

ABSTRAKT

Abstrakt česky

Účelem této práce bylo vypracování literární studie dopravních pásů, výpočet a konstrukční řešení váhového dopravníku pro drobné gumárenské chemikálie s nejmenší navažovanou hmotností od 0,3 kg a s největší navažovanou hmotností do 8,5 kg, kde přesnost vážení je v toleranci ± 2 g. Ke konstrukčnímu vypracování byl zvolen program Autodesk Inventor Professional 8.

Abstrakt ve světovém jazyce

The purpose of this work was to make a literature study of conveyor belts, the calculation and solution of weight conveyor for a small rubber compounds with a minimum weight from 0,3 kg and maximum weight to 8,5 kg, where the measure tolerance was 2 g. For this work was used a computer programme called Inventor Professional 8.

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří Ing. Zdenku Dvořákovi, CSc., vedoucímu bakalářské práce, za poskytnutí informací a podkladů ke zhotovení váhového dopravníku a za nepostradatelné rady.

Souhlasím s tím, že s výsledky mé práce může být naloženo podle uvážení vedoucího bakalářské práce a ředitele ústavu. V případě publikace budu uveden jako spoluautor.

Prohlašuji, že jsem na celé bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně, 07. 06. 2005

.....

podpis

OBSAH

I.	TEORETICKÁ ČÁST	11
1	DOPRAVNÍKY	12
1.1.	PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY	12
1.2	ZÁKLADNÍ ČÁSTI PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU S PRYŽOVÝM PÁSEM	13
1.2.1	Pás	13
1.2.2	Napínání pásu	14
1.2.3	Zařízení pro kontrolu a korekci přímého běhu pásu	15
1.2.4	Bubny	16
1.2.5	Ložiska bubnů, nosné a strážní válečky, odlehčená část	17
1.2.6	Válečky a válečkové stolice	18
1.2.7	Nosná konstrukce	20
1.3	BRZDĚNÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ	20
1.4	ZAŘÍZENÍ PRO TECHNICKOU MANIPULACI	21
1.4.1	Dávkovače	21
1.4.2	Zásobníky	22
1.5	ZAŘÍZENÍ NA VÁŽENÍ	23
1.5.1	Váhy	23
1.6	PŘIVÁDĚNÍ MATERIÁLU NA DOPRAVNÍ PÁS	24
1.7	ODVÁDĚNÍ MATERIÁLU Z PÁSU	25
1.8	ČIŠTĚNÍ PÁSU	25
1.9	VÝPOČET PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ	26
II.	PRAKTICKÁ ČÁST	31
2	VÝPOČET DOPRAVNÍKU	32
3.1	VŠEOBECNÝ POPIS	34
3.2	VOLBA PŘEVODOVKY	34
3.2.1	Výkon P_1 a P_2	34
3.2.2	Otáčky n_1 a n_2	35
3.2.3	Kroutící moment M_2	36
3.2.4	Účinnost	37
3.2.5	Převodový poměr i	37
3.3	SERVISNÍ FAKTORY	37
3.3.1	Provozní součinitel S_m	37
3.3.2	Servisní faktor S_f	38
3.4	RADIÁLNÍ A AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ HRÍDELE	39
3.4.1	Radiální zatížení F_{rad}	39
3.4.2	Axiální zatížení F_{ax}	40
3.5	JMENOVITÉ VÝKONY	41
3.6	VÝKONOVÉ PARAMETRY	41
3.7	MAZÁNÍ	42

4. Výběr tenzometru	43
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	45
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	46
SEZNAM OBRÁZKŮ	47
SEZNAM TABULEK.....	48
SEZNAM PŘÍLOH.....	49

ÚVOD

Doprava v průmyslových podnicích je realizována technickými zařízeními, které je možno rozdělit do skupin jako jsou dopravníky, zdvihací stroje, vysuté dráhy, kolejové a bezkolejové vozíky, nakladače a vykladače, hydraulická a pneumatická dopravní zařízení.

Volba druhu zařízení pro nutnou manipulaci s materiálem v průběhu technologických procesů musí respektovat řadu technických a ekonomických faktorů.

Technické faktory:

- hmotnost, tvar a fyzikální vlastnosti materiálu,
- možnosti a způsob odběru materiálu,
- celková hmotnost manipulační jednotky,
- frekvence potřebného přemísťování materiálu
- způsob příjmu a výdeje materiálu,
- počet obsluhujících pracovníků a jejich kvalifikace.

Ekonomické faktory:

- pořizovací náklady mechanického zařízení,
- náklady na provozní zařízení
- předpokládaná doba využívání zařízení a stupeň jeho využití,
- provozní náklady celé dopravní soustavy.

Velmi důležitým faktorem je vždy bezpečnost provozu zařízení a předpokládaná poruchovost, která je přímo úměrná složitosti zařízení.

Z hlediska dopravovaného materiálu můžeme dopravní prostředky rozdělit na:

A) Zařízení pro dopravu sypkých hmot

1.) Vibrační dopravníky

Jsou to mechanické dopravníky používané k přemísťování materiálu setrvačnými silami částic dopravovaného materiálu. Tyto síly jsou vyvolány kmitavým pohybem žlabu. Žlab je obvykle valivě uložen na základu a poháněn buď klikovým mechanismem nebo pneumaticky. Žlab vibračního dopravníku může být upraven do tvaru šroubovice.

2.) Šnekové dopravníky

Tyto dopravníky přemísťují materiál pomocí rotujícího šneku. Skládají se ze žlabu, šneku a pohonu. Délky šnekových dopravníků dosahují až $300 \text{ m}^3 \text{h}^{-1}$. Podle směru dopravy lze šnekové dopravníky rozdělit na vodorovné svislé a šikmé.

3.) Korečkové elevátory

Korečkové elevátory jsou mechanické dopravníky přepravující materiál v korečcích, které jsou pevně ukotveny na tažném orgánu, kterým je pás, řetěz nebo lano.

4.) Pneumatické dopravní systémy

Tyto systémy využívají pro dopravu materiálu jako pomocného média vzduchu, popřípadě jiného plynu (např. dusíku). Jsou vhodné pro dopravu práškových a zrnitých materiálů o velikosti zrna až 8mm, při použití speciálních směšovačů, příp. u lehčích materiálů až do zrnitosti 80mm. Tyto zařízení se vyznačují malými rozměry a nízkými pořizovacími náklady.

B) Zařízení pro dopravu sypkého a kusového materiálu

1.) Dopravní skluzy

Tato zařízení využívají k dopravě účinku tíže. Dráha může být přímá nebo může mít tvar šroubovice.

2.) Žlabové dopravníky

Jsou to zařízení jehož dopravní prostředek tvoří unášecí nebo hřebel vlečená oběžným řetězem. Ty pak přemisťují dopravovaný materiál v otevřeném žlabu hrnutím nebo vlečením.

3.) Pásové dopravníky

Viz. dále podrobnější popis.

4.) Článekové dopravníky

Jsou to dopravníky, jejichž dopravním prostředkem jsou oběžné řetězy s články. Jsou vhodné pro dopravu beden, sudů, odlitků, součástí i montážních celků i sypkých materiálů. Ve standardním provedení mohou tyto dopravníky dopravovat materiál až 200°C teplý, ve zvláštní úpravě dovolují i dopravu materiálu o ještě vyšších teplotách.

5.) Lanové dráhy

C) Zařízení pro dopravu kusového materiálu

Do této skupiny patří např. válečkové a kladičkové tratě, závěsové dopravníky.

I. TEORETICKÁ ČÁST

1 DOPRAVNÍKY

Dopravníky jsou nejpoužívanější zařízení pro plynulou dopravu sypkých hmot i jednotlivých kusů. Nejvýznamnější jsou mechanické dopravníky používané pro dopravu trvalých velkých množství sypkých nebo kusových materiálů. Určité typy mechanických dopravníků se uplatňují v hutní, strojírenské a elektrotechnické výrobě i v různých jiných výrobních oborech, kde jsou důležitou složkou mechanizace a tvoří spojení jednotlivých pracovišť výrobních linek.

