-2020]. Dostupné z: http://www.robopac.com/RU/изделия/вертикальные_машины_для_растяжимой_плёнки/ecoplat_3

[9] ROBOPAC sistems. Automaticky ovinovaci stroj HELIX 4/2. [online] [cit. 7-6-2020]. Dostupné z: http://www.robopacsistemi.com/RU/изделия/вертикальные_обмотчики/helix_4_2

[10] TART, Ltd. O společnosti [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://www.tart.cz/o-nas/

[11] EKOBAL s.r.o. Profil Firmy. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://www.ekobal.cz/o-nas/profil-firmy

[12] SIAT s.r.o. Aboutus. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://www.siat.com/about-us/

[13] ROBOPACK. O firmě. Historie. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: http://www.robopac.cz/o-firme/

[14] Ferum s.r.o. SlzickovePlechy. [online] [cit. 13-4-2020]. Dostupné z: https://www.ferrum-mb.cz/plechy/slzickove-plechy/

[15] Blickle. Přístrojová kola a kladký. [online] [cit. 17-3-2020]. Dostupné z: https://www.blickle.cz/výrobek/BPA-PATH-50K-FK-757001

[16] SEW Eurodrive. Šnekové převodové motory. [online] [cit. 17-3-2020]. Dostupné z: https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/23026510.pdf

[17] Rameno valivého odporu. [online] [cit. 4-4-2020]. Dostupné z: http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm

[18] Kamapark. Stretchfolie [online] [cit. 28-2-2019]. Dostupné z: http://www.kamapark.ru/product.php?a=Stretch

[19] ČZ Chains a.s. Prmerny vypocet retezoveho prevodu [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf

[20] HABERKORN. Řetězy. Válečkové řetězy standartní. [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://eshop.haberkorn.cz/valeckovy-retez-standardni-1-rady-din-8187-valeckovy-retez-standardni-1-rady-din-8187-1-1.html

[21] ARKOV. Řetězyválečkovéjednořadé. [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://www.arkov.cz/p/20-b-1-(retezy-vamberk)-retez-jednorady-retezy-vamberk-147324

[22] HABERKORN. Řetězová kola. S nábojem - profil 20 B-1 [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://eshop.haberkorn.cz/retezove-kolo-s-nabojem-1-1-4-x-3-4-retezove-kolo-s-nabojem-1-1-4-x-3-4-1-80.html

[23] HABERKORN. Řetězová kola. S nábojem - profil 20 B-1 [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://eshop.haberkorn.cz/retezove-kolo-s-nabojem-1-1-4-x-3-4-retezove-kolo-s-nabojem-1-1-4-x-3-4-1-53.html

[24] HABERKORN. Trapézové šrouby a matice. Šrouby ocelové [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://eshop.haberkorn.cz/trapezovy-sroub-jednochody-trapezovy-sroub-jednochody-1-20.html

[25] VYBO-Electric. Asynchronní elektromotory řady AL. [online] [cit. 17-3-2020]. Dostupné z: https://www.elektro-motor.cz/obchod/elektromotor-0-75-kw-720ot-aa90m-8/

[26] HABERKORN. Svěrná upínací pouzdra BK. [online] [cit. 10-3-2019]. Dostupné z: https://eshop.haberkorn.cz/pohonne-elementy/spojeni-hridel-naboj/sverna-upinaci-pouzdra/

[27] SKF. Katalog ložisek [online] [cit. 30-03-2019]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/21-121486/Rolling-bearings---17000-EN.pdf

[28] ČSN 26 9110 Evropská dřevěná čtyřcestná prostá paleta s rozměry 800 x 1200 mm, vydavatel Český normalizační institut, 24 s., Praha, 1996.

[29] ČSN EN 13 382 Prosté palety pro manipulaci s materiálem. Základní rozměry, Český normalizační institut, 16 s., Praha, 2002.

[30] FIEFER. O-firme. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://www.feifer.cz/o-firme

[31] FROMM, Packacing systems. O společnosti. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://www.fromm-cz.cz/o-spolecnosti/fromm

[32] BALPACK. O firmě. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: http://www.balpack.cz/profil-spolecnosti

[33] Matco International. About us. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://matco-international.com/about-us/

[34] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017, xv, 943 stran : ilustrace ; 21 cm. ISBN 978-80-7361-111-8.

