

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

**DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ ZAŘÍZENÍ
II.**

Jaromír Polák

Karel Bailotti

Jiří Pavliska

Leopold Hrabovský

Ostrava

Recenzent:

Prof. Ing. Alois Daněk, DrSc., Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

© Jaromír Polák, Karel Bailotti, Jiří Pavliska, Leopold Hrabovský, 2003

ISBN

Obsah

| | |
|--|----|
| Úvod | 1 |
| 1. Rozdělení dopravních zařízení | 2 |
| 2. Pásové dopravníky | 3 |
| 2.1 Hlavní části pásového dopravníku | 4 |
| 2.2 Příslušenství pásových dopravníků | 13 |
| 2.3 Speciální pásové dopravníky | 16 |
| 2.4 Výpočet pásového dopravníku | 21 |
| 3. Lanopásové dopravníky | 27 |
| 3.1 Hlavní části lanopásového dopravníku | 27 |
| 3.2 Základy výpočtu lanopásového dopravníku | 28 |
| 4. Korečkové elevátory | 29 |
| 4.1 Hlavní části korečkových elevátorů | 29 |
| 4.2 Základy výpočtu korečkových elevátorů | 34 |
| 5. Řetězové dopravníky | 37 |
| 5.1 Článekové dopravníky | 37 |
| 5.1.1 Hlavní části článekových dopravníků | 37 |
| 5.1.2 Základy výpočtu článekových dopravníků | 40 |
| 5.2 Redlerové dopravníky | 41 |
| 5.2.1 Hlavní části redlerových dopravníků | 42 |
| 5.2.2 Základy výpočtu redlerových dopravníků | 43 |
| 5.3 Hřeblové dopravníky | 44 |
| 5.3.1 Hlavní části hřeblového dopravníku | 45 |
| 5.3.2 Základy výpočtu hřeblových dopravníků | 47 |
| 5.4 Podvěsné dopravníky | 48 |
| 5.4.1 Hlavní části závěsového dopravníku | 51 |
| 5.4.2 Základy výpočtu podvěsných dopravníků | 53 |
| 6. Šnekové dopravníky | 55 |
| 6.1 Základní části pásového dopravníku | 58 |
| 6.2 Výpočet šnekových dopravníků | 61 |
| 7. Vibrační dopravníky | 63 |
| 7.1 Hlavní části vibračního dopravníku | 65 |
| 7.2 Základy výpočtu vibračního dopravníku | 69 |
| 8. Dopravní tratě | 74 |
| 8.1 Válečkové tratě gravitační | 75 |
| 8.1.1 Výpočet válečkové gravitační trati | 75 |
| 8.2 Válečkové tratě poháněné | 78 |
| 8.2.1 Výpočet poháněné válečkové trati | 78 |
| 9. Doprava vlastní tíhou | 82 |
| 9.1 Jednoduché a lomené skluzy | 82 |

| | |
|---|------------|
| 9.2 Skluzy a žlaby lomené | 84 |
| 9.3 Skluzy a žlaby šroubové | 85 |
| 9.4 Doprava ve spádových potrubích | 86 |
| 10. Doprava v potrubí | 87 |
| 10.1 Hydraulická doprava | 87 |
| 10.1.1 Systémy hydraulické dopravy | 87 |
| 10.1.2 Základy výpočtu hydraulické dopravy | 92 |
| 10.2 Pneumatická doprava | 95 |
| 10.2.1 Technologická zařízení pneumatické dopravy | 96 |
| 10.2.2 Základy výpočtu pneumatické dopravy | 101 |
| Použitá literatura | 104 |

Úvod

Manipulace s materiálem, jehož významnou částí je právě doprava, je neoddělitelnou součástí prakticky každého technologického procesu. Výrazně ovlivňuje kvalitu, ekonomiku i bezpečnost práce ve strojírenství, stavebnictví, těžebním průmyslu, ale i v jiných aktivitách lidské činnosti.

Skriptum **Dopravní a manipulační zařízení II** navazuje na I. díl stejnojmenných skript a zabývá se podrobněji problematikou dopravních zařízení pro plynulou dopravu. Je určeno pro výuku předmětů **Dopravní a manipulační zařízení** ve 2. a 3. ročníku Fakulty strojní, **Dopravní zařízení a Doprava v dolech a lomech** ve 3. ročníku Fakulty hornicko-geologické a **Manipulace s materiálem** ve 3. ročníku Fakulty stavební.

Skriptum obsahuje princip dopravy, hlavní části a základy výpočtu nejběžněji používaných dopravníků s tažným prvkem nebo bez tažného prvku, dopravních tratí, dopravy vlastní tíhou a dopravy potrubní. První dva díly budou doplněny o další dva díly zabývající se dopravními prostředky pro přerušovanou dopravu a zvedacími a manipulačními zařízeními.

1. Rozdělení dopravních zařízení

Dopravní zařízení je dle ČSN 260001 zařízení určené k vodorovnému, úklonnému a svislému přemísťování nákladu, který je na zařízení přiveden jiným mechanismem nebo ručně, při přemísťování se obvykle nemění jeho fyzikální vlastnosti a struktura. Podstatná část zařízení je v klidu, pohybuje se náklad a část zařízení – unášecí prostředek. **Unášecí prostředek** se pohybuje s nákladem, přenáší zatížení od nákladu do nosné konstrukce a předává nákladu energii potřebnou k pohybu. **Tažný prostředek (prvek)** je část dopravníku předávající energii z pohonu na unášecí prostředek. V některých případech, např. dopravní pás, unášecí a tažný prostředek jsou identické.

Dopravní zařízení jsou spojena s dopravou plynulou ať už s plynulým tokem materiálu (sypké materiály) nebo v pravidelných dávkách (sypké i kusové hmoty). Dopravní zařízení se dají rozdělit z několika hledisek např. podle unášecího prostředku, konstrukčního uspořádání apod.

Pro účely těchto skript uvedeme toto zjednodušené rozdělení:



2. Pásové dopravníky

Pásový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem a doplněný dalšími konstrukčními prvky potřebnými pro provoz dopravníku. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých materiálů (za určitých okolností i kusových materiálů a osob) na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti (několik kilometrů). Běžné sypké materiály je možno dopravovat dovrchně do 18° , úpadně do -12° .

Výhodou pásových dopravníků je plynulá doprava s velkým dopravním výkonem, vhodnost pro přepravu prakticky všech sypkých materiálů, malé pohybové odpory, bezhlučný chod, bezpečný a spolehlivý provoz a jednoduchá konstrukce se snadnou montáží a demontáží. Určitou nevýhodou je velký počet rotujících částí (údržba) a určité problémy s abrazivními a lepivými materiály.

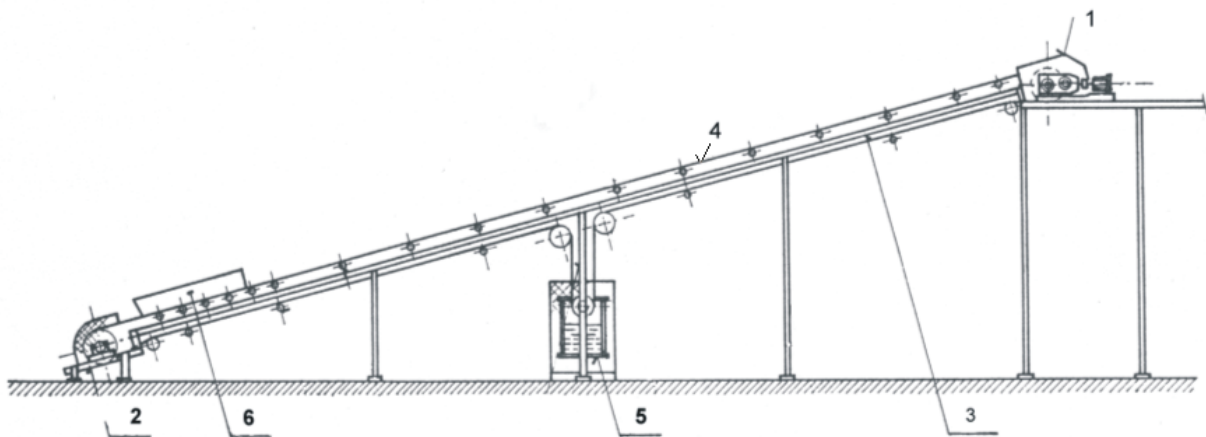
Pásové dopravníky dělíme do dvou základních skupin:

- pásové dopravníky pro dálkovou dopravu
- pásové dopravníky pro technologickou dopravu.

Dopravníky pro dálkovou dopravu jsou charakterizovány velkým dopravním výkonem, velkou dopravní délkou, větší šířkou dopravního pásu, větší dopravní rychlostí a umístěním na volném terénu. Dopravníky druhé skupiny jsou charakterizovány dopravou nákladů mezi výrobními, skladovacími, vykládacími a jinými charakteristickými místy výrobního procesu.

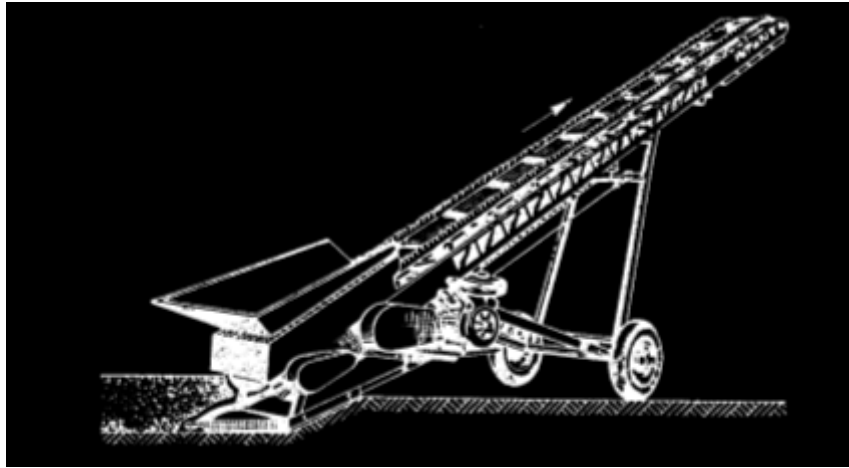
Obě skupiny pak dělí dopravníky ještě na stabilní a přemístitelné (přesuvné). Příklad stabilního dopravníku je na obr.2.1, příklad přemístitelného dopravníku na obr.2.2.

Stabilní pásové dopravníky pro technologickou dopravu ještě dělíme na dopravníky vodorovné, úklonné, strmé a speciální.



1 – poháněcí stanice, 2 – vratná stanice, 3 – nosná konstrukce pásového dopravníku, 4 – dopravní pás, 5 – napínací zařízení, 6 - násypka

Obr.2.1 Stabilní úklonný pásový dopravník pro technologickou dopravu



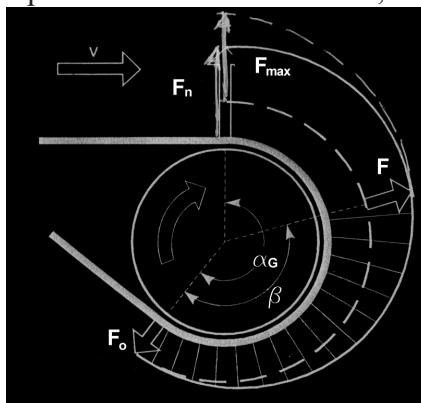
Obr.2.2 Pojízdný pásový dopravník

2.1 Hlavní části pásového dopravníku

Z obr.2.1 je patrné, že pásový dopravník má tyto hlavní části:

- poháněcí stanici
- vratnou stanici
- nosnou konstrukci
- dopravní pás
- napínací zařízení
- příslušenství

Poháněcí stanice slouží k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v dopravním pásu. Tato přeměna je zajišťována třením mezi povrchem bubnu a dopravním pásem. Silové poměry na povrchu hnacího bubnu viz, obr.2.3.