Mechanický dopravník má tyto základní funkční prvky:

- a) pohybový(dopravní) prvek, poháněný hnacím ústrojím, který obstarává přemísťování materiálu;
- b) ložný prvek, na němž spočívá dopravovaný materiál;
- c) nosný prvek, který přenáší tíhu dopravovaného materiálu na konstrukci dopravníku nebo na opěry.

1.1. Pásové dopravníky

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným orgánem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny a podpíraného válečky nebo rovinnou plochou.

Podle materiálu, z něhož pás je zhotoven, rozlišujeme dopravníky:

- a) s pásem pryžovým nebo z PVC;
- b) s pásem ocelovým(z plechu nebo z pletiva).

Hlavní parametry pásových dopravníků jsou:

- a) objemový tok ϕ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$);
- b) rychlost pásu v ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$);
- c) šířka pásu B (mm);
- d) délka dopravníku L (m).

Pás je napjat mezi dvěma *bubny*, z nichž jeden je *napínací*, druhý *hnací*. Hnací buben je poháněn od elektromotoru zpravidla převodovou skříní (popř. u menších přenosných transportérů klínovými řemeny). Na dolním konci je vhodně tvarovaná násypka, kterou se přivádí materiál na pás a tvoří souvislou vrstvu. V části s materiálem (zatížená část, horní větev pásu) je pás podpírán *nosnými válečky*, uspořádanými podle tvaru pásu v tzv. *podpěrných stolicích*. Stejně je zabráněno přílišnému prohnutí pásu v nezátížené části.

1.2 Základní části pásového dopravníku s pryžovým pásem

1.2.1 Pás

Pás je tvořen několika vrstvami (2-5) textilních vložek, které jsou zpravidla zcela z vulkanizovány v pryži. Počet vložek se řídí požadovanou pevností pásu. Ta tvoří na spodní i horní straně pásu tzv. krycí vrstvy různé tloušťky (2-6mm), i různé velikosti podle druhu dopravovaného materiálu a jeho fyzikálních vlastností. Pevnost pásu v tahu σ_0 ($\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$) podélným směrem určuje dovolené namáhání T určitého pásu v tahu v newtonech na 1 milimetr jeho šířky, od 16 do 200 podle druhu pásu, $T = \sigma_0 / k$; k je bezpečnost.

1.2.2 Napínání pásu

Správným napnutím dopravního pásu se zajišťuje přenos sil z poháněných bubnů na pás a omezuje se průvš pásu mezi válečkovými stolicemi. Orientační velikost napínací síly $F_N(N)$ se stanoví při pohonu na přepadávacím konci dopravníku z výrazu:

$$F_N = 2(F_2 \pm q_p \cdot h \cdot g) \quad (N) \quad (1)$$

Při pohonu na podávacím konci z výrazu:

$$F_N = 2(F_1 \pm q_p \cdot h \cdot g) \quad (N) \quad (2)$$

kde $F_1 \dots$ je tahová síla v pásu ve větvi nabíhající na poháněcí buben (N),

$F_2 \dots$ tahová síla v pásu ve větvi sbíhající s poháněcího bubnu (N),

$q_p \dots$ hmotnost 1 m pásu ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$),

$h \dots$ dopravní výška (m), znaménko + při dopravě vzhůru, - dolů,

$g \dots$ tíhové zrychlení ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$).

Aby se bezpečně zajistilo, že pás nebude na poháněcím bubnu prokluzovat, doporučuje se takto vypočtené hodnoty napínací síly zvýšit o 10%.

Napínání pásu může být:

- a) tuhé (pomocí šroubů ručních kladkostrojů apod.),
- b) s konstantní napínací silou vyvozenou závažím,
- c) s napínací silou regulovatelnou ručně nebo automaticky.

Regulace se může dít:

ca) pneumaticky,

cb) elektricky,

cc) elektrohydraulicky.

a) Tuhá napínací ústrojí se používají převážně pro krátké dopravníky do 30 m a u dopravníků s pásy s vložkami z ocelových lan. Napínání se provádí obvykle pohybem vratného bubnu. Přitom je nutné dbát na to, aby nedošlo k šikmému postavení bubnu proti podélné ose dopravníku, které by vedlo k nerovnoměrnému, jednostrannému vytahování pásu a jeho sbíhání z válečků. Napnutí pásu se určuje pouze odhadem a musí být již za klidu takové, aby se vyhovělo přenosu sil na hnacím bubnu za chodu a zejména při rozběhu dopravníku.

b) Napínání pomocí závaží zaručuje stálou napínací sílu. Je účelné napínat pás v místech nejmenšího tahu v pásu, aby napínací závaží bylo co nejmenší.

ca) Při pneumatickém napínání je napínací vozík spojen s pístnicí pneumatického válce zakotveného na přestavitelném rámu. Velikost válce nebo počet válců se řídí velikostí napínací síly. Pohybem pístu pneumatického válce se vymezuje pouze pružné protažení pásu během rozběhu. Trvalá protažení pásu se vymezují přestavováním rámu. Při zapnutí poháněcích motorů se do pneumatických válců přivádí tlakový vzduch a dochází k silnému vypnutí pásu.

cb) Při napínání pásu pomocí elektrického vrátku je možno napínací sílu regulovat buď ručně, nebo automaticky. Při ruční regulaci se ručním zapínáním vrátku nastavuje požadovaná napínací síla kontrolovaná měřicím přístrojem. Při automatické regulaci napínací síly jsou otáčky hnacího a vratného bubnu snímány fotobuňkami. Motor napínacího vrátku je řízen servomotorem ovládaným měřičem frekvencí.

cc) Elektrohydraulická napínací zařízení umožňují nastavení správné napínací síly jak při rozběhu, tak při provozu. Napínací síla se vyvozuje hydraulickým válcem, který při použití kladkového převodu mezi válcem a napínacím vozíkem může být poměrně krátký.

1.2.3 Zařízení pro kontrolu a korekci přímého běhu pásu

Vlivem výrobních a montážních nepřesností nebo vlivem

nesprávného spojení pásu,

příčného sklonu dopravníku,

nesouměrného rozložení materiálu,

shazovacího zařízení,

znečištění bubnů nebo válečků,

popřípadě z dalších důvodů může docházet k vychylování pásu z jeho svislé roviny souměrnosti dopravníku.

Tomuto jevu se čelí u kratších dopravníků soudkovitým, popřípadě kuželovitým tvarem bubnu. Tento způsob vedení pásu není vhodný pro silně zatížené pásy, protože způsobuje přidavné namáhání pásu. Pohyb pásu lze usměrnit i nastavením bubnů a válečků. velmi účinné je šikmé nastavení nosných válečků.

Pro kontrolu správného běhu pásu, popřípadě i pro získání impulsu pro korekci při vybočení pásu, jsou vhodné mikrosplínače, magnetické splínače nebo fotobuňky. Tyto prvky musejí být ovladatelné malými silami a musí umožňovat oboustrannou kontrolu (kontrolovat sbíhání pásu vpravo i vlevo). Kontrolní prvky se umísťují do blízkosti samostatných stolic a jiných zařízení pro korekci běhu pásu.

1.2.4 Bubny

Bubny jsou zpravidla svařované konstrukce. Mají plášť vytvořený ze svinutého plechu, který je válcový nebo pro lepší vedení pásu soudkovitý. Soudkovitost bývá 1 až 2% šířky pásu. Usměrnovací účinek se projeví jen u kratších dopravníků. Součinitel tření

mezi pásem a hladce soustruženým povrchem bubnu je za sucha $\mu = 0,3$ a klesne při mokřích plochách až na $\mu = 0,1$. Pro zvýšení hodnot součinitele tření a zajištění spolehlivého přenosu hnacích sil se bubny dopravníků větších parametrů obkládají dřevěnými, pryžovými a keramickými obklady. Obložení bubnů bývá šípovitě drážkováno, aby byl příznivý součinitel tření zachován i za mokra.