[35] APPOLO Project. Mobilní ovinovací stroje MOTION. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: http://apolloproject.ru/products/motion

[36] Momenty setrvačnosti geometricky pravidelných homogenních těles. RNDr. Jan Zajíc, CSc. UNIVERZITA PARDUBICE. Pardubice, 2010. [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: http://mech.fd.cvut.cz/education/bachelor/18sat/download/zajic_momenty_setrvacnosti.pdf

[37] Elektronická skripta. QTZ -Transportni zařízení. 16 Obecný přístup k návrhu pohonů dopravních a manipulačních zařízení. Vysoké učení technické v Brně ; V Brně ; 2011

[38] Palettes-Europe. Plan of a pallet EUR EPAL. [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: http://www.palettes-europe.com/plan_palette-epal-en.html

[39] Matis Induustrial components. UCF - přírubové uchycení čtvercová příruba. . [online] [cit. 16-6-2020]. Dostupné z: https://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/038.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

h_p	$[mm]$	Výška pohybu matice
$\mathrm{S_r}$	$[mm^2]$	Plocha kloubu řetězu
A_s	$[mm^2]$	Plocha příčného průřezu stretch fólie
B_R	$[mm]$	Sirka vodící rolny
C_R	$[kN]$	Dynamická únosnost ložiska rolny
D_R	$[mm]$	Průměr vodící rolny
F_B	$[N]$	Síla v rolnách od tíhy balícího zařízení
F_D	$[N]$	Síla v rolnách od napětí fólie
F_b	$[N]$	Mezní pevnost řetězu
F_{bz}	$[N]$	Tíha balícího zařízení s fólií
F_e	$[N]$	Celková síla, která působí na jednu vodící rolnu
F_{kr}	$[N]$	Kritická síla
F_o	$[N]$	Obvodová síla na řetězovém kole od přenášeného výkonu
F_{oc}	$[N]$	Obvodová síla způsobena účinkem odstředivé síly
F_s	$[N]$	Síla od předpětí stretch fólie
F_t	$[N]$	Celková tahová síla
H_V	$[mm]$	Výška balícího vozíku
I_1	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti balené jednotky
I_2	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti balené jednotky s těžištěm mimo osu
I_3	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti otočné plochy stolu s řetězovým kolem
I_c	$[kg \cdot m^2]$	Celkový moment setrvačnosti rotující otočné plochy a vyosené jednotky
I_{min}	$[mm^4]$	Minimální kvadratický moment průřezu
$L_{10.h}$	$[hod]$	Životnost vodící rolny
L_A	$[mm]$	Délka od kraje vozíku do spodní rolny
L_B	$[mm]$	Délka od kraje vozíku do horní rolny
L_C	$[mm]$	Šířka horních vodících rolen,
L_D	$[mm]$	Šířka spodních vodících rolen
L_R	$[mm]$	Délka od středu balícího zařízení ke středu šroubů
$M_{\check{c}}$	$[N \cdot m]$	Moment čepového tření v kladkách
M_h	$[N \cdot m]$	Moment na hřídeli elektromotoru
M_a/M_n	[-]	Rozběhový poměr elektromotoru stolu

M_{a2}/M_{n2}	[-]	Rozběhový poměr elektromotoru sloupu
M_c	$[N \cdot m]$	Celkový moment proti pohybu otočného stolu v ose stolu
M_d	$[N \cdot m]$	Moment rozběhu rotující balené jednotky a otočného stolu v ose stolu
M_p	$[N \cdot m]$	Moment od předpětí folie k ose rotace stolu
M_{pa}	$[N \cdot m]$	Moment na pastorku
M_{roz}	$[N \cdot m]$	Rozběhový moment na hřídeli elektromotoru
M_{so}	$[N \cdot m]$	Moment od stálých odporu
M_t	$[N \cdot m]$	Třecí moment otočného mechanizmu
M_v	$[N \cdot m]$	Moment valivého odporu podpěrných kladek
M_z	$[N \cdot m]$	Moment zrychlujících sil rotujících hmot
P_1	$[kW]$	Výkon elektromotoru pro otočný stul
P_2	$[kW]$	Výkon elektromotoru sloupu
P_h	$[kW]$	Potřebný výkon na hřídeli otočného stolu
P_R	$[W]$	Jmenovitý výkon přenášený řetězovým převodem
P_{m1}	$[kW]$	Potřebný výkon elektromotoru otočného stolu
P_{m2}	$[kW]$	Potřebný výkon elektromotorů balícího sloupu
P_z	$[mm]$	Rozteč pohybového šroubů
Q_{dov}	$[kg]$	Maximální zatížení kladky
$S_{š}$	$[mm^2]$	Plošný obsah průřezu prutu
S_V	$[mm]$	Šířka balícího vozíku,
X_0	[-]	Počet článků řetězu
Y_1	[-]	Součinitel rázu
a_O/p	$[mm]$	Přibližná osová vzdálenost
a_l	[-]	Exponent pro ložiska s bodovým stykem
b_s	$[mm]$	Tloušťka stretch fólie
c_s	$[mm]$	Sirka stretch fólie
d_1	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice hnacího kola
d_2	$[mm]$	Průměr roztečné kružnice hnaného kola
$d_{2š}$	$[mm]$	Střední průměr pohybového šroubu
$d_{3š}$	$[mm]$	Malý průměr pohybového šroubu
d_k	$[m]$	Průměr kola
d_r	$[mm]$	Průměr čepu řetězu
f_z	[-]	Součinitel tření ocel - bronz