Obr.2.3 Průběh tahových sil v dopravním pásu na hnacím bubnu

Pro daný případ platí Eulerovy vztahy pro vláknové tření, tj. mezi nabíhající a odbíhající silou platí vztah

$$F_n = F_o \cdot e^{\mu\alpha} \quad \text{kde } \alpha \in \langle 0, \alpha_G \rangle \quad [2.1]$$

To znamená, že podmínkou přenosu tažné síly třením je, aby

$$\frac{F_n}{F_o} \leq e^{\mu\alpha_G} \quad \text{pro } F > 0 \quad [2.2]$$

$$\frac{F_o}{F_n} \leq e^{\mu\alpha_G} \quad \text{pro } F < 0 \quad [2.3]$$

Mezní síla, která může být třením přenesena do dopravního pásu je

$$F_{\max} = F_0 \cdot e^{\mu \cdot \alpha_G} - F_0 = F_0 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1) \text{ [N]} \quad [2.4]$$

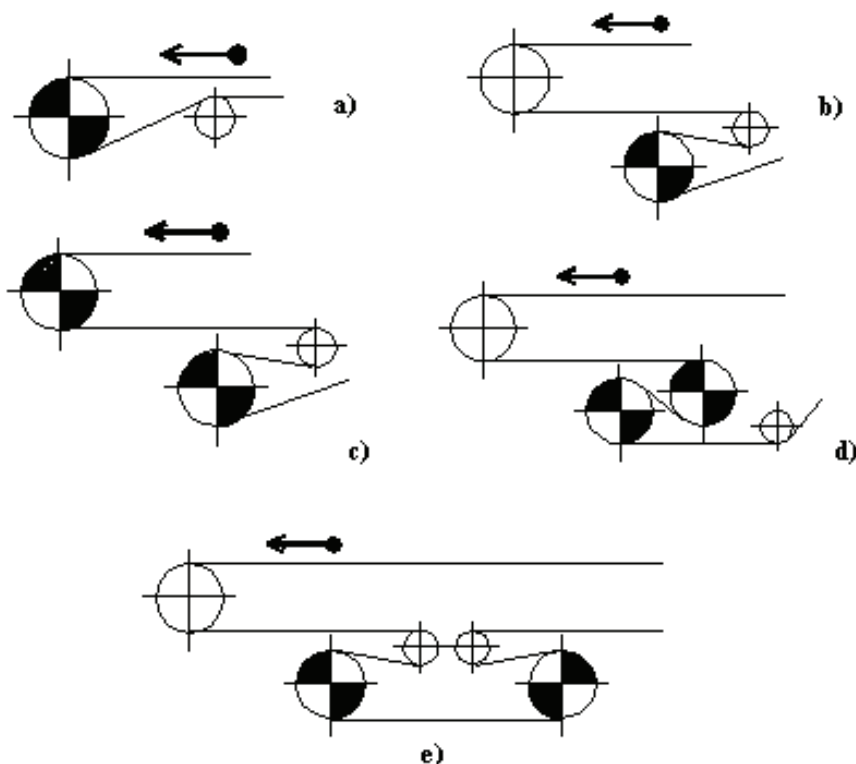
Ta pak slouží pro definování statické bezpečnosti proti prokluzu jako poměr mezi touto mezní silou (přenosovou schopností pohonu) a obvodovou silou, která se skutečně přenáší

$$k_S = \frac{F_{\max}}{F} = \frac{F_0 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1)}{F} \text{ pro } F > 0 \quad [2.5]$$

$$k_S = \frac{F_0 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1)}{|F|} \text{ pro } F < 0 \quad [2.6]$$

U vícebubnových pohonů (viz dále) je faktor tření $\mu \cdot \alpha_G$ roven $\sum (\mu \cdot \alpha_G)$ na jednotlivých bubnech. Na obr.2.4 jsou schématicky znázorněny některé typy uspořádání poháněcí stanice:

- jednobubnová bez výložníku
- jednobubnová s výložníkem
- dvoububnová bez výložníku
- dvoububnová s výložníkem tzv. S-pohon
- dvoububnová s dvěma převáděcími bubny a s výložníkem tzv. Ω -pohon

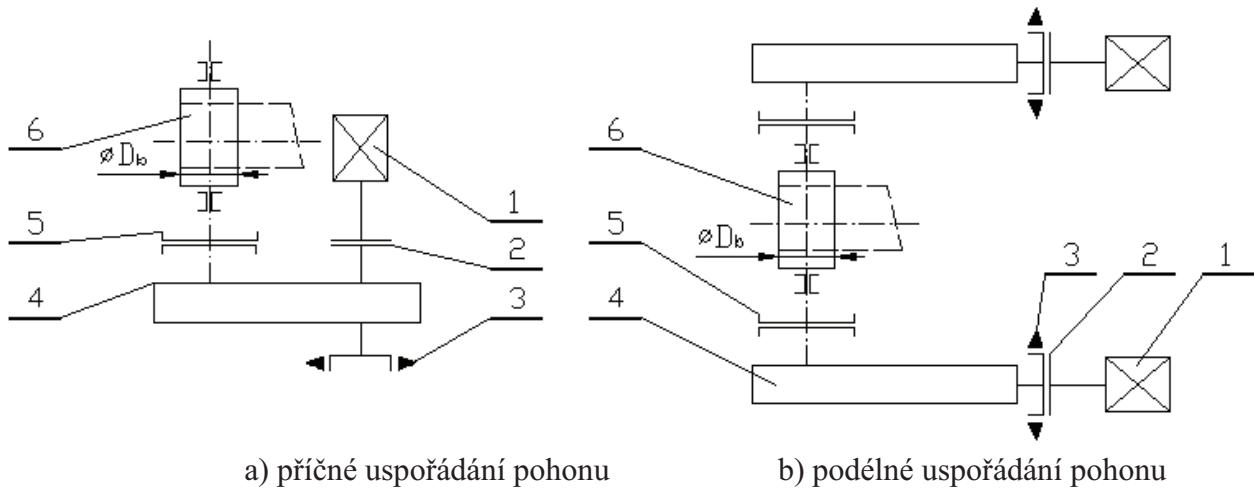


Obr.2.4 Některé typy poháněcí stanice pásových dopravníků

U jednobubnových poháněcích stanic bývá úhel opásání 180 až 250°, u dvoububnových až 2 x 220°. Provedení s výložníkem má výhodu v tom, že poháněcí stanice může být samostatně zakotvena bez ohledu na provedení přesypu (výložník je většinou stavitelný). Nevýhodou S-pohonu je skutečnost, že dopravní pás nabíhá na zadní buben svou nosnou, více znečištěnou stranou a tudíž součinitel tření mezi tímto bubnem a pásem je menší než u předního bubnu. Tuto nevýhodu odstraňuje, za cenu dalších ohybů pásu, Ω -pohon. Tříbubnová poháněcí stanice může vzniknout ještě pohonem výsypného nebo vratného bubnu.

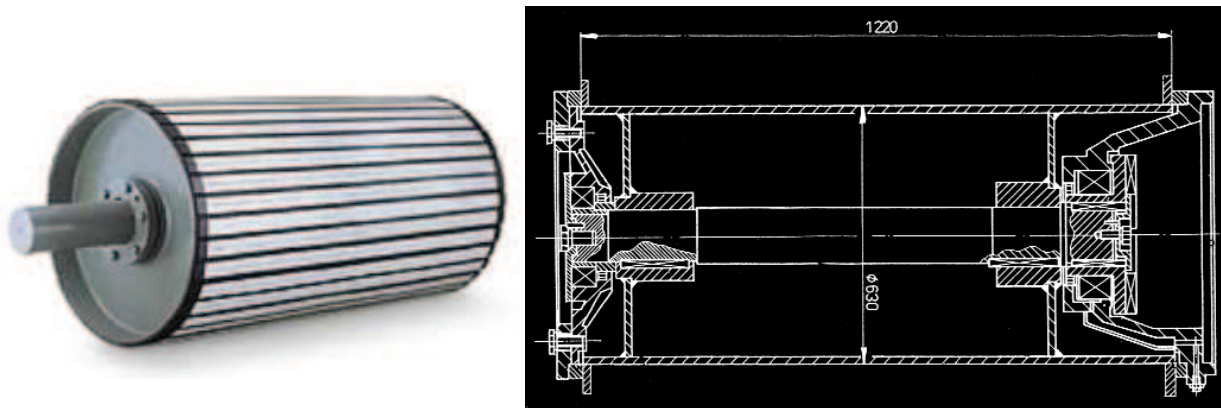
Na obr.2.5 je schématicky znázorněn pohon hnacího bubnu. Může být jednostranný nebo oboustranný (jen u podélného uspořádání pohonu).

Pro pohon hnacích bubnů se nejčastěji používají čtyřpólové asynchronní motory s kotvou nakrátko 1, které přes pružnou spojku 2 (např. Tschan nebo Periflex), mechanickou převodovku 4 a nepružnou (např. přírubovou nebo zubovou) spojku 5 přenáší točivý moment na hnací bubnu 6. Pokud je to nutno, je na vstupní straně převodovky umístěna brzda 3. Poháněcí stanice anebo výsypaný bubnu v uspořádání s výložníkem musí být vybaven čističem pásu.



Obr.2.5 Schéma pohonu hnacího bubnu

Hnací bubnu (obr.2.6) je zpravidla svařované konstrukce. Ohybem pásu, přes bubnu vzniká přídavné namáhání pásu, které závisí na rozměrech (tloušťka nosné kostry) a materiálových vlastnostech pásu a rozměrech bubnu. Doporučené nejmenší průměry bubnů dle ČSN 26 0378 jsou uvedeny v tab.2.1.



Obr.2.6 Hnací bubnu pásového dopravníku

Součinitel tření mezi pásem a povrchem bubnu závisí na materiálu pásu, provedení a stavu povrchu bubnu, na měrném tlaku a rychlosti pásu. Orientační hodnoty součinitele tření μ mezi gumovým pásem a povrchem bubnu jsou uvedeny v tab.2.2. U PVC pásu je nutno uvažovat hodnoty o něco menší.

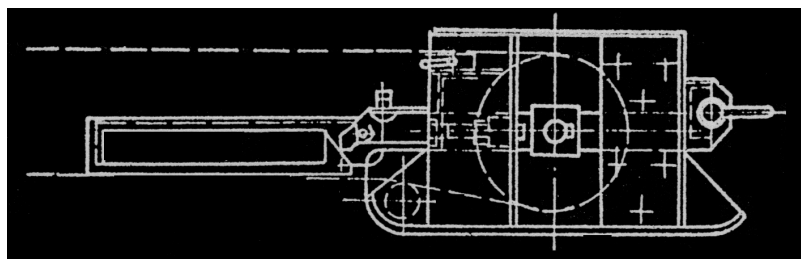
Tab.2.1 Doporučené nejmenší průměry bubnů dle ČSN 26 0378