Ohybem pásu přes buben vzniká přídavné namáhání pásu, které závisí na rozměrech a materiálových vlastnostech pásu a rozměrech bubnu. Namáhání pásu bude tím větší, čím menší bude průměr bubnu, přes nějž se pás ohýbá.

Pro menší příkony (do 63 kW) se vyrábějí poháněcí jednotky sdružené do kompaktního celku a uložené v poháněcím bubnu, tzv. elektrobubny. Nestačí-li pro přenos hnací síly z bubnu do pásu jeden buben, použije se k pohonu dvou nebo tří bubnů.

a) Buben napínací – užívá se k dostatečné napjatosti pásu i po delším provozu. Když se natáhne, je jeden z bubnů vytvořen jako napínací. Není uložen pevně, jeho ložiska se mohou posouvat. Napínací síla je vyvozena buď závažím(u dopravníků stabilních a velkých), nebo napínacími šrouby(u dopravníků přenosných nebo pojízďecích).

b) Hnací buben – je usazen pevně na rámu dopravníku nebo na základu poháněcí stanice. Je jím zpravidla druhý koncový buben, v určitých případech může být zařazen i v odlehčené části pásu (např. kvůli nedostatku místa, nemožnosti umístění pohonu). Provedení bubnu je zpravidla stejné jako u bubnu napínacího. Jako nejvýhodnější se ukazují bubny svařované. Vlastní buben může být usazen na svém hřídeli normálním způsobem nebo může tvořit i s hřídelem jeden svařovaný celek.

1.2.5 Ložiska bubnů, nosné a strážní válečky, odlehčená část

Ložiska bubnů – jsou obvykle valivá, řádně utěsněná proti vnikání pachu a vody. Pohon hnacího bubnu větších stabilních pásových dopravníků je uspořádán s typizovanou normální nebo úhlovou převodovkou.

Co se týče šikmých dopravníků, je třeba zajistit, aby plný pás nesjížděl dolů, zůstane-li hnací elektromotor bez proudu. Tuto činnost obstarává dvoučelist'ová samočinná stavící brzda na spojnice elektromotorů, která v tomto případě zabrzdí hnací buben.

Nosné válečky - jsou obvykle vytvořeny z rovných, neopracovaných trubek nasazením čel s lůžky pro ložiska. Ložiska jsou většinou valivá, u malých a přenosných dopravníků kluzná (samomazná). Snahou je dosažení co největší hmotnosti při zaručené těsnosti ložisek proti prachu a vodě. Při plochém pásu je jeden nosný váleček, při vytvoření korýtkového profilu jsou nosné válečky buď dva nebo tři.

Odlehčená (vratná) část pásu je vždy plochá; Válečky tvoří spolu se svým rámem *podpěrnou stolicí*, přišroubovanou k rámu dopravníku. V zatížené části pásu je rozteč stolic obvykle 1 až 1,5 m, v odlehčené části asi 3 m. Válečky a stolice nosných válečků jsou určeny normami.

Strážní válečky – sledují a zabraňují vybočení pásu před hnacím bubnem. Jejich osy jsou svislé, pás drží z boku.

Násypka pro přivádění materiálu na pás je provedena tak, aby materiál:

- a) nepadal na pás velké výšky
- b) nespočíval na pásu ve vrstvě, musí se tedy plynule přivádět
- c) klouzal po šikmé stěně násypky a nabyl přitom určité rychlosti (blízké rychlosti pásu)

Ústí násypky má boční ochranné vedení, sahající ještě v určité délce na pás ve směru pohybu, které stabilizuje šířku vrstvy materiálu. Vedení se nesmí dotýkat pásu a jeho spodní část je tvořena pryžovým pruhem. V místě pod násypkou a vedením jsou opěrné stolice blíže u sebe.

1.2.6 Válečky a válečkové stolice

Válečky podpírají a vedou dopravní pás a svým uspořádáním a uložením ve válečkové stoličce vytvářejí požadovaný ložný průřez. Válečky jsou jednou z nejdůležitějších součástí dopravníku a mají značný vliv na jeho vlastnosti. Na 1 km délky dopravníku připadá až 4000 válečků. Válečky mají mít malý odpor proti otáčení, malou hmotnost, jednoduchou konstrukci. Mají být dokonale utěsněny proti vnikání nečistot, musejí být dokonale vyváženy a mají být nenáročné na údržbu. Váleček se skládá z pláště svařeného ze skrouženého plechu, v jehož čelních otvorech jsou přivařena čela. V průběhu výroby je tento svařenec vyvážen. Do pláště s čely jsou zamontována jednořadá kuličková ložiska, chráněná těsněním proti vnikání nečistot. Zároveň jsou ložiska naplněna mazacím tukem postačujícím pro celou životnost válečku. Ocelové těsnící planžety brání unikání tuku z ložisek. V místech, kde jsou válečky vystaveny silnému dynamickému namáhání, je zapotřebí válečky opatřit pružicími disky.

Válečky se vkládají do nosných stolic. Stolice nosných válečků se upevňují na konstrukci dopravníku, přičemž vzdálenost stolic závisí na šířce pásu, ložném profilu, druhu dopravovaného materiálu. V místech přivádění materiálu je vzdálenost stolic menší. V nezátížené větvi jsou stolice většinou jednoválečkové. Příliš velká rozteč válečkových stolic se projeví nejenom průvěsem pásu, ale také je špatnou boční stabilitou, nepříznivými dynamickými účinky, poškozením pásu, atd. Rozteč válečkových stolic by v žádném případě neměla překročit 2,5 m, v nezátížené větvi potom 6 m.

Optimální využití válečkové stolice je možné jen při stejné životnosti všech jejích součástí. Po uplynutí doby životnosti by všechny díly měly dosáhnout stejné míry opotřebení. Předpokladem pro stejnou životnost ložisek je jejich stejné zatížení. Toho však nelze dosáhnout při stejné délce válečků a jejich pevném uložení.

Girlandové válečkové stolice vytvářejí podmínky pro rovnoměrné zatížení jednotlivých válečků. Zvyšují nejen životnost válečků, ale i pásu. Navíc přispívají ke snížení hmotnosti konstrukce, a tak i investičních a provozních nákladů. Počet válečků a jejich uspořádání určuje nejen tvar ložného profilu, ale i dopravní schopnost dopravníku. Využitá ložná šířka pásu b se volí v mezích

$$b = 0,8B \text{ až } (0,9B - 50) \quad (\text{mm})$$

kde B je šířka pásu (mm).

1.2.7 Nosná konstrukce

Na nosné konstrukci jsou uloženy ostatní součásti dopravníku: bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, zařízení pro napínání pásu, válečkové stolice a ostatní příslušenství. Nosná konstrukce zachycuje statické síly od tíhy dopravovaného materiálu, pásu i vlastní konstrukce, dynamické síly vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás, atd.

Nosná konstrukce musí být stabilní, nesmí se deformovat v důsledku působících sil, jako je napětí pásu či hmotnosti dopravovaného materiálu, nebo v důsledku nerovností podlahy.

Dopravní pás musí mít určitou možnost pohybu do stran, aniž by přitom však přicházel do styku s jakýmkoli pevně umístěnými prvky. Proto je důležité, aby mezi hranami pásu a ostatními součástmi zařízení byla dostatečná mezera.

Je-li přikládán význam dopravnímu zařízení s nízkou hlučností, má být nosná konstrukce provedena pokud možno se zvukovou izolací. Je nutno zamezit šíření zvuku procházejícího pevnými tělesy.