$i_{\check{r}}$	[-]	Převodový poměr mezi řetězovými koly
i_{m1}	[-]	Převodový poměr převodovky
i_p	[-]	Počet podpěrných kladek
$k_{\check{s}}$	[-]	Bezpečnost závitové tyče
k_d	[-]	Součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení
k_d	[-]	Minimální bezpečnost závitové tyče
k_s	[-]	Součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení
l_b	$[mm]$	Délka pohybového šroubů
$m_{\check{r}k}$	$[kg]$	Hmotnost hnacího řetězového kola
m_{bj}	$[kg]$	Celková hmotnost balené jednotky
m_{bz}	$[kg]$	Přibližná hmotnost balícího zařízení s fólií
m_{kz}	$[kg]$	Zatížení kladky podle hmotnosti otočného stolu
m_{na}	$[kg]$	Hmotnost nákladu
m_p	$[kg]$	Hmotnost europalety
m_t	$[kg]$	Hmotnost otočné plochy otočného stolu,
m_z	$[kg]$	Hmotnost zátěže otočného stolů
n_1	$[ot \cdot min^{-1}]$	Výstupní otáčky převodovky
n_2	$[ot \cdot min^{-1}]$	Výstupní otáčky elektromotoru sloupu
n_R	$[ot \cdot min^{-1}]$	Počet otáček rolny
n_j	$[ot \cdot min^{-1}]$	Jmenovité otáčky elektromotoru
p_l	$[MPa]$	Směrný tlak v kloubu řetězu
p_d	$[MPa]$	Dovolený tlak v kloubu řetězu
p_p	$[MPa]$	Výpočtový tlak v kloubu řetězu
$r_{\check{c}}$	$[m]$	Poloměr čepu
r_t	$[m]$	Maximální vzdálenost osy rotace balené jednotky od osy otočné plochy
t_b	$[s]$	Maximální čas balení palety
v_r	$[m \cdot s^{-1}]$	Obvodová rychlost řetězu
v_z	$[mm \cdot s^{-1}]$	Rychlost zvedání balicího zařízení
w_r	$[mm]$	Vnější šířka vnitřního článku řetězu
z_1	[-]	Počet zubů hnacího kola
z_2	[-]	Počet zubů hnaného kola
$\eta_{\check{r}}$	[%]	Účinnost řetězového převodu
η_{m1}	[%]	Účinnost motoru stolu se šnekovou převodovkou

η_{m2}	[%]	Účinnost elektromotoru sloupu
η_{vz}	[%]	Účinnost při zvedání břemene
$\lambda_{š}$	[-]	Štíhlost prutu
λ_m	[-]	Mezní štíhlost prutu pro ocel
ρ_s	$[kg]$	Hmotnost $1\mathrm{m}^2$ plechu s tloušťkou 4 mm
σ_s	$[MPa]$	Garantované pracovní předpětí
φ_z	[-]	Součinitel provedení
μ	[-]	Součinitel mazání
χ	[-]	Součinitel výkonu
E	$[GPa]$	Modul pružnosti v tahu pro ocel C15
R	$[m]$	Poloměr otočné plochy stolu
a	$[mm]$	Osová vzdálenost
b	$[m]$	Délka europalety
c	$[m]$	Šířka europalety
f	[-]	Součinitel tření za pohybu
j	[-]	Počet průjezdů vozíku
n	$[ot \cdot min^{-1}]$	Otáčky otočného stolu
p	$[mm]$	Rozteč řetězu
q	$[kg \cdot m^{-1}]$	Hmotnost řetězu
t	$[s]$	Doba rozběhu točny
α	[-]	Úhel uložení prutů
β	[°]	Poloviční vrcholový úhel závitu
γ	[°]	Uhel stoupání závitu
ε	$[rad \cdot s^{-2}]$	Úhlové zrychlení otočného stolu
λ	[-]	Součinitel tření
ξ	$[m]$	Rameno valivého odporu mezi tvrdou pryží a ocelí
φ	[°]	Třecí úhel pro lichoběžníkový závit
ω	$[rad \cdot s^{-1}]$	Úhlová rychlost otočného stolu

SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Typ výkresu	Název	Číslo výkresu	List
VÝKRES SESTAVY	OVINOVACÍ STROJ	OS-0100-0	1/6
VÝKRES SESTAVY	OTOČNÝ STUL	OS-0100-1	2/6
VÝKRES SESTAVY	BALÍCÍ SLOUP	OS-0100-2	3/6
SEZNAM POLOŽEK	OVINOVACÍ STROJ	OS-K-001	4/6
SEZNAM POLOŽEK	OVINOVACÍ STROJ	OS-K-002	5/6
SEZNAM POLOŽEK	OVINOVACÍ STROJ	OS-K-003	6/6
VÝKRES PODSESTAVY RAMU	RÁM STOLU	RA-0100-0	1/2
SEZNAM POLOŽEK	RÁM STOLU	RA-K-001	2/2
DÍLENSKÝ VÝKRES	ŘETĚZOVE KOLO	OS-0200-0	1/1
DÍLENSKÝ VÝKRES	POHYBOVÁ MATICE	BS-0100-1	1/1