| Materiál stěžky | | | | | | Využití dovolčeného namáhání v tahu (f_t) | | | | | | | | |
|-------------------------------|------|--|------|-----------|------|---|------|-----|-----------------|-------|-------|------------------|-------|-------|
| Polyamid a kombinace P, Pvs | | Polyester a kombinace E, EP, Evs, EvsPvs | | Viskóza V | | do 30 % | | | od 30 % do 60 % | | | od 60 % do 100 % | | |
| Tloušťka kostry (s_t), mm | | | | | | Druh bubnu | | | | | | | | |
| | | | | | | A | B | C | A | B | C | A | B | C |
| od | do | od | do | od | do | Nejmenší průměr bubnu (d) mm | | | | | | | | |
| 1,4 | 1,7 | 1,2 | 1,4 | 1,1 | 1,3 | 100 | 100 | — | 125 | 100 | — | 160 | 125 | — |
| 1,8 | 2,2 | 1,5 | 1,8 | 1,4 | 1,6 | 125 | 125 | 100 | 160 | 125 | 100 | 200 | 160 | 125 |
| 2,3 | 2,7 | 1,9 | 2,3 | 1,7 | 2,1 | 160 | 160 | 125 | 200 | 160 | 125 | 250 | 200 | 160 |
| 2,8 | 3,5 | 2,4 | 2,9 | 2,2 | 2,6 | 200 | 200 | 160 | 250 | 200 | 160 | 315 | 250 | 200 |
| 3,6 | 4,4 | 3,0 | 3,7 | 2,7 | 3,3 | 250 | 250 | 200 | 315 | 250 | 200 | 400 | 315 | 250 |
| 4,5 | 5,5 | 3,8 | 4,6 | 3,4 | 4,2 | 315 | 315 | 250 | 400 | 315 | 250 | 500 | 400 | 315 |
| 5,6 | 7,0 | 4,7 | 5,8 | 4,3 | 5,3 | 400 | 400 | 315 | 500 | 400 | 315 | 630 | 500 | 400 |
| 7,1 | 8,8 | 5,9 | 7,4 | 5,4 | 6,7 | 500 | 500 | 400 | (200) | (160) | (125) | (400) | (315) | (250) |
| | | | | | | | | | 630 | 500 | 400 | 800 | 630 | 500 |
| | | | | | | | | | (400) | (315) | (250) | (500) | (400) | (315) |
| 8,9 | 11,1 | 7,5 | 9,2 | 6,8 | 8,4 | 630 | 630 | 500 | 800 | 630 | 500 | 1000 | 800 | 630 |
| 11,2 | 13,8 | 9,3 | 11,5 | 8,5 | 10,5 | 800 | 800 | 630 | 1000 | 800 | 630 | 1250 | 1000 | 800 |
| 13,9 | 15,5 | 11,6 | 12,9 | 10,6 | 11,8 | 1000 | 1000 | 800 | 1250 | 1000 | 800 | 1400 | 1250 | 1000 |

Tab.2.2 Orientační hodnoty součinitele tření μ

| povrch bubnu | ocelový hladký | pogumovaný hladký | pogumovaný drážkovaný | pogumovaný s keramickými vložkami |
|-------------------|----------------|-------------------|-----------------------|-----------------------------------|
| suchý | 0,3 – 0,4 | 0,63 – 0,72 | 0,67 – 0,80 | 0,74 – 0,83 |
| mokrá, čistý | 0,1 – 0,2 | 0,21 – 0,28 | 0,29 – 0,36 | 0,48 – 0,78 |
| mokrá, znečištěný | 0,05 – 0,1 | 0,06 – 0,1 | 0,20 – 0,26 | 0,42 – 0,51 |

Vratná stanice (obr.2.7) je konečným článkem dopravníku na vratném konci. Vratný buben mění směr pohybu pásu. Je uložen v jednoduché konstrukci na valivých ložiskách a většinou se dá střídit pomocí stavěcích šroubů. Vratná stanice musí být vybavena čističem pásu ve vratné větvi před náběhem pásu na buben (dvoububnový pohon). U kratších dopravníků se vratné stanice využívá k napínání pásu, např. právě pomocí zmíněných stavěcích šroubů.



Obr.2.7 Vratná stanice

Nosná konstrukce tvoří trať pásového dopravníku mezi vratným a výsypným bubnem. Slouží zejména pro podepření a vedení dopravního pásu v horní i spodní větvi. Je tvořena stojany, podélnými nosníky s podpěrami a válečky horní a spodní větve.

Typická nosná konstrukce sestává z článků trati, které se navzájem spojují šrouby. Na obr. 2.8 je příklad článku trati odpovídající normě DIN 2211 a na obr.2.9 příklad uspořádání nosných válečků v obou větvích dopravníku. Kromě nejběžnějšího tříválečkového provedení

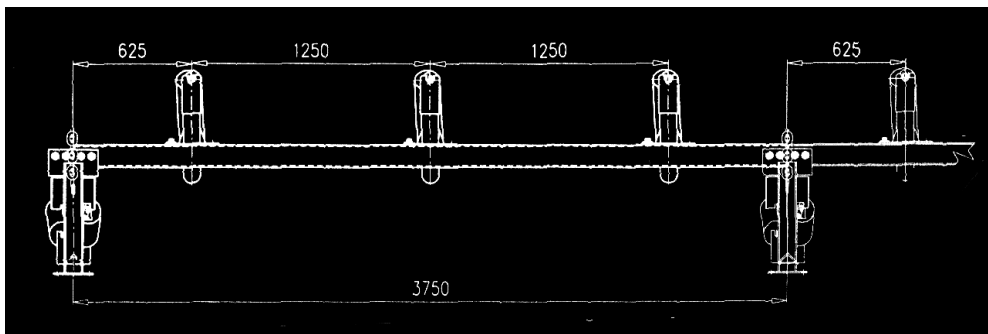
horní větve, se používá i provedení jedno nebo dvouválečkové, anebo ve speciálních případech tzv. girlandové provedení s válečky zavěšenými na nosné konstrukci (obr. 2.10).

Korýtkové provedení horní větve má dvě výhody:

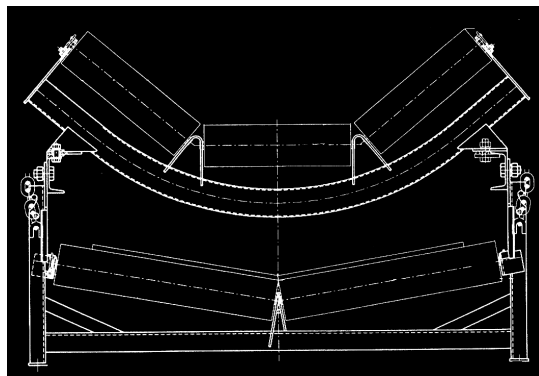
- zvyšuje průřez náplně pásu a tím i dopravní výkon dopravníku
- zajišťuje lepší vedení dopravního pásu.

Naproti tomu příčným ohybem pásu se silně ovlivňuje jeho životnost. Největší používaný úhel sklonu bočních válečků je 40° . Ve spodní větvi se používá jedno, nebo pro lepší vedení pásu, dvouválečkové provedení.

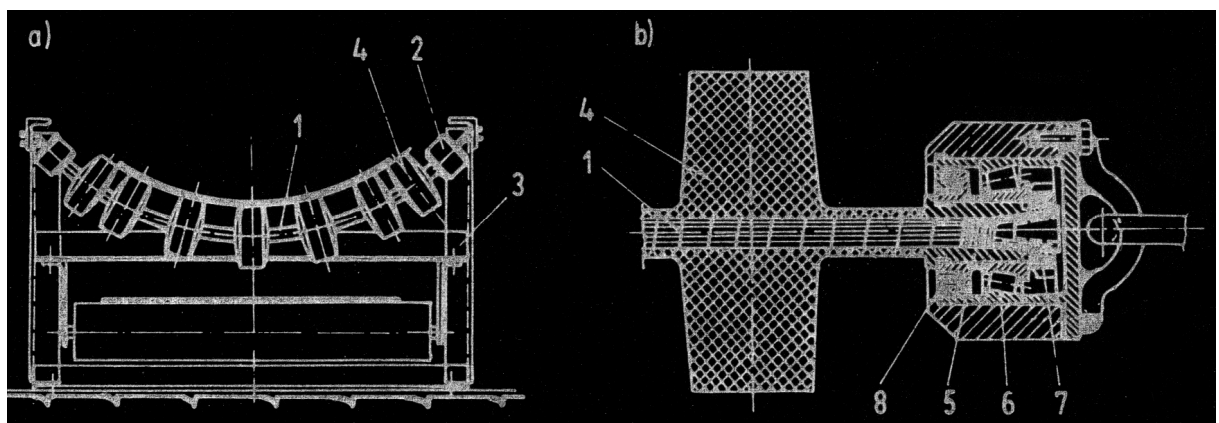
Válečky jsou jednou z nejdůležitějších částí pásového dopravníku a mají značný vliv na jeho provozní vlastnosti. Standardně se vyrábí z nepracovaných jakostních ocelových trubek se zalisovanými čely a s průběžnou osou uloženou v přesných kuličkových ložiskách s tukovou náplní uzavřenou těsněním (viz obr.2.11).



Obr.2.8 Článek trati odpovídající normě DIN 2211



Obr.2.9 Příklad uspořádání válečků horní a spodní větve

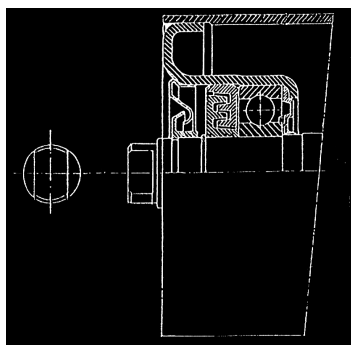


a) girlandová válečková stolice, b) váleček girlandové stolice

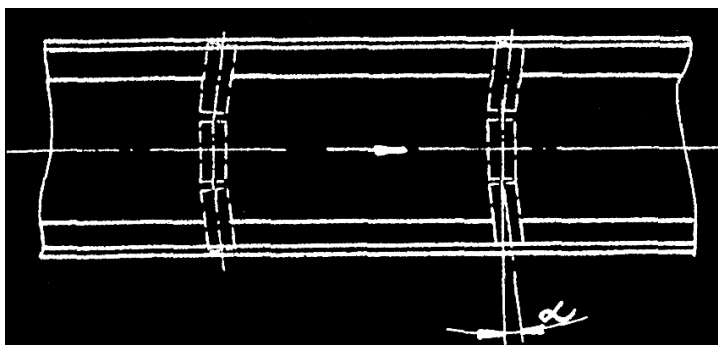
1 – nosné lano, 2 – krajní závěsné ložisko, 3 – nosná konstrukce, 4 – nosný váleček, 5 – pouzdro ložiska, 6 – valivé ložisko, 7 – pojistná matice, 8 – labyrintové těsnění

Obr.2.10 Příklad uspořádání válečků girlandové stolice

Mazací tuková náplň je trvalá pro celou dobu životnosti válečku. Osa válečku včetně vnitřního kroužku ložiska je pevná a na ní se otáčí vlastní váleček. Pro lepší vedení pásu se válečky horní větve umísťují ve tvaru šípu (obr.2.12), i když vzhledem ke zvýšeným dopravním odporům se toto řešení začíná nahrazovat samostavitelnými nosnými podpěrnými válečky.



Obr.2.11 Řez válečkem



Obr.2.12 Uspořádání válečků horní větve

Nejběžnější průměry válečků jsou 89, 108 a 133 mm. Ve stavebnictví se používá i průměru 76 mm. Délky válečků pro jedno až tříválečkové uspořádání v závislosti na šířce pásu jsou uvedeny v tab.2.3.

Tab.2.3 Délky nosných válečků

| Šířka pásu [mm] | Uspořádání [mm] | | |
|-----------------|-----------------|---------------|--------------|
| | Jednoválečkové | Dvouválečkové | Tříválečkové |
| 500 | 600 | 315 | |
| 650 | 750 | 380 | |
| 800 | 950 | | 315 |
| 1000 | 1150 | | 380 |
| 1200 | 1400 | | 465 |
| 1400 | 1600 | | 530 |

Dopravní pás tvoří nekonečný prvek obíhající okolo koncových bubňů, plnící funkci nesení materiálu, břemen a osob na dopravní délce a současně plnící také funkci tažného prvku, který přenáší všechny pohybové odpory vznikající při jeho oběhu.