1.3 Brzdění pásových dopravníků

U šikmých dopravníků může složka tíh dopravovaného materiálu působit po zastavení pohonu samovolný zpětný pohyb pásu a havárii dopravníku. Proto je nutné u takových dopravníků zajistit samočinné brzdění pásu při vypnutém pohonu.

Nejčastěji se pás brzdí čelistovou brzdou umístěnou na vstupním hřídeli převodovky pohonu. Při zapnutém pohonu je brzda odbrzděna elektromotorem nebo

elektrohydraulickým odbrzdovačem, který brzdu při vypnutí pohonu nebo přerušení dodávky proudu samočinně zabrzdí. Někdy, a to u menších dopravníků, se k brzdění používá válečkové zpětné brzdy umístěné na hřídeli bubnu nebo brzdícího pásu, který se při zpětném pohybu pásu dopravníku vtáhne mezi pás a buben a třením zabrání dalšímu zpětnému pohybu pásu.

1.4 Zařízení pro technickou manipulaci

K těmto zařízením patří například dávkovače a zásobníky. Uvedená zařízení pro technologickou manipulaci, která umožňují nahradit ruční práci prací strojovou. Odstraňují práce namáhavé a nebezpečné a vytvářejí podmínky pro stavbu automatických výrobních linek. zajišťují plynulý chod výroby i tehdy, jestliže návaznost dodávek polotovarů od jednoho stroje ke druhému je z různých příčin narušena. Zrychlují výrobu, zvyšují produktivitu práce a umožňují větší využití strojů a zařízení ve výrobě.

Zařízení pro technologickou manipulaci jsou spojovacím článkem mezi technologickými mechanizačními prostředky a mechanizačními prostředky mezioperační dopravy.

1.4.1 Dávkovače

Toto zařízení slouží k váhovému odměřování drobných krystalických nebo sypkých hmot. Většina dnes používaných dávkovačů má dnes automatickou obsluhu. Běžně používané automatické dávkovače se vyrábějí s obsahem násypky 60 až 800 cm³ pro velikost dávek od 0,015 do 1,5 kg.

dávkovače jsou buď stolové , kdy je dávkovač spolu s ovládací deskou uložen na stole, anebo operační, stavebnicové. Pomocí těchto zařízení se dávkuje nejrůznější druhy materiálů, nejrůznější druhy poživatin, léky atd. Dávkování probíhá jak přímo ve výrobě, tak při balení pro spotřebitele a při prodeji. Na dávkovače používané k balení výrobků přímo navazují balicí stroje. S dávkovači se také setkáme u zařízení, jichž se používá ve stavebnictví při výrobě betonových směsí a v zemědělské výrobě ke správnému stanovení konzistencí krmných dávek atd.

Automatické dávkovače jsou v podstatě vážící mechanismus s elektrotechnickým ovládacím zařízením .

1.4.2 Zásobníky

Jsou to přídavná zařízení strojů, která umožňují automatizovat určitý výrobní proces. Plnění zásobníku je mechanizováno nebo automatizováno. Používá se k tomu jednoduchých skluzů, nebo se plní strojově.

Nejjednodušší zásobníky jsou párové zásobníky, jako např.:

- párový zásobník na přírubové části s elektromagnetickou zarážkou;
- párový zásobník s rotujícími válci, který je určen pro součásti přírubové a pouzdrové;
- zásobník na součásti pro automaticky pracující stroj- vyrovnává nestejnou měrnost a poruchy chodu strojů v linkách.

Do skupiny speciálních zásobníků patří elektromagnetické vibrační zásobníky. Těchto zásobníků se používá jako prostředků pro automatizaci technologické manipulace s různými drobnými součástkami.

Vibrační zásobníky jsou součástí výrobních zařízení tam, kde jde o dosažení rovnoměrného přísunu práškového nebo zrnitého materiálu. Tyto zásobníky mají zejména uplatnění v chemickém, potravinářském, farmaceutickém průmyslu a jinde.

1.5 Zařízení na vážení

Při příjmu i výdeji materiálu, při zpracování materiálu a jeho přepravě bývá zapotřebí přesně znát množství materiálu, jeho váhu, délku nebo objem. K tomuto účelu používáme různých zařízení na vážení a měření. Převážnou část materiálu, kterým manipulujeme, kontrolujeme vážením. Podle vlastností materiálu a podle množství materiálu, kterým manipulujeme, používáme různých druhů vah, a to jak co do velikostí, tak i co do mechanismu. Použití vhodných vah a měřidel má význam nejen pro správné hospodaření s materiálem, ale také pro růst produktivity práce na těchto pracovištích, kde se tohoto zařízení v souvislosti s manipulací s materiálem používá.

1.5.1 Váhy

Váhy se zařazují na příslušná místa dopravních systémů pro registraci hmotnostního toku i celkového množství jako podkladu pro hmotnostní bilanci.

Pro menší hmotnostní toky jsou vhodné výsypné automatické váhy. Podstata jejich činnosti je dána jejich objemem (komorou, nádobou), který se naplní přiváděným materiálem. Dosáhne-

-li náplň určité hmotnosti, vysype se do dalšího článku dopravy a komora se znovu plní. Počet změn náplně se registruje.

Při dopravě pásovými dopravníky se používá pásových vah. V místě vah jsou přerušeny nosníky podpěrných stolic pásu. Podpěrné stolice této části jsou osazeny na

vážicím můstku, který je vyvažován tak, aby pás zůstal v původní rovině. Při známé tíze můstku a pásu zjišťuje se tíha vrstvy materiálu na příslušné délce pásu. Spodní větev pásu je v místě vah vychýlena dolů a využívá se k pohonu válce(kladky), který zjišťuje rychlost pásu – rotační pohyb odpovídající rychlosti pásu se přenáší hřídelem s kuželovým soukolím do počítačícího ústrojí vah. Při známých konstrukčních hodnotách jsou váhy cejchovány přímo v $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ a vybaveny sčítacím zařízením pro úhrnné množství.

Běhounové váhy jsou pro praxi výhodné tím, že umožňují hrubé i jemné vážení a že je možno je zamontovat přímo na vozík se zvedací plošinou nebo paletou. Běhounové váhy jsou buď stabilní, nebo pojízdné. Váží posunováním běhounu, jehož ozubec zapadá do příslušného zářezu, označeného váhou. Těchto vah se kromě zastaralých decimálních vah dosud nejčastěji používá ve všech hospodářských odvětvích.

Jiným běžným typem jsou váhy číselníkové. Výsledek vážení ukáže ručička na kruhové stupnici ihned po vložení předmětu na plochu váhy. Výkonnost těchto vah je ve srovnání s běhounovými vahami mnohem větší.

Dávkovacích vah se používá k určování váhy sypkých materiálů nakládanych do zásobníků. Vyrábějí se pro dávkování do 400 až 800 kg. Podobných vah lze použít i při nakládání dopravním pásem. Tyto váhy označujeme jako váhy kontinuální.

1.6 Přivádění materiálu na dopravní pás

Na podávacím místě jsou dopravní pás a jeho podpěrné prvky vystaveny účinkům padajícího materiálu a musí pohltit značné množství kinetické energie. Přivádění materiálu na pás je jednou z hlavních příčin poškození pásu, který představuje značnou část ceny celého dopravníku. Aby se dosáhlo odpovídající životnosti pásu, je vhodné přivádět na pás materiál malé kusovitosti, a to z malé výšky, ve směru dopravy a dopravní rychlosti. Těmto požadavkům nelze ovšem vždy vyhovět. U kratších dopravníků je možno proražení

pásu čelit použitím pásů se silnější horní krycí vrstvou, popřípadě použít speciální protiprůrazovou úpravu vložek. U dlouhých dopravníků je toto velkých dopravníků je toto řešení cenově nevýhodné a je účelnější provést vhodné řešení přiváděcího místa. Řešením je hustější uspořádání válečkových stolic v místě podání materiálu na pás a použití kotoučových válečků s pryžovými disky.