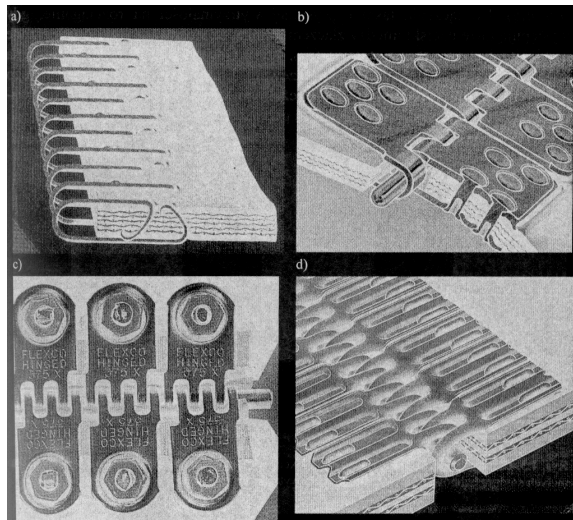
Dopravní pás je tvořen nosnou kostrou, která přenáší veškerá tahová namáhání a horními a dolními krycími vrstvami s bočními okraji. Nosná kostra je většinou složena z textilních vložek (polyamid, polyester apod.), dopravní pás je zhotoven z gumy nebo PVC. Pro přenos větších tahů je kostra tvořena vysokopevnostními ocelovými lanky, pak je dopravní pás zhotoven z gumy.

Blíže o dopravních pásích a jejich rozdělení viz [1].

Protože se dopravní pásy vyrábí a dopravují v určitých délkách, musí se pro použití u dopravníku jednotlivé díly navzájem spojovat. Spoje dopravních pásů jsou v podstatě dvojí:

- rozebíratelné

- nerozebíratelné.



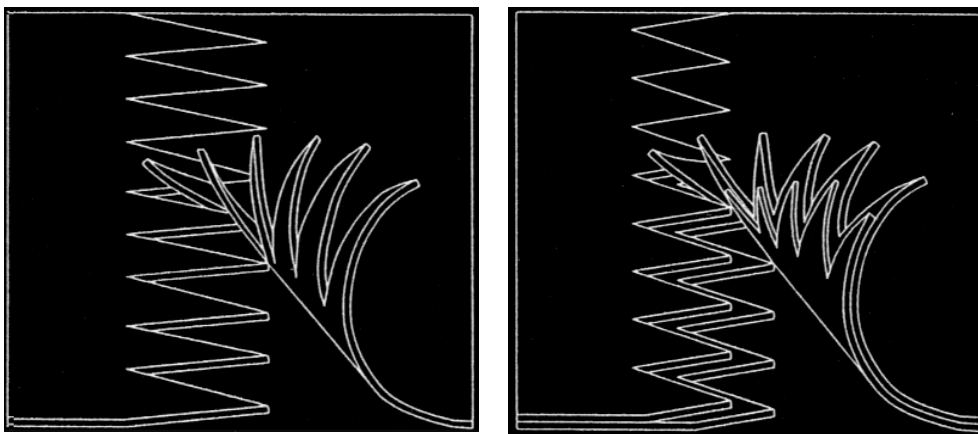
Obr.2.13 Mechanické spoje dopravních pásů

Do první skupiny patří mechanické spojování, které se provádí různými druhy mechanických spon. Používá se tam, kde se předpokládá změna umístění a délky pásu a kde nejsou ocelové spony na závalu zejména z důvodu možnosti poškození bubnů. Výhodou těchto spojů je jejich poměrně rychlé provedení, nevýhodou snížená pevnost spoje (požadavek je, aby pevnost byla větší než 50% jmenovité pevnosti pásu) a znečišťování spodní větve pásu propadem jemného materiálu přes většinu provedení mechanických spojů. Příklady mechanických spojů viz obr.2.13

Do druhé skupiny patří spojování dopravních pásů za studena lepením a nebo za tepla vulkanizací (želatinací u PVC pásů). Výhody a nevýhody obou těchto způsobů jsou přesně opačné než u mechanického spojování.

Nerozebíratelné spoje obou provedení jsou dvou typů:

- prstové spoje
- spojení překlátováním.

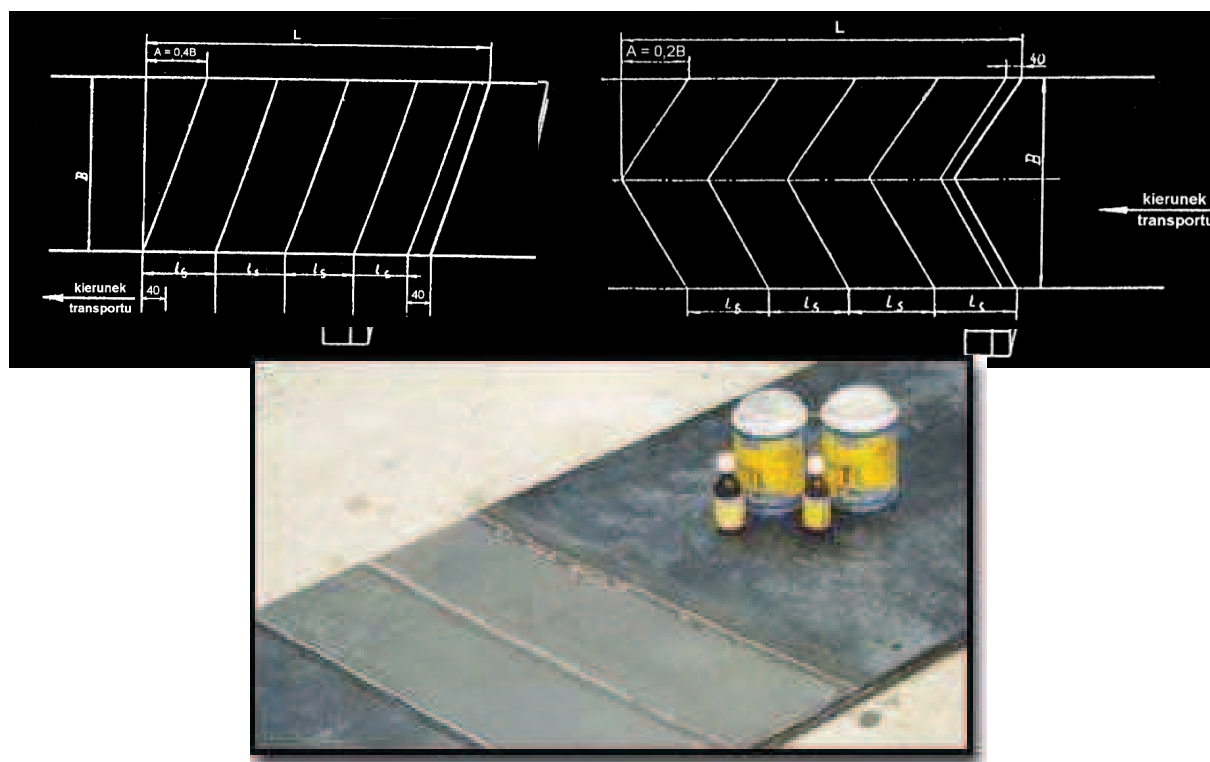


Obr.2.14 Prstové spoje dopravních pásů

Prstové spoje (obr.2.14) se většinou používají u jednovložkových pásů, překlátované spoje (obr.2.15) u vícevložkových pásů. Mezi takto upravené konce se vloží surová masa, odpovídající složením materiálu dopravního pásu a takto upravený spoj se vloží mezi topné

desky. Za určitého tlaku a po určitou dobu se spoj zahřívá za přesně stanovené teploty. Uvedené parametry závisí na druhu spoje a zejména provedení dopravního pásu. Pro kvalitní spoj musí být tato technologie velmi přesně dodržována.

Příprava spojů pro spojování lepením je identická jako pro spojování za tepla. Spojované plochy je ale nutno chránit proti vlhkosti a je nutno je odmastit acetonem. K lepení je možno použít jednosložkových (optimální doba schnutí spoje 24 hod.) nebo dvousložkových (doba schnutí 12 hod.) lepidel. Mezi nejznámější lepidla patří české VULKOPLAST nebo německé NILOS TOPGUM TL-W.



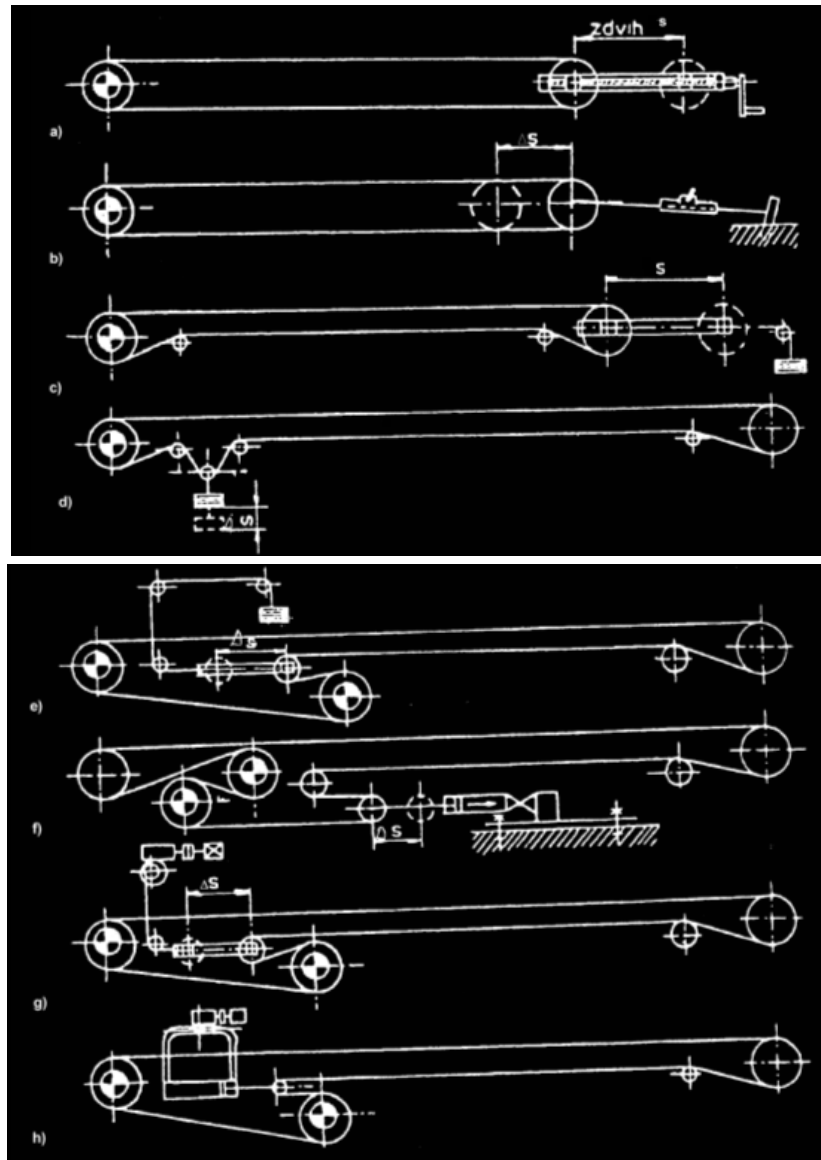
Obr.2.15 Přeplátované spoje dopravních pásů

Napínací zařízení zajišťuje předpětí dopravního pásu, potřebné pro přenos tažné síly třením z hnacího bubnu a pro zamezení nadměrného průhybu dopravního pásu mezi válečkovými podpěrami. Potřebná velikost napínací síly se určuje výpočtem, viz kapitola 2.4, nebo (1), kap. 8.

Napínací zařízení dělíme principiálně do dvou skupin (obr.2.16):

- a) zařízení kompenzující jen trvalé prodloužení pásu (s pevným napínacím bubnem)
- b) zařízení kompenzující trvalé i pružné prodloužení pásu (s posuvným napínacím bubnem).

První skupina napínacích zařízení je vhodná jen pro kratší dopravníky (přibližně do 100 m délky) a napínání se provádí pohybem vratného bubnu. Napínací síla se vyvodí buď pomocí šroubů (obr.2.16,a) anebo pomocí ručního kladkostroje (obr.2.16,b). Napnutí pásu musí být již za klidu takové, aby zajistilo přenos sil na hnacím bubnu nejen za ustáleného chodu, ale i při rozběhu dopravníku. Podstatné pro tuto skupinu napínacích zařízení je, že po předepnutí dopravního pásu vratný buben již nemění svou polohu a proto při rozběhu dopravního pásu (zvětšení tahu v pásu o dynamické síly a tím jeho prodloužení) dojde k odlehčení odbíhající síly při $F > 0$ nebo nabíhající síly při $F < 0$.