1.7 Odvádění materiálu z pásu

Materiál se z dopravníku odebírá buď na přepádávajícím konci, nebo v libovolném místě pomocí shrnovacího pluhu nebo shazovacího vozíku.

1.8 Čištění pásu

Znečištěné pásy a součásti dopravníku způsobují problémy s vedením pásu, s jeho pohonem a současně snižují životnost pásu. Znečištěné povrchy pásu zhoršují jeho vlastnosti, pokud jde o unášení a předávání materiálu a mají tak za následek vznik problémů při dopravě i při technologickém procesu. Znečištěné pásy jsou nepříjemné také z hygienických důvodů.

Existují různé možnosti, jak zajistit trvalé čištění dopravních pásů od nečistot, jako např. použití stíračů a kartáčů:

Stírače jsou lišty z plastu nebo z pryže, které jsou uspořádány napříč ke směru chodu pásu. Tvrdost materiálu stírače by měla být menší než tvrdost materiálu pásu. Poněvadž lišta stírače podléhá určitému opotřebení, mělo by být pamatováno na možnost jejího dodatečného seřizování.

Kartáče rotující proti směru chodu pásu jsou vhodné tehdy, je-li přilnutý materiál lepkavý nebo prašný, zejména pak v případě strukturovaného povrchu. Možné je i použití vodních ostřikovacích zařízení.

1.9 Výpočet pásových dopravníků

Rozbor silového namáhání pásu a obvodová síla na hnacím bubnu.

Obvodová síla F_{ob} na hnacím bubnu, přenášená třením na pás, udržuje pás v pohybu spolu s ostatními prvky dopravníky, které pás pohání. Přitom překonává pasivní odpory těchto prvků a popř. další, podle celkového uspořádání dopravníku. U šikmého dopravníku překonává užitečný odpor daný tíhou zdvíhaného materiálu. Při rozbíhání pásu překonává odpor od setrvačných sil všech urychlovaných hmot. Proto je nasnadě spouštět zejména dlouhé dopravníky vždy prázdné.

určení jednotlivých odporů a celý výpočet pro dopravník s pryžovým pásem nebo s pásem z PVC je dán normou ČSN 263102.

Podle významu a zdroje se pasivní odpory dělí do tří skupin.

1.) Hlavní odpor F_{oH} vyjadřuje odpory pro přímý dopravník při dokonalé ohebném pásu pouze s válečky. Je vyjádřen vztahem:

$$F_{oH} = C_o L g [(m_1 + m_2) \cos \varepsilon + m_{rh} + m_{rd}], \quad (3)$$

kde $C_o = C_{o1} k_2$ je úhrnný součinitel odporu; v něm C_{o1} je 0,180 až 0,027 podle přesnosti výroby a osazení dopravníku a provozních podmínek (menší pro lepší, větší pro horší podmínky), k_2 je teplotní faktor (pro 20°C $k_2 = 1$; je 1,45 až 0,98 pro – 30 až +30 °C),

L (m) je délka dopravníku,

$m_1 = \phi_m / v$, m_2 (kg.m⁻¹) je délková hmotnost pásu – závisí na šířce pásu a na tloušťce,

$\varepsilon (^{\circ})$ je úhel sklonu dopravníku(pásu),

m_{rh} (kg.m^{-1}) je celková hmotnost rotujících válečků připadajících na jednotku délky horní větve,

m_{rd} (kg.m^{-1}) je celková hmotnost rotujících válečků připadajících na jednotku délky dolní větve.

Vztah ukazuje závislost F_{oH} na délce dopravníku; hmotnosti ve vztahu jsou přímo na šířce pásu, která vychází z hmotnostního toku, rychlosti pásu a tvaru vrstvy.

Z hmotnostního toku ϕ (kg.s^{-1}) nebo ϕ_m^* (kg.h^{-1}), z výšky dopravníku H (m) (při vodorovné dopravě $H = 0$) a z druhu dopravovaného materiálu se sypnou hmotností ρ_s (kg.m^{-3}) a sypným úhlem $\Psi (^{\circ})$ vychází rozbor rozměrových vztahů. Hodnoty ρ_s a Ψ určují sklon pásu dopravníku i sklon boků vrstvy na pásu.

Z dovoleného sklonu pásu z výšky dopravníku se určí délka dopravníku L .

Pro hmotnostní tok platí $\phi_m = \rho_s S v$, kde S je průřez vrstvy materiálu na pásu, v je rychlost pásu.

Pro normalizované šířky pásů jsou určeny hodnoty průřezů vrstvy a z těch pak jednotkový objemový tok (pro rychlost $v = 1 \text{ m.s}^{-1}$) = $\phi_m / \rho_s v$. Rychlost pásu se volí podle druhu materiálu.

Podle určeného ϕ_l se určí šířka pásu. Určená šířka pásu musí vyhovovat i zrnitosti dopravovaného materiálu. Má být pro tříděný materiál minimálně čtyřnásobek největší hrany zrna (kusu) materiálu.

2.) Vedlejší odpor F_{oH} zahrnuje:

a) energii pro urychlení materiálu při výstupu z násypky na pás; je úměrný hodnotě m_l , skluzové rychlosti v_o a rychlosti pásu v ;

b) ohybový odpor pásu při přechodu přes bubny; závisí na tahu v pásu, tloušťce pásu, průměru bubnu a šířce pásu;

c) odpor v ložiskách nepoháněných (tj. napínacích, vychylovacích) bubnů; závisí na tahu v pásu.

Příslušné vztahy pro určení těchto odporů jsou v normě.

3.) Přídavný odpor je způsoben dalšími částmi dopravníku (pokud jsou osazeny, tj. odporem shrnovačů, shazovacího vozíku, třením bočního vedení).

Vztahy pro určení těchto odporů jsou v normě.

Užitečný odpor F_{oZ} je síla pro zdvihání materiálu (u šikmého dopravníku) na výšku H , resp. při sklonu $\varepsilon (^{\circ})$ a délce L ,

$$F_{oZ} = \pm g m_l L \sin \varepsilon = \pm g m_l H = \pm g H \frac{\phi_m}{v}. \quad (4)$$

Kladné znaménko je pro dopravu vzhůru, záporné pro dopravu dolů. Obvodová síla F_{ob} je pak:

$$F_{ob} = F_{oH} + F_{oV} + F_{oP} \pm F_{oZ} \quad (5)$$

Výkon hnacího motoru při plné rychlosti

$$P = \frac{F_{ob} v}{\eta} \quad (6)$$

v je rychlost pásu, $\eta = 0,9$ až $0,7$ je účinnost poháněcí stolice.

Pro přenos obvodové síly třením na hnacím bubnu platí:

$$F_{ob} = F_{1t} - F_{2t}, \text{ přitom } \frac{F_{1t}}{F_{2t}} = e^{\alpha \mu} \quad (7)$$

F_{1t} je síla v pásu v místě, kde pás nabíhá na buben, tj. maximální tah v pásu, který nesmí překročit dovolené namáhání pásu,

F_{2t} je tah ve větvi sbíhající,

α (rad) je úhel opásání bubnu pásem,

μ je součinitel tření mezi bubnem a pásem.

Pro obvodovou sílu pak vychází souvislost s F_{lt} a F_{2t} :

$$F_{ob} = F_{lt} \left(1 - \frac{1}{e^{\alpha\mu}} \right) = F_{2t} (e^{\alpha\mu} - 1). \quad (8)$$

Součinitel tření μ závisí nadránu pásu (pryž, PVC), na povrchu bubnu a na tlaku mezi pásem a bubnem. Silně se mění se stavem povrchu bubnu (např. pro pryžový pás a suchý povrch je 0,35, pro mokrý s jílem, kluzký je 0,02; podrobnější hodnoty jsou v normě).

Přenášenou obvodovou sílu lze zvětšit zvětšením úhlu opásání α . Pás se však při tom více ohýbá.