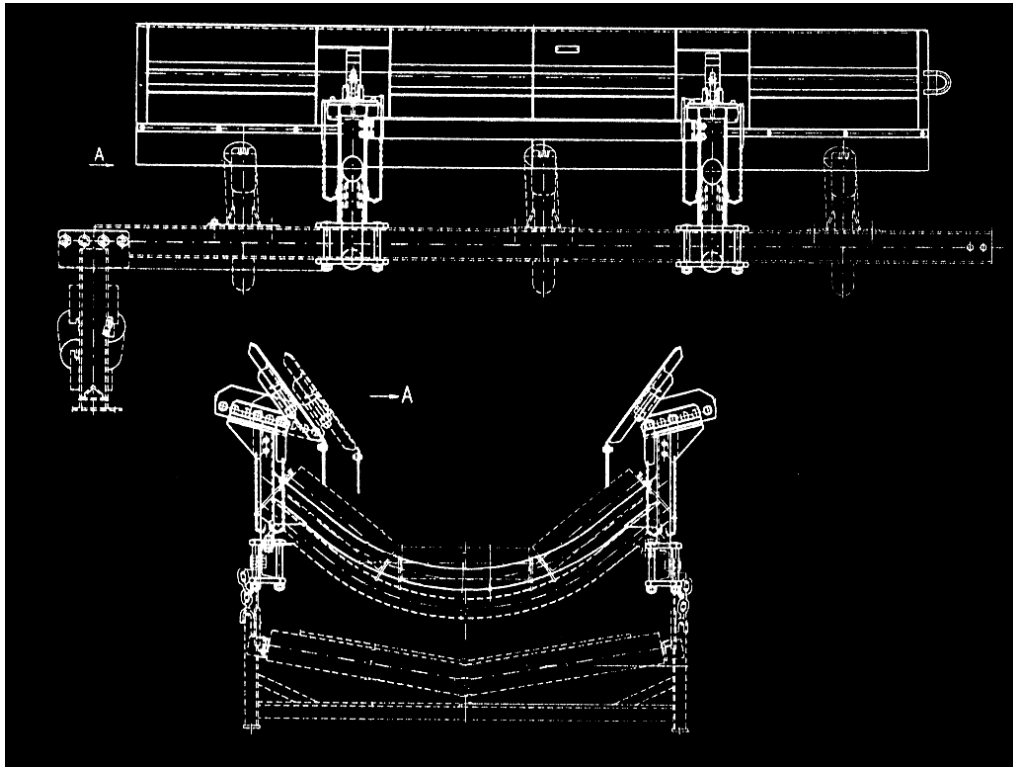
Obr.2.16 Typy napínacího zařízení dopravních pásů

Pro druhou skupinu napínacích zařízení je charakteristické, že napínací buben se při změně tahů v dopravním pásu pohybuje a tím kompenzuje změnu jeho délek. Zajišťuje tak v podstatě konstantní velikost odbíhající (nabíhající) síly za všech provozních režimů dopravníku. Nejjednodušší je vyvození konstantní napínací síly pomocí závaží (obr.2.16,c-e). Jak již bylo uvedeno, nejvhodnější je napínat dopravní pás v místě nejmenšího tahu, aby napínací závaží bylo co nejmenší.

Do druhé skupiny napínacích zařízení patří i poslední tři typy dle obr.2.16. Ty umožňují zajistit stálou nebo i regulovatelnou napínací sílu. Pneumatické napínací zařízení (obr.2.16,f) se používá zejména u důlních dopravníků, kde je k dispozici rozvod stlačeného vzduchu. Současné provedení má zdvih 2,9 m, ale dá se dle potřeby spojovat do série, takže zdvih je pak násobkem 2,9 m. Zařízení používané v našich dolech vyvozuje konstantní napínací sílu.

Při napínání pásu pomocí elektrického vrátku (obr.2.16,g) je možno napínací sílu regulovat buď ručně nebo automaticky. Pro napínání slouží elektrický vrátek, pomocí kterého se nastavuje požadovaná napínací síla, kontrolovaná dynamometrem. Používá se rovněž často u důlních dopravníků.

U elektrohydraulického napínacího zařízení (obr.2.16,h) se napínací síla vyvozuje přímočarým hydraulickým motorem, který při použití kladkového převodu mezi válcem a napínacím bubnem může být poměrně krátký. Při rozběhu se napínací síla zvětší asi o 50 % oproti ustálenému chodu. Toto zařízení není u nás rozšířeno.

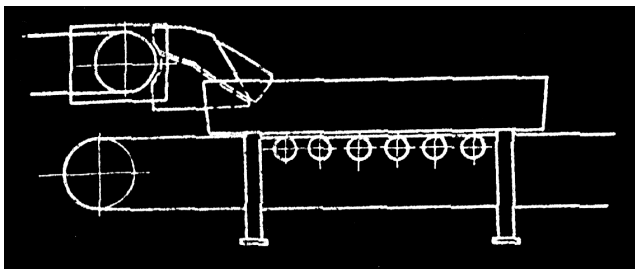


Obr.2.17 Násypka

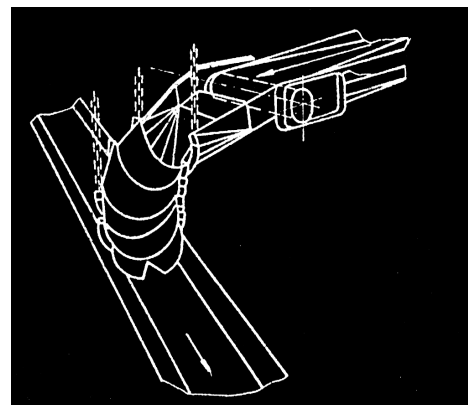
2.2 Příslušenství pásových dopravníků

K příslušenství pásových dopravníků patří:

- zařízení pro přivádění materiálu na pás
- zařízení pro odvádění materiálu z pásu
- zařízení pro čištění pásu.



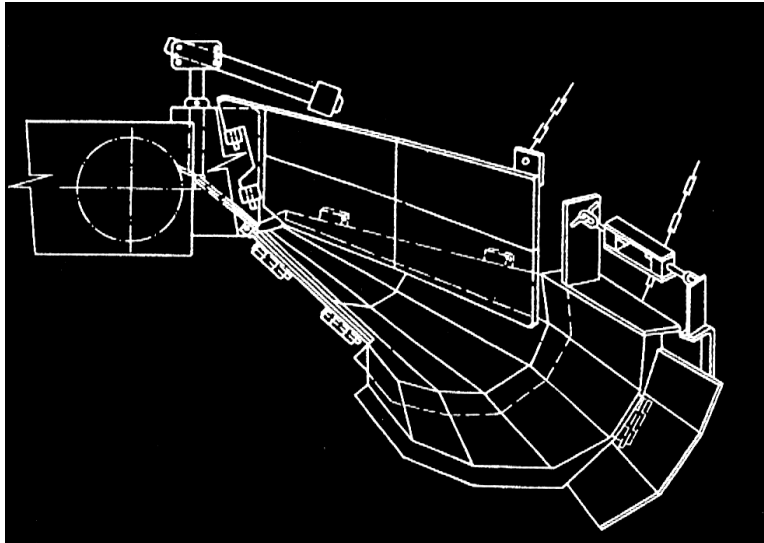
a) přímý



b) boční

Obr.2.18 Přesyp pásového dopravníku

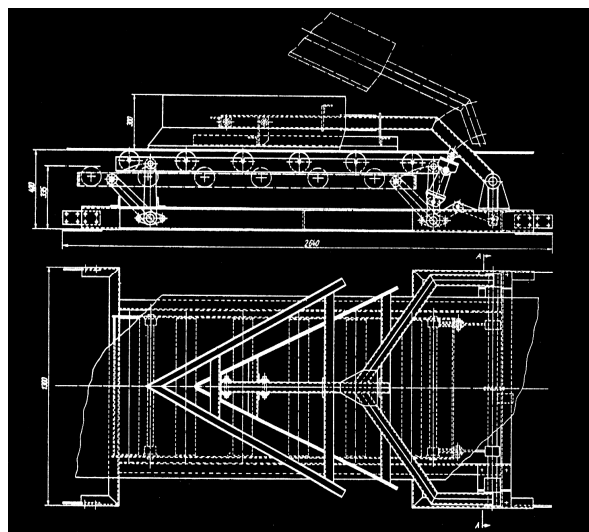
Materiál je přiváděn na pás v násypkách. Přitom jsou dopravní pás a jeho podpěrné prvky vystaveny účinkům padajícího materiálu a musí pohltit značné množství kinetické energie. Důležité proto je, aby pádová výška byla co nejmenší a aby materiál byl přiváděn pokud možno ve směru dopravy a dopravní rychlostí.



Obr.2.19 Přesyp boční Ostroj Opava a.s.

Běžné provedení násypky je patrné z obr.2.17. Bočnice násypky usměrňují přiváděný materiál v počáteční fázi jeho pohybu na pásu. Vzdálenost mezi bočnicemi bývá 0,6 až 0,7 šířky pásu, délka násypky v závislosti na rychlosti pásu 2 až 3 krát větší než šířka pásu. Válečkové podpěry horní větve jsou zhuštěny na 0,4 až 0,5 vzdálenosti používané na trati. Pro snížení účinků dopadajícího materiálu bývají válečky pogumovány anebo pružně uloženy.

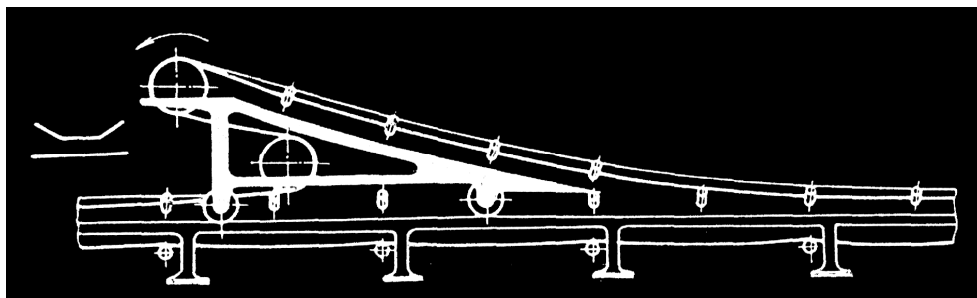
Materiál se z dopravního pásu odebírá na výsypném bubnu anebo v libovolném místě pomocí shrnovače anebo shazovacího vozu. První případ je nejrozšířenější. Pokud je materiál předáván na další dopravník hovoříme o přesypu, pokud doprava končí hovoříme o výsypu. Přesypy mohou být přímé (obr.2.18,a) nebo boční (obr.2.18,b). Je zřejmé, že častí přesypu u dopravníku přebírajícího materiál je právě násypka. Podmínku dobrého navádění materiálu na pás splňuje např. segmentový přesyp Ostroje Opava a.s. dle obr.2.19.



Obr.2.20 Shrnovač

Shrnovače (obr.2.20) jsou jedno nebo oboustranné. Jsou lokalizovány na jedno místo pásového dopravníku a dle potřeby jich může být na trati několik. Do nepracovní polohy se zvedají pomocí pneumatických nebo hydraulických přímočarých motorů. Používají se např. na dopravnících zauhlovací služby na elektrárnách.