Pro přenos síly F_{ob} je třeba v odlehčené části pásu vyvodit v místě, kde pás opouští hnací buben, tah F_{2t} . Děje se to napínací silou F_Z působící na napínací buben a vyvozenou zpravidla závažím. Síla F_Z se určí z rovnováhy sil na odlehčené části pásu při běhu (zjednodušeně, se zanedbáním odporu nosných válečků). Bude tedy platit pro dopravu nahoru vztah:

$$F_{2t} = F_Z / 2 + mg_2 L \sin \varepsilon = F_Z / 2 + mg_2 H. \quad (9)$$

Síla F_Z bude při přepadení přes hnací buben rovna $F_Z = 2(F_{2t} - mg_2 H)$. Pro vodorovný pás odpadá vliv hmotnosti pásu. Pak $F_{2t} = F_Z / 2$.

Obdobně se určí F_{2t} (resp. F_{lt}) a F_Z pro další možná uspořádání dopravy (přepad na hnacím nebo napínacím bubnu, doprava nahoru nebo dolů).

II. PRAKTICKÁ ČÁST

2 VÝPOČET DOPRAVNÍKU

Výpočet váhového dopravníku byl proveden na základě firemních podkladů (fa Halasit, fy Siegling), uvedených na webových stránkách[6]. Jednotlivé vstupní hodnoty byly stanoveny z tabulek uvedených v podkladových materiálech. Tyto vstupní veličiny byly stanoveny na základě pracovního prostředí, ve kterém bude zařízení umístěno, dále na základě provozních podmínek (přetržitý provoz) a na konstrukci dopravníku. Postup výpočtu včetně stanovených hodnot uvádí tabulka (Tab. 1).

Tab. 1 Výpočet dopravníku

Typ pásu	F - 0			zadáno
Délka pásu	l_t	1600,00	mm	zadáno
Šířka pásu	b_0	590,00	mm	zadáno
Měrná hmotnost pásu	m_B	2,00	kg/m	z tabulky
	f_1	0,576	kg	vypočteno
Tok materiálu	q_m	1,00	Kg/s	voleno
Rychlost pásu	v	0,2	m/s	zadáno
	m	8	kg	vypočteno
	f_2	8,576	kg	vypočteno
Dopravovaná výška	h_T	0	mm	zadáno
Součinitel tření pásu po kovu	μ_G	0,2		z tabulky

Síla	F_u	20,5824	N	vypočteno
Úhel opásání	β	180	stupňů	zadáno
	c_4	2,15		z tabulky
Účinnost	n	65	%	voleno
	k	0,075004	N/mm	vypočteno
Výkon	P_M	0,006333	kW	vypočteno
Průměr válce	d_A	80	mm	zadáno
Krouticí moment	(T_M)	1,266609	N/m	vypočteno
	k_1	8	%	z tabulky
	c_{5a}	2		z tabulky
Protažení pásu	ε	0,008721	%	vypočteno
Minimální protažení	ε_{min}	0,5	%	z tabulky
Kontrola	$\varepsilon \leq \varepsilon_{min}$			vypočteno
Napínání dopr. pásu	X_ε	0,139542	mm	vypočteno
Otáčky	n	47,74648	ot/min	vypočteno

3 VÝPOČET PŘEVODOVKY A MOTORU

3.1 Všeobecný popis

Šnekové převodovky řady RT a MRT jsou vyráběny z velmi kvalitních materiálů a zkompletovány podle nejnovějších metod výroby ve velmi přesných tolerancích. Vysoká kvalita garantuje dlouhou životnost a optimální užitnou hodnotu. Zvolený typ ozubení a solidní konstrukce uložení ložisek zaručuje dlouhou životnost i při těžkém zatížení. Vysoká přesnost a správné nastavení šneku se šnekovým kolem zaručuje krátkodobě vysokou přetížitelnost při zachování účinnosti.

Typ MRT je převodovka s dutou vstupní hřídelí v kombinaci s přírubou pro montáž motoru, případně zkompleťovaná s přírubovým elektromotorem podle IEC. Pro dosažení celkového kompaktního a moderního vzhledu, se v maximální míře vychází z použití motorů s přírubou ve tvaru IM B14 FT** (IM 3641 FT**).

3.2 Volba převodovky

Pro správnou volbu převodovky a hnacího elektromotoru je potřeba znát následující údaje:

- požadovaný výstupní krouticí moment M_2
- výstupní otáčky převodovky n_2
- způsob zatěžování převodovky a tomu odpovídající provozní součinitel S_m

Na základě těchto vstupních hodnot lze následovně stanovit odpovídající velikost, výkon elektromotru P_1 a převodový poměr "i".

3.2.1 Výkon P_1 a P_2

Pro překonání mechanického odporu, vzniklého například vlivem tření, je potřebný určitý výkon. Ten je nutný pro přímočarý i pro rotační pohyb. Tuto mechanickou práci zajistí pohonné zařízení s příslušným výkonem. V určitých případech je možné výkon

$P[\text{kW}]$ jednoduše vypočítat jako vztah síly a rychlosti. U rotačního pohybu je to vztah kroutícího momentu $M[\text{Nm}]$ a otáček $n [\text{min}^{-1}]$ ve vzorci

$$P = \frac{M \times n}{9550} \quad (10)$$

V mnoha případech je těžké vypočítat odpovídající výkon pohonného zařízení pro určení správné volby. Výstupní výkon P_2 musí být zvolen vyšší, než vypočítaný

$$P_2 = P \times S_m \quad (11)$$

Označení S_m je provozní součinitel. Vstupní výkon P_1 musí být vždy vyšší, než výstupní výkon P_2 , což je způsobeno ztrátami v převodech. Proto se doporučuje vycházet především u velkých převodových poměrů, a tedy nízkých výstupních otáček n_2 , z potřebného výstupního kroutícího momentu M_2 . V takovýchto případech nelze vycházet z odhadnutého vstupního výkonu P_1 , protože účinnosti jsou nízké a mohou se silně lišit.

3.2.2 Otáčky n_1 a n_2

V závislosti na převodovém poměru jsou vstupní otáčky $n_1 [\text{min}^{-1}]$ zpřevodovány na výstupní otáčky $n_2 [\text{min}^{-1}]$. Pro pohon převodového zařízení doporučujeme použít asynchronní elektromotory, u kterých jsou otáčky $n_1 [\text{min}^{-1}]$ i při zatížení téměř konstantní. Při frekvenci 50 Hz. lze volit:

- 2 - pól 2800 min^{-1}
- 4 - pól 1400 min^{-1}
- 6 - pól 900 min^{-1}
- 8 - pól 700 min^{-1}

Dvoupólové motory jsou vhodné pro zvláštní případy s krátkodobým provozem. Z technických a ekonomických důvodů nejsou hodnoty dvou a osmipólových motorů v tabulkách, ale jsou uvedeny v kapitole 14 "Elektromotory". Po projednání s výrobcem je ovšem možné i tyto použít. Při použití motorů pro frekvenci sítě 60 Hz je třeba počítat se zvýšením otáček $n_1 [\text{min}^{-1}]$ o 20% a tedy také výstupní otáčky $n_2 [\text{min}^{-1}]$ jsou o 20% vyšší.

Tím se do jisté míry změní i výstupní moment M_2 [Nm]. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce (Tab. 2) u otáček n_1 1700 a 1100 [min^{-1}].