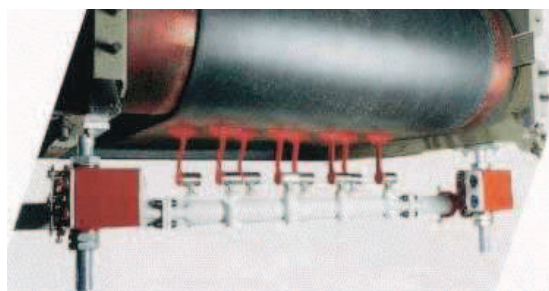
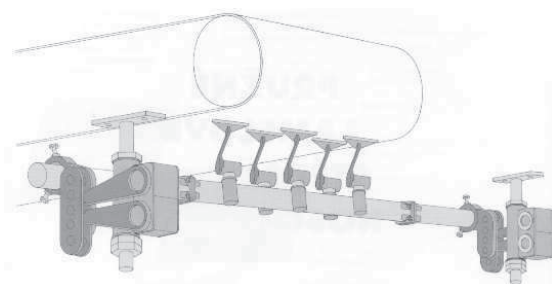
Potřebujeme-li odvádět materiál po celé délce pásového dopravníku např. na havarijní nebo homogenizační skládce, musí se použít shazovací vůz. Jeho princip je patrný z obr.2.21. Shazovací vůz má vlastní pohon podvozku pojízdného buď po trati dopravníku, po kolejích anebo po pneumatikách po zemi. Pomocí dvou převáděcích bubnů vytváří přesyp na příčně umístěný pomocný pásový dopravník, který je součástí shazovacího vozu a který materiál z dopravníku odvede do strany.



Obr.2.21 Shazovací vůz

Na pásových dopravnících se často dopravuje vlhký a lepkavý materiál, který vytváří nežádoucí nálepy na pásu, bubnech a válečcích. Nálepy na bubnech a válečcích vznikají od primárně znečištěného pásu a proto je nutno čistit přímo dopravní pás. Stěrače bývají již také vzhledem k odvádění seškrabaného materiálu, umístěny přímo na výsypném bubnu anebo v jeho bezprostřední blízkosti. Většinou stačí čistit pás škrabkou s pryžovou hranou, která je přitlačována k pásu závažím nebo pružinou.

Účinnější je segmentové provedení této škrabky (obr.2.22). Pro silně ulpívající materiály byly úspěšně odzkoušeny ocelové břity na těchto stěrkách. Jiné typy čističů pásů, jako rotační, kartáčové apod. se příliš neosvědčily. Jak ukazuje obr.2.22 je nutné čistit i spodní větev dopravního pásu, aby se materiál propadlý např. mechanickými spojkami dopravního pásu, nedostal mezi pás a vratný buben.



Obr.2.22 Segmentový stěrač pásu

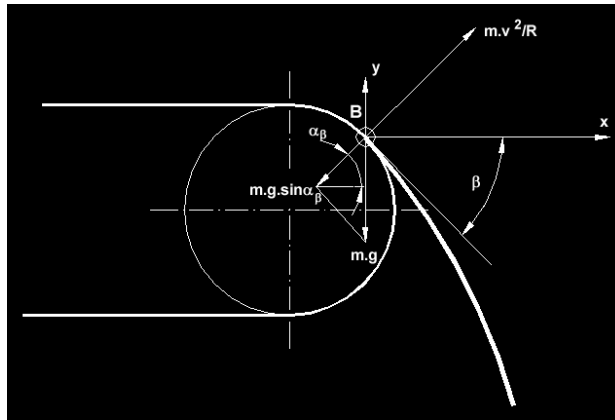
Vrhová parabola materiálu z výsypného bubnu se dá odvodit z obr.2.23.

Pro zjednodušení zanedbáme tření mezi materiálem a povrchem pásu. Pak k odpoutání materiálu dojde v bodě B, pro který platí rovnost odstředivé síly působící na materiál a dostředné složky tíhy materiálu

$$\frac{m \cdot v^2}{R} = m \cdot g \cdot \sin \alpha_B \quad [2.7]$$

z toho pak vyplývá velikost úhlu α_B

$$\alpha_B = \arcsin \frac{v^2}{g \cdot R} \quad [2.8]$$



Obr.2.23 Vrhová parabola

Úhel tečny k vrhové parabole určíme ze vztahu:

$$\beta = 90^\circ - \alpha_B \quad [2.9]$$

Pohyb materiálu si vyjádříme v parametrickém tvaru ve směru osy x a y. Za kladný směr budeme na ose y považovat směr dolů.

$$x = v \cdot \cos \beta \cdot t$$

$$y = v \cdot \sin \beta \cdot t + \frac{g \cdot t^2}{2}$$

Po dosazení za parametr t z první rovnice, dosazení do druhé a její úpravě dostaneme rovnici vrhové paraboly

$$y = x \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{g \cdot x^2}{2 \cdot v^2} \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \beta) \quad [2.10]$$

2.3 Speciální pásové dopravníky

V této kapitole budou označovány za strmé a svislé dopravníky všechny typy dopravníků, určené pro dopravu sypkých i kusových materiálů s úhly přesahujícími mezní úhly, při kterých dopravovaný materiál ještě nedosáhne relativního pohybu vůči pásu v důsledku gravitačních sil.

Strmé a svislé dopravníky je pro značné množství provedení nejvýhodněji klasifikovat dle konstrukčních a funkčních vlastností zařízení, zabezpečujících setrvání dopravovaného materiálu na dopravním pásu. Je nutno dodat, že každý typ dopravníku má řadu shodných konstrukčních prvků.

Podle principu zvýšení sklonu pásové dopravy jsou speciální typy pásových dopravníků členěny na:

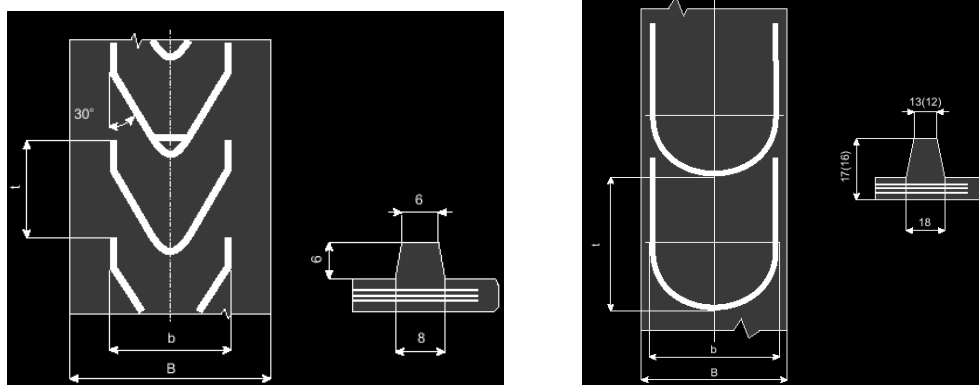
- 1) pásové dopravníky umožňující zvýšení mezního úhlu sklonu zvětšením součinitele tření dopravovaného materiálu vůči nosnému povrchu dopravního pásu,
- 2) pásové dopravníky využívající přítlaku materiálu vůči dopravnímu pásu (pásové dopravníky s krycím příp. přítlačným pásem),

- 3) pásové dopravníky zamezující zpětnému pohybu zrn materiálu po povrchu dopravního pásu (dopravní pásy s příčnými přepážkami, dopravní pásy s příčnými přepážkami a zvlněnými bočními okraji),
- 4) trubkové (hadicové) pásové dopravníky,
- 5) pásové dopravníky se zavěšenými pásy.

Ad 1) Pásové dopravníky využívající zvýšení součinitele tření dopravovaného materiálu vůči nosnému povrchu dopravního pásu:

a) Adhezní síla dopravovaného materiálu vůči hladkému povrchu dopravního pásu může být zvýšená pomocí doplňkové drsnosti. Za tímto účelem je nosná pryžová vrstva dopravního pásu opatřena **kompaktní vrstvou zrnitého materiálu** (písku, jemně mletého tříděného šterku apod.). Tento způsob povrchové úpravy pásu umožňuje zvýšit součinitel tření mezi pásem a dopravovaným materiálem v papírových kartonech a dřevěných paletách, pro který je mezní úhel sklonu dopravního pásu cca 16° . Předností tohoto způsobu úpravy pásu je možnost nanesení doplňkové vrstvy materiálu po montáži pásu na dopravník.

b) Mimo způsoby spojené s nanášením kompaktních vrstev na povrchy dopravních pásů, nebo přidáváním abrazivních materiálů do pryžové krycí nosné vrstvy, se využívá také způsobu získání potřebné drsnosti nosných povrchů pásů speciálním opracováním pásů v průběhu jeho výroby. Například užití rýhovaných, vroubkovaných forem při vulkanizačních procesech výroby pásů, umožňuje získat na jejich pracovních površích různé profily **výstupků a prohlubní**. Rozměry výstupků a jejich vzájemné rozteče se konstruuji s ohledem na fyzikálně - mechanické vlastnosti dopravovaných materiálů.



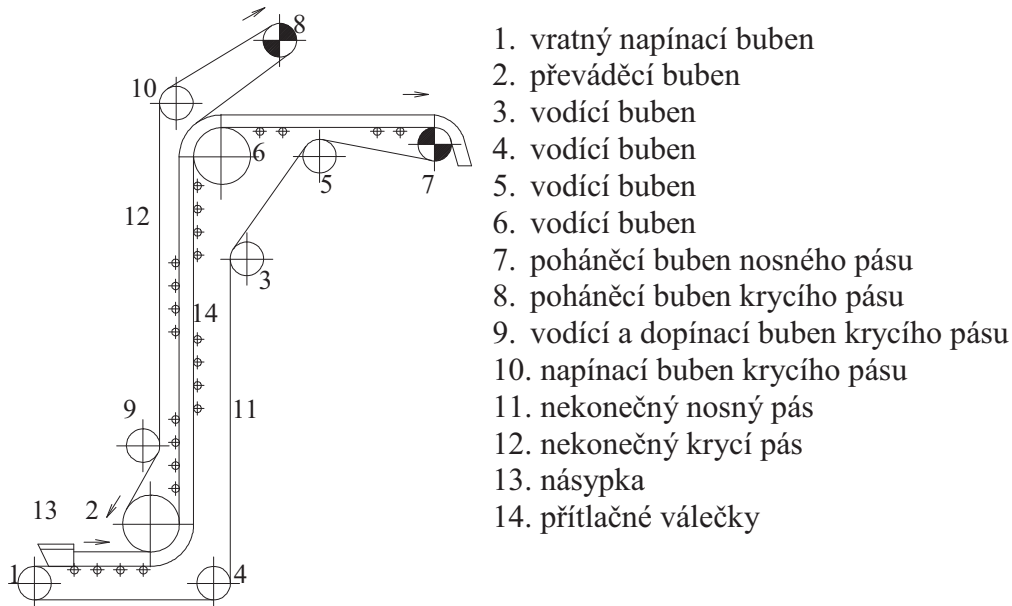
Obr.2.24 Dopravní pás s tvarovými výstupky

c) Profily **rýhovaných, vroubkovaných drážek** na pracovním povrchu pásu jsou lisovány, v průběhu výroby vulkanizací z měkké pryže a vykazují se zvýšeným součinitelem tření, což umožňuje dopravu kusových materiálů pod úhly sklonu do 30° , viz obr.2.24. Dopravní pásy tohoto typu mohou být instalovány na běžném dopravním zařízení s přímými nebo žlabovými válečkovými podpěrami.

Ad 2) Pásové dopravníky využívající přítlaku materiálu vůči dopravnímu pásu (pásové dopravníky s krycím příp. přítlačným pásem)

Zvýšení mezního úhlu sklonu pásového dopravníku běžné konstrukce může být dosaženo pomocí doplňkového tzv. krycího pásu, který je veden paralelně s větví nosného pásu. Krycí pás vytváří vlastní tíhou a vynucenou silou nezbytný tlak na materiál, zvyšuje jeho přilnavost a soudržnost s nosným pásem, viz obr.2.25.

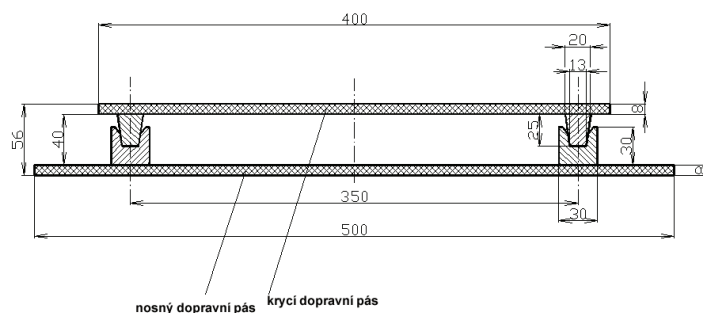
Je známo několik konstrukčních návrhů strmých dvoupásových dopravníků. V závislosti na druhu zvoleného dopravního pásu a použitých přítlačných zařízeních jsou tyto pásové dopravníky schopny dopravovat sypkou hmotu při úhlech sklonu značně převyšujících mezní úhly pásové dopravy.



Obr.2.25 Konstrukce pásového dopravníku s krycím (přítlačným) pásem

Předností dvoupásových dopravníků je možnost dopravy sypkého materiálu pod úhlem sklonu do 90° , vysoká rychlost dopravy, dosahující až $6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, nezávislost dopravního výkonu na úhlu sklonu dopravy a možnost hermetického dopravování sypkých materiálů, což má specifický význam při dopravě prašných a toxických materiálů.

Nedostatkem dvoupásových dopravníků je mnohdy vyšší konstrukční složitost (obr.2.26), zvýšené opotřebení pásů a vyšší spotřeba energie ve srovnání s klasickým pásovým dopravníkem.

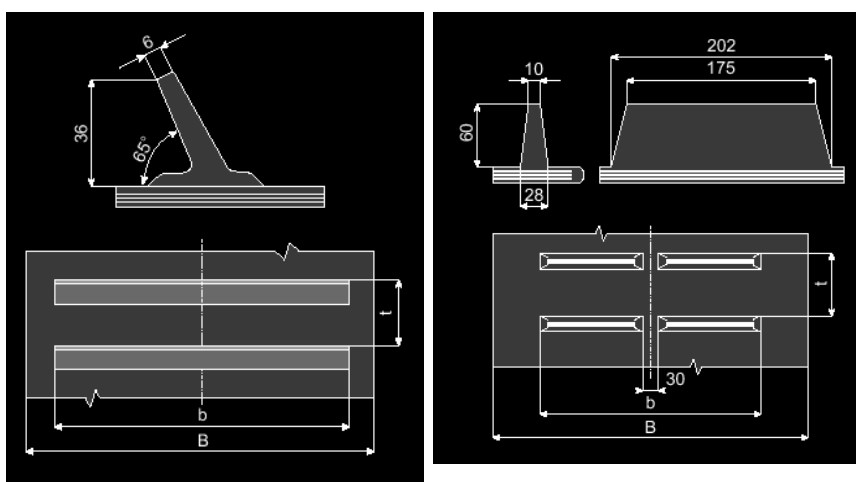


Obr.2.26 Příčný průřez dopravní šterbinou pásového dopravníku s krycím (přítlačným) pásem

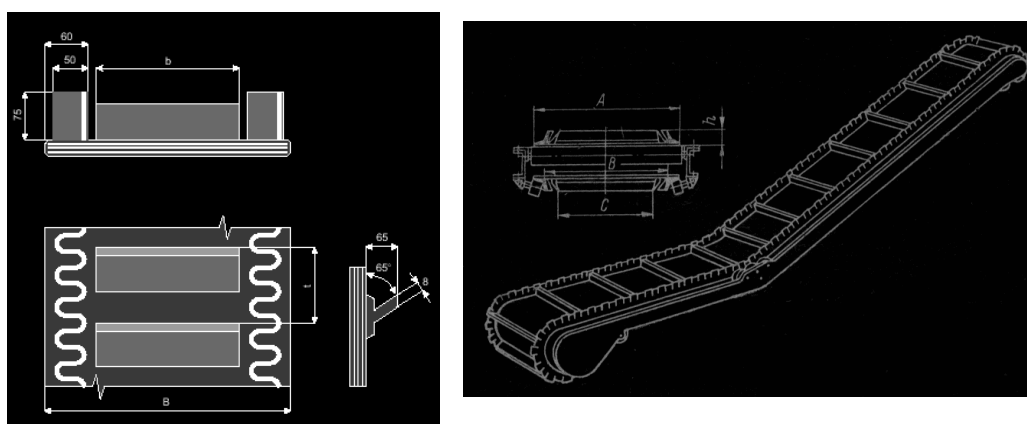
Ad 3) Pásové dopravníky zamezující zpětnému pohybu zrn materiálu po povrchu dopravního pásu (dopravní pásy s příčnými přepážkami, dopravní pásy s příčnými přepážkami a zvlněnými bočními okraji)

Pro zvýšení úhlu sklonu dopravy na $60\div 70^\circ$ se užívá dopravních pásů s přepážkami. Ve srovnání s dopravními pásy s výstupky mají dopravní pásy s přepážkami výšku přepážek $50\div 300$ mm, viz obr.2.27 a obr.2.28.

Strmé pásové dopravníky s příčnými přepážkami získaly široké využití v různých odvětvích průmyslu, i přes určité nevýhody v porovnání s klasickým dopravníkem, jako je např. složitost technologie výroby pásu, která se odráží ve vyšší pořizovací ceně pásu, obtížnost čištění nalepujících se částic dopravovaného materiálu, možnost použití pouze jednobubnových pohonů, složitost konstrukce podpěrných válečků vratné větve dopravníku, nemožnost záměny přepážek při jejich poškození při uchycení přepážek vulkanizací, narušení pevnosti a celistvosti dopravního pásu při mechanickém upevnění přepážek, vznik doplňkových pnutí v páse, zvýšení příčné tuhosti a tím omezení realizace korýtkové konstrukce podpěrné válečkové podpěry.



Obr.2.27 Konstrukce dopravního pásu s příčnými přepážkami



Obr.2.28 Konstrukce dopravního pásu typu Flexowell s příčnými přepážkami

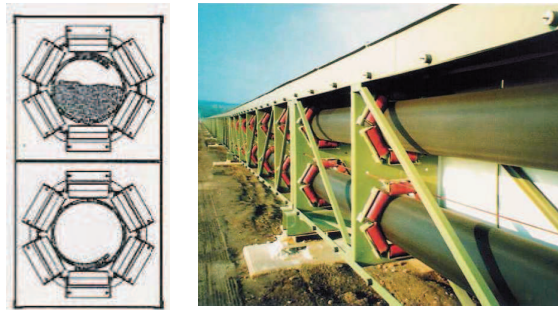
Ad 4) Trubkové (hadicové) pásové dopravníky

Trubkový dopravník byl vyvinut v roce 1970 japonskou firmou PIPE CONVEYOR Co. Ltd. První fungující instalace byla provedena v roce 1979. Princip je relativně jednoduchý. Pás se u klasického dopravníku tvaruje pouze do korýtky, u trubkového dopravníku je tvarován do uzavřeného tvaru (trubky), viz obr.2.29. V místě nakládky je pás otevřen, jakmile projde přes soustavu válečkových podpěr, je sbalen do tvaru trubky. Pás se pohybuje po celé délce dopravníku ve tvaru trubky, ale jakmile dosáhne místa výsypu, vrací se do otevřené polohy. Materiál opouští dopravník obvyklým způsobem přes výsypný buben. Pás po

opuštění výsypu, se ve spodní větvi opět vrací do uzavřeného tvaru a v tomto tvaru setrvá až do dosažení místa nakládky.

Výhody trubkového dopravníku

- a) dopravovaný materiál je v pásu zcela uzavřen, což zabraňuje úletu a spadu dopravovaného materiálu, jeho ztrátám a znečišťování okolí. Zároveň je materiál chráněn před vlivem okolního prostředí,
- b) válečky jsou ve styku pouze s čistou stranou dopravního pásu, což podstatně přispívá ke snížení valivého odporu a zvýšení celkové životnosti,
- c) plocha styku pásu s materiálem je větší, lze proto dosáhnout vyššího dovoleného stoupání (až o 50% oproti klasickým dopravníkům),
- d) dopravník lze vést v oblouku jak ve vodorovné, tak i ve svislé rovině, což umožňuje snížení předávacích míst na trase,
- e) doprava je možná i ve spodní větvi,
- f) při stejných kapacitách je celková šířka trubkového dopravníku ve střední části, kde je pás svinutý o 30 až 50% menší než u klasického dopravníku.



Obr.2.29 Dopravník typu PIPE CONVEYOR, f-y KOCH

Nevýhody trubkového dopravníku

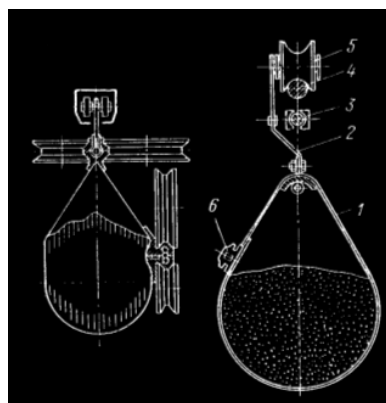
- a) větší počet válečků, nutnost pečlivé kontroly a seřízení
- b) vyšší pořizovací cena
- c) náročnější údržba
- d) problémy s otáčením pásu
- e) problémy v zimním období (nesmí se zastavit, musí běžet i naprázdno)

Ad 5) Pásové dopravníky se zavěšenými pásy

Podvěsné pásové dopravníky je možno rozdělit do dvou základních skupin podle způsobu pohybu nosného dopravního pásu po délce dopravní trasy a to na:

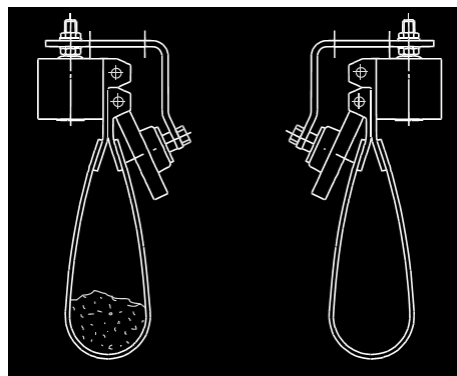
- ☞ dopravníky, jejichž pás je zavěšen vůči pohyblivým válečkům, nebo pomocí pružných elementů s podvozky, přepravujících se po podvěsných trasách,
- ☞ dopravníky, jejichž pás se pohybuje v podvěsném stavu po stacionárních válečkových podporách.

Rozšíření získaly podvěsné dopravníky s pohyblivými se válečky a podvozky obr.2.30. Nosný prvek může být vytvořen z plochých profilů, kolejnic, dvou T profilů, úhelníků, trubek případně lan. Jako tažný prvek je využíváno ocelových lan kruhových průřezů, článkových nebo pouzdrových válečkových řetězů a také plochých ocelových a pryžových pásů. Tyto dopravníky se používají pro dopravu sypkých hmot po trasách s úhly sklonu od 0 do 45°.



Obr.2.30 Příčný průřez dopravníku s podvěsným pásem

Některé konstrukce podvěsných pásových dopravníků využívají svislé umístění podpěrných válečků. Nekonečný pás skružený do roury, viz obr.2.31 má na vnější straně svých okrajů vulkanizované výstupky, pomocí nichž se pás udržuje na přírubách vodorovných válečků. Pás dopravníku je současně nosným i tažným prvkem.