Tab. 2. Maximální hodnoty P_1 , M_2 pro $S_m = 1$

Typ	i	$n_1 - 1400 [\text{min}^{-1}]$ (4p - 50 Hz)			
RT		n_2	P_1	$M_{2\text{max}}$	
MRT		[min^{-1}]	[kW]	[Nm]	[%]
28	40	35	0,098	16	58

3.2.3 Kroutící moment M_2

Kroutící moment M_2 , který máme k dispozici na výstupní hřídeli, může být vypočítán podle následujícího vzorce:

$$M_2[\text{Nm}] = \frac{9550 \times P_1[\text{kW}] \times \eta[\%] \times i}{100 \times n_1[\text{min}^{-1}]} \quad (12)$$

Výstupní moment M_2 se volí větší, než požadovaný moment. V tabulkách pro výběr převodovky (Tab. 3). jsou uvedeny přiřazené výstupní momenty. Výstupní moment může být použit jako síla F_2 , která působí v určité vzdálenosti (na ramenu) r_2 .

$$F_2[\text{N}] = \frac{M_2[\text{Nm}]}{r_2[\text{m}]} \quad (13)$$

Moment M_2 musí být menší, než přípustný maximální moment. Poměr těchto momentů je servisní faktor S_f . Síla, která je k dispozici, může například sloužit k navíjení ocelového lana na buben s průměrem $2 \times r_2$. Při výpočtu momentů je také třeba brát v úvahu střídající se zatížení nebo zatěžovací špičky. Momenty uvedené v tabulce (Tab. 2). jsou maximální momenty při provozním součiniteli $S_m = 1$. Vyšší moment lze přenést jen ve výjimečných případech a pouze při krátkodobém zatížení. Tyto specifické případy je třeba konzultovat s dodavatelem.

3.2.4 Účinnost

Vztah mezi mechanickým výstupním výkonem P_2 [kW] a vstupním výkonem P_1 [kW] udává účinnost šnekové převodovky.

$$\eta[\%] = (P_2 / P_1) \times 100 \quad (14)$$

V důsledku tření v převodovce je vždy výstupní výkon menší než vstupní. Tření vzniká mezi šnekem a šnekovým kolem, v ložiskách, utěsnění a v mazivu, čímž se spotřebuje část přenášeného výkonu. Hlavně u vyšších převodových poměrů je účinnost nízká. Maximální účinnost při stejných výstupních otáčkách n_2 získáme zvolením menšího převodového poměru a 6-ti pólového motoru (900 min^{-1}). Také kvalita mazacího prostředku silně ovlivňuje účinnost a životnost.

3.2.5 Převodový poměr i

Převodový poměr je vztah mezi vstupními otáčkami n_1 [min^{-1}] a výstupními otáčkami n_2 [min^{-1}].

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (15)$$

U šnekových převodovek se používá převodový poměr od 7,5 do 100. U provedení s motorem jsou standardně zvoleny vstupní otáčky n_1 900 a 1400 [min^{-1}].

3.3 Servisní faktory

3.3.1 Provozní součinitel S_m

Pro garantování provozní bezpečnosti při různém zatížení a provozních podmínkách, se určuje typ převodovky (motoru) s ohledem na provozní součinitel S_m . V následujících tabulkách jsou uvedeny některé hodnoty, které pomohou stanovit příslušný servisní faktor v závislosti na druhu zatížení, četnosti spínání, době provozu a teplotě okolí. Volba servisního součinitele S_m se provádí porovnáním součinu faktorů S_1 až S_4 s faktorem S_t , které jsou v příloze (P I, P II, P III, P IV, P V).

$S_m = S_{m1}$ nebo S_t (zvolí se vyšší)

$$S_{m1} = S_1 \times S_2 \times S_3 \times S_4 \quad (16)$$

Při výběru konkrétní převodovky je pak třeba dbát na to, aby provozní součinitel S_m byl menší než servisní faktor převodovky S_f , nebo navýšit požadovaný výstupní krouticí moment M_p dle vzorce:

$$M_2 = M_p \times S_m \quad (17)$$

3.3.2 Servisní faktor S_f

Servisní faktor převodovky S_f udává poměr mezi maximálním kroutícím momentem na výstupu převodovky, kterým může být převodovka trvale zatěžována a skutečným výstupním kroutícím momentem, který je schopen poskytnout zvolený elektromotor.

$$S_f = \frac{M_{2max}}{M_2} \quad [-] \quad (18)$$

Maximální krouticí moment M_{2max} je stanoven pro provozní součinitel $S_m = 1$. Hodnoty servisních faktorů pro jednotlivé varianty velikostí, převodů a přiřazení elektromotorů jsou uvedeny v tabulkách (Tab. 3).

Tab. 3. 4-pólové, synchronní otáčky 1500 min^{-1}

Velikost		výkon	otáčky	jmenovitý	jmenovitý	účinník
				proud A	moment	
		kW	min ⁻¹	400 V	Nm	cos
90S	4	1,1	1415	2,55	7,4	0,81
		účinnost	poměr		J	hmotnost
		%	I _k /I _n	M _z /M _n	kg×m ²	kg
		77	4,6	2,3	0,0028	12,3

3.4 Radiální a axiální zatížení hřídele

Šnekové převodovky jsou opatřeny dutou výstupní hřídelí s možností použít samostatnou násuvnou hřídel. Robustní uložení duté hřídele v ložiskách umožňuje zachytit velké radiální síly, při zachování životnosti v poměru s ostatními díly. Hodnoty uvedené v tabulce (Tab. 4), jsou vypočteny pro vstupní otáčky 1400 min⁻¹. Maximální přípustné zatížení, které je uvedeno v tabulce (Tab. 3) nesmí být překročeno. Na požadavek je u velikostí 40 ÷ 150 možno uložit výstupní hřídel do kuželíkových ložisek. Osazení převodovek odlišnými ložisky je nutno konzultovat s výrobcem.

3.4.1 Radiální zatížení F_{rad}

Pro určení této hodnoty, je jako působiště radiální síly F_{rad} uvažována polovina čepu násuvné hřídele (viz. nákres). Působí-li radiální síla na hřídel ve větší vzdálenosti, musí se maximální přípustné zatížení redukovat. Například pro zatížení v místě 75% délky čepu je přípustné zatížení pouze 80% hodnoty uvedené v tabulce. Pro zatížení v místě 30% délky čepu může být přípustné zatížení o 25% vyšší. Pokud je na výstupní hřídeli nasazena řemenice, řetězové kolo, ozubené kolo apod., lze určit radiální zatížení podle následujícího vzorce:

$$F_{rad} = \frac{M_2 \times k \times 2000}{D} \quad (19)$$

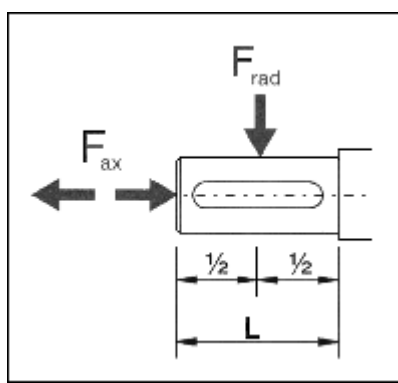
To znamená, že radiální zatížení hřídele lze snížit zvětšením průměru řemenice, pokud je to možné. Zůstane-li radiální zatížení velké, nebo síla působí na čep hřídele ve velké vzdálenosti, musí se pro zachycení těchto sil zvolit vnější uložení v ložiskách.

3.4.2 Axiální zatížení F_{ax}

Uvedené hodnoty v tabulce (Tab. 4) představují cca 20% přípustného radiálního zatížení F_{rad} (Obr. 1).

Tab. 4. Maximální přípustné radiální a axiální zatížení

		RT 28	
	min^{-1}	F_{ax}	F_{rad}
n_1	1400	20	100
n_2	56	200	990



*Obr. 1. Axiální a radiální
zatížení*

3.5 Jmenovité výkony

Při provozních podmínkách s provozním součinitelem $S_m = 1$ je možné převodovku maximálně zatížit, jak je uvedeno v tabulce (Tab. 1). V těchto tabulkách jsou uvedeny různé vstupní otáčky n_1 [min^{-1}], maximální výstupní moment $M_{2\text{max}}$ [Nm] a tomuto odpovídající vstupní výkon P_1 [kW]. Ve výjimečných případech je možné použít vstupní otáčky $n_1 = 2800$ [min^{-1}], tuto možnost je však nutno konzultovat s výrobcem.

Pro dosažení velmi vysokých převodových poměrů při zachování vysoké kompaktnosti se používá sestava dvou šnekových převodovek. Toto uspořádání dovoluje teoreticky dosáhnout převodového poměru až 10 000:1. Z praktických důvodů se však používají převodové poměry do hodnoty 4 000:1.

3.6 Výkonové parametry

Výběr šnekové převodovky osazené elektromotorem můžeme provést s využitím tabulky (Tab. 2).

Tabulky jsou řazeny tak, aby bylo možno určit optimální velikost převodovky na základě stanoveného vstupního výkonu elektromotoru. K požadovanému převodovému poměru a výstupním otáčkám převodovky je přiřazen odpovídající kroutící moment M_2 a servisní faktor S_f . Tyto hodnoty jsou v tabulce uvedeny pro elektromotory ve čtyř- a šestipólovém provedení.

3.7 Mazání

Pro dosažení nejvyšší účinnosti a maximální životnosti je nezbytné použít optimální mazání. Všechny šnekové převodovky velikosti 28 jsou standardně plněny syntetickým mazivem, které vytvoří mazací film mezi šnekem a šnekovým kolem. Protože se vlivem rozdílných teplot mění viskozita, musí se někdy zvolit jiný mazací prostředek, aby bylo garantováno vytvoření mazacího filmu. V tabulce (Tab. 5) jsou uvedeny různé alternativy náplní. Při volbě jiného mazacího prostředku je důležité dbát na to, aby E.P přísady, které jsou obsaženy v mazivu, nenapadaly bronz a těsnění. Pro teploty okolí, které nejsou uvedeny v tabulce je nutná konzultace s dodavatelem.

Množství maziva, kterým je převodovka MRT 28 naplněna je 0,02 litru. Standardní náplň je vyhovující pro celou životnost převodovky. Při použití standardní náplně je možné použít převodovky pro různé montážní tvary.

teplota okolí	-10°C - +60°C
prostředek	syntetický tuk
druh zatížení	normální a těžké
Agip	-
Aral	Aralub BAB EP
Castrol	Alphagel
ESSO	Grease S420
Kluber	Strugtovis P Liquid
Mobil	Glycoil Grease 00
Shell	Tivela GL 00
OMV	Duraplex EP 00
Optimol	Longtime PD 00
Total	-
Paramo	-

4. Výběr tenzometru

Podstata tenzometru spočívá ve výrazné a přesné změně jeho odporu s mechanickou deformací. Běžné materiály se obvyklými zatíženími deformují tak málo, že to lidskými smysly nezjistíme. Teprve odporové tenzometry umožnily tyto deformace přesně elektricky měřit. Mají schopnost citlivě reagovat na mechanické podněty.

Podle odhadované hmotnosti váhového dopravníku byl zvolen tenzometr Z6FC6, který je znázorněn v příloze (P VI).

ZÁVĚR

Účelem bakalářské práce bylo navrhnout a konstrukčně vyřešit váhový dopravník pro automatické navažování drobných gumárenských chemikálií. Řešení spočívalo v návrhu koncepce dopravníku, provedení výpočtu dopravníku dle firemních podkladů dodavatele dopravních pásů. Z vypočítaných hodnot dopravníku byl proveden výpočet šnekové převodovky a elektromotor.

Pro dopravní pás byl vybrán výrobek dodávaný firmou Halasit, typ F-0. Výběr typu pásu byl konzultován dodavatelem. Provozní faktory dopravníku vychází z katalogového listu. Metodika výpočtu fa Siegling (Kapitola 2). Šneková převodovka byla kontrolována výpočtem podle metodického postupu podle výrobce TOS ZNOJMO . Z výpočtu vyplynulo použití elektromotoru firmy SIEMENS (Kapitola 3).

Pro vážení hmotnosti jsou použity tři kusy tenzometrů typu Z6FC6 (Kapitola 4), jejichž vývod signálu se předpokládá do měřicího boxu Siwarex-Siemens.

Výrobní dokumentace byla zpracována v programu 3D Autodesk Inventor 8.

Pro výpočty dopravníku byl zpracován algoritmus výpočtu v programu Microsoft Excel.

Zpracované konstrukční řešení a výpočet programu umožňují editovat dokumentaci pro obdobná konstrukční řešení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Drážďan,F,Jeřábek,K: MANIPULACE S MATERIÁLEM, SNTL,Praha,1979
- [2] Líbal,V a kol.: MANIPULACE S MATERIÁLEM, SNTL,Praha,1966
- [3] Drážďan,F, Kupka,L a kol.: TRANSPORTNÍ ZAŘÍZENÍ, SNTL,Praha,1966
- [4] Kysela,F, Klepš,Z, Kovář,O, Rajčok,M: STROJNÍ PRVKY A SYSTÉMY,
SNTL,Praha,1989
- [5] Němec,D: ZÁKLADY VÝROBNÍCH TECHNOLOGIÍ

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

k Zatěžovací faktor

M_1 Vstupní moment

M_2 Výstupní moment

μ Součinitel tření

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1. Axiální a radiální zatížení

SEZNAM TABULEK

Tab.1. Výpočet dopravníku

Tab. 2. Maximální hodnoty P_1 , M_2 pro $S_m = 1$

Tab. 3. 4-pólové, synchronní otáčky 1500 min^{-1}

Tab. 4. Maximální přípustné radiální a axiální zatížení

Tab. 5. Mazací náplň

SEZNAM PŘÍLOH

- P I S_1 - Faktor zatížení
- P II S_2 - Faktor plynulosti provozu
- P III S_3 - Faktor provozní doby
- P IV S_4 - Faktor pohonu
- P V S_t - Faktor teploty okolí
- P VI Tenzometr
- P VII Úplná výkresová dokumentace váhového dopravníku (1 sesetava + 22 detailů)

PŘÍLOHA P I: S1 - FAKTOR ZATÍŽENÍ

S ₁	
1,0	normální rozběh bez rázu, malá urychlovaná hmota (ventilátory, zubová čerpadla, montážní pásy, dopravní šneky, míchačky tekutin, plnicí a balicí stroje)
1,25	rozběh s mírnými rázy, nerovnoměrný provoz, střední urychlovaná hmota (transportní pásy, výtahy, navijáky, hnětací míchací stroje, dřevoobráběcí, tiskařské a textilní stroje)
1,5	nestejnoměrný provoz, silné rázy, velká urychlovací hmota (míchačky betonu, sací čerpadla, kompresory, buchary, válcová stolice, přepravňky pro těžké zboží, ohýbací a lisovací stroje, stroje se střídavým pohybem)

PŘÍLOHA P II: S1 - Faktor zatížení

S₂	počet sepnutí za hodinu
1,00	0 - 10
1,25	10 - 50
1,50	50 - 100
1,70	100 - 200 a více

PŘÍLOHA P III: S1 - Faktor zatížení

S₃	provozní doba za den
1,00	0 - 2
1,25	2 - 8
1,50	8 - 16
1,70	16 - 24

PŘÍLOHA P IV: S1 - Faktor zatížení

S ₄	druh elektromotoru
1,00	elektromotor bez brzdy
1,15	elektromotor s brzdou

PŘÍLOHA P IV: S1 - Faktor zatížení

S _t	S _t při době chodu				
teplota	100%	80%	60%	40%	20%
<10°C	0,90	0,85	0,78	0,68	0,50
<20°C	1,00	0,94	0,86	0,74	0,56
<30°C	1,15	1,10	1,00	0,85	0,65
<40°C	1,35	1,25	1,15	1,00	0,76
<50°C	1,60	1,50	1,40	1,20	0,90

Doba chodu [%] je procentuální díl času (např. 1 hod.), během které dodává šneková převodovka výkon