Obr.2.31 Dopravník s podvěsným pásem a fixačními válečkovými podpěrami



Obr.2.32 Dopravník s podvěsným pásem typu Sicon

2.4 Výpočet pásového dopravníku

Výpočet částečně vychází z ČSN ISO 5048 (stará ČSN 263102)

Dáno:

Údaje k trati: profil, L – délka [m], H – celkové převýšení [m]

Údaje k materiálu: ρ_s – sypná hmotnost [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$], ψ_d – dynamický sypný úhel [°], d_{max} – maximální kusovitost [mm], Q – dopravované množství [$\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$]

Algoritmus výpočtu:

1) Volba rychlosti pásu v [$m \cdot s^{-1}$]

1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15 (nejběžnější rychlosti)

2) Požadovaný průřez náplně pásu S_p [m^2]

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} [m^2] \quad [2.11]$$

k_φ - součinitel plnění pásu $k_\varphi \in \langle 0,7; 0,9 \rangle$

3) Volba šířky dopravního pásu B [m] a výpočet náplně pásu S [m^2]

$B \in \langle 0,5; 0,65; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4 \rangle$ (nejběžnější šířky) [m]

$\beta \in \langle 0; 40 \rangle$ [$^\circ$]

ploché pás:

$$S = \frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot \operatorname{tg}(\psi_d) [m^2] \quad [2.12]$$

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 [m] \quad [2.13]$$

třívalečkové uspořádání:

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - l_s^2) \cdot \operatorname{tg} \beta [m^2] \quad [2.14]$$

$$b_1 = b \cdot \cos \beta + l_s \cdot (1 - \cos \beta) [m] \quad [2.15]$$

kde l_s – délka středního válečku [m].

Je-li dopravována hmota podávaná na skloněnou část pásu, nutno S násobit korekčním součinitelem:

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad [2.16]$$

$$k_1 = \left(\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d} \right)^{0,5} \quad [2.17]$$

4) Provede se porovnání S a S_p

$S \geq S_p$ - pokračuje se ve výpočtu

$S < S_p$ - nutno upravit v , B , β

$S \gg S_p$ - vhodné upravit v , B

5) Obvodová síla na poháněcím bubnu F [N]

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [2.18]$$

F_1 - síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku [N] (hlavní odpory dopravníku) – funkcí L

F_2 - síla potřebná k překonání dopravní výšky [N]

F_p - přídatné a vedlejší odpory dopravníku (vázaný na konkrétní odpor) [N]

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot \left[(2 \cdot m_p + q) \cdot \cos(\varepsilon) + m_v \right] \quad [2.19]$$

w – měrný pohybový odpor dopravníku [-]

g – tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

ε - úhel sklonu dopravníku [$^\circ$]

L – délka dopravníku [m]

m_p – měrná hmotnost dopravního pásu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]
 q – měrná hmotnost dopravovaného materiálu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]
 m_v – měrná hmotnost rotujících částí válečků [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]

w

pro delší dopravníky $L \geq 80\text{m}$ $w = C \cdot f$ [2.20]

pro kratší dopravníky $w = f + \text{vedlejší odpory}$ [2.21]

C – součinitel vedlejšího odporu $C = \frac{L + L_0}{L} \geq 1,02$ [2.22]

L_0 - přídatná délka dopravníku $\in \langle 70;100 \rangle$ [m]

f – globální součinitel tření

základní hodnota $f = 0,02 \langle 0,016;0,03 \rangle$

pro úpadní dopravníky se doporučuje 0,012

$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v}$ [2.23]

$m_v = \frac{n_{vh} \cdot m_{vh}}{t_1} + \frac{n_{vd} \cdot m_{vd}}{t_2}$ [2.24]

n_{vh} – počet válečků horní větve [ks]

m_{vh} – hmotnost rotujících částí 1 válečku horní větve [kg]

t_1 – rozteč podpěr horní větve [m]

n_{vd} – počet válečků spodní větve [ks]

m_{vd} – hmotnost rotujících částí 1 válečku spodní větve [kg]

t_2 – rozteč podpěr spodní větve [m]

$F_2 = \pm q \cdot H \cdot g$ [2.25]

$F_p = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B + n_c \cdot F_c + F_{BV} + F_S + F_{Sv} + F_{TM}$ [2.26]

vedlejší odpory přídatné odpory podavač
(musí být na dopravníku) (nemusí být na dopravníku)

F_{N1} - odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování [N]

F_{N2} – odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování [N]

n_B - počet nepoháněných bubnů

F_B – odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu [N]

n_c – počet čističů pásu

F_c – odpor čističe pásu [N]

F_{Dv} - odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením [N]

F_S – odpor shrnovače materiálu [N]

F_{Sv} – odpor shazovacího vozu [N]

$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0)$ [2.27]

$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot g \cdot l_N}{\rho_s \cdot b_1^2}$ [2.28]

$l_{\min} = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B}$ [2.29]

μ_B – součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením $\in \langle 0,5;0,7 \rangle$

l_N – délka násypky [m]

b_1 – světlá šířka bočního vedení [m]

$$F_B = 500 \text{ až } 1500 \text{ [N]} \quad [2.30]$$

$$F_c = (200 \text{ až } 400) \cdot B \text{ [N]} \quad [2.31]$$

$$F_{Bv} - \text{dtto } F_{N2} - l_N = l_{Bv} - \text{délka bočního vedení [m]} \quad [2.31]$$

$$F_s = 1500 \cdot B \text{ [N]} \quad [2.32]$$

$$F_{sv} = q \cdot H_1 \cdot g + (1500 \text{ až } 2000) \cdot B \text{ [N]} \quad [2.33]$$

H_1 – převýšení shazovacího vozu [m]

v_0 – složka rychlosti dopravovaného materiálu ve směru pohybu pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Odpor z trhání materiálu (pod zásobníkem)

$$F_{TM} = (F'_e \cdot f + \tau_0 \cdot S'_e) \cdot c \quad [2.34]$$

$$F'_e = \frac{\gamma_s \cdot R_e}{f \cdot k} \cdot k_d \cdot k_0 \cdot S'_e - \text{efektivní Jansenová síla} \quad [2.35]$$

f – součinitel úhlu vnitřního tření [-]

c – opravný součinitel zahrnující vliv pohybu zrn $\in \langle 0,65; 0,90 \rangle$ [-]

k_0 – koeficient závěsu

k_d – dynamický součinitel

$$R_e = \frac{S'_e}{2 \cdot a \cdot (a - h)}, \quad S'_e = a \cdot (a - h) \quad [2.36]$$

S'_e - efektivní plocha [m^2]

τ_0 – počáteční soudržné napětí [Pa]

a – hrana čtvercového výsypného otvoru [m]

h – výška materiálu na páse [m]

6) Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku P [kW]

$$\text{pro } F > 0 \quad P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [2.37]$$

$$\text{pro } F < 0 \quad P = F \cdot v \cdot \eta_{\max} \cdot 10^{-3} \quad [2.38]$$

η – účinnost poháněcí stanice $\in \langle 0,85; 0,95 \rangle$

η_{\max} – maximální účinnost poháněcí stanice $\in \langle 0,95; 1,0 \rangle$

7) Určení příkonu 1 elektromotoru P_M [kW]

$$P_M \geq \frac{P}{n_e} \quad [2.39]$$

n_e – počet použitých elektromotorů

8) Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} < M_M \quad [2.40]$$

M_{SM} – statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru

M_M - moment elektromotoru

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} \quad [2.41]$$

D_b – průměr bubnu [m]

i_p – převodový poměr převodovky [-]

$$i_p = \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D_B \quad [2.42]$$

n_M – otáčky motoru [s^{-1}]

$t_r \in \langle 5; 15 \rangle$ [s]

9) Kontrola brzd

M_{B1} – brzdňný moment potřebný k zastavení dopravníku

M_{B2} – brzdňný moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_p} \right] \cdot k_B \text{ [N.m]} \quad [2.43]$$

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_p) \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_p} \right] \cdot k_B \text{ [N.m]} \quad [2.44]$$

M_{DM} – dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku, redukováný na hřídel motoru [Nm]

$$M_{DM} = \left[(q + 2 \cdot m_p + m_v) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D_b} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_p + J_s + J_M)}{D_b \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v}{t_b} \quad [2.45]$$

n_B – počet brzd

k_B - součinitel bezpečnosti brzd $\in \langle 1,3; 2,1 \rangle$

t_b – doba brzdění dopravníku [s]

$\sum J_b$ - moment setrvačnosti všech bubnů dopravníku [$kg \cdot m^2$]

J_p, J_s, J_M – moment setrvačnosti převodovky, spojky, motoru [$kg \cdot m^2$]

$$M_{B1} \text{ i } M_{B2} \leq M_B \quad [2.46]$$

M_B – moment použité brzdy [N.m]

10) Tahy v dopravním pásu F_0, F_n [N]

$$F_0 = F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad [2.47]$$

pro dvoububnový pohon $\mu_1 \cdot \alpha_{1G} + \mu_2 \cdot \alpha_{2G}$ [2.48]

$$F_n = F_0 + F \quad [2.49]$$

pro $F < 0 \rightarrow F_n \geq F_{\max} \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1}$ [2.50]

11) Velikost napínací síly F_Z [N]

při dopravě směrem k pohonu

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_0 - \sin \varepsilon \cdot m_p \cdot g \cdot H) \cdot L \quad [2.51]$$

při dopravě směrem od pohonu

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_n + \sin \varepsilon \cdot m_p \cdot g \cdot H) \cdot L \quad [2.52]$$

12) Skutečné tahy v dopravním pásu F_{0s}, F_{ns} [N]

$$F_{0s} = \frac{1}{2} \cdot F_Z \pm m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon \quad [2.53]$$

$$F_{ns} = \frac{1}{2} \cdot F_Z + F \pm m_p \cdot g \cdot L \cdot \sin \varepsilon \quad [2.54]$$

kde horní znaménko platí pro dopravu směrem k pohonu, spodní pro dopravu směrem od pohonu

13) Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{ns} + F_{os}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} \quad [\text{MPa}] \quad [2.55]$$

$$p_{dov} = 0,15 \text{ MPa}$$

14) Kontrola dopravního pásu

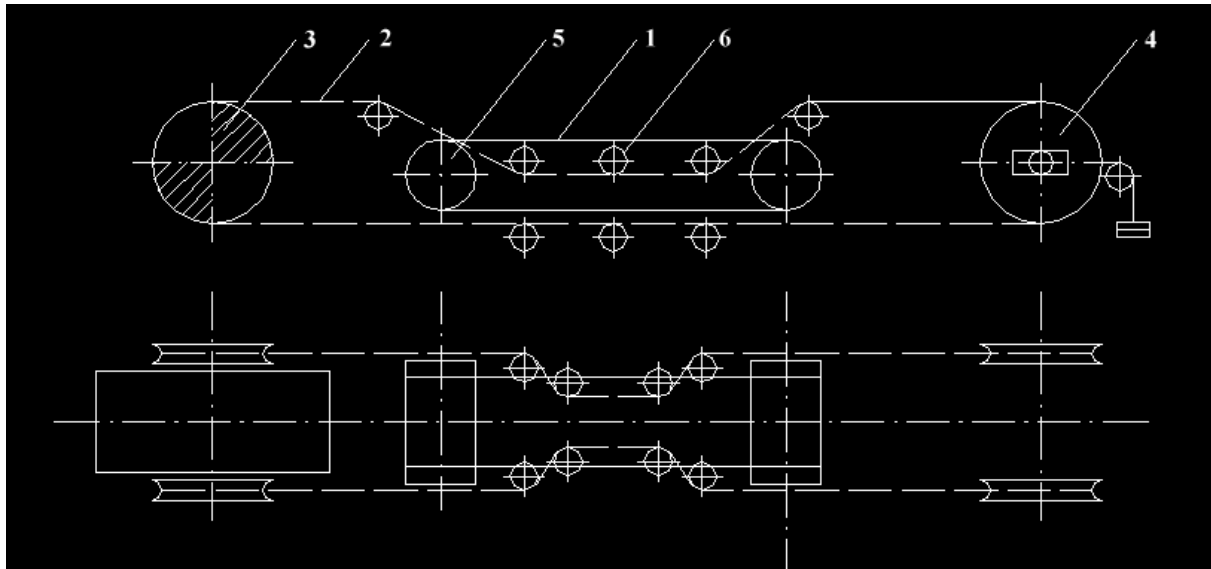
$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{\max} \text{ tj. } F_{ns} \text{ nebo } F_{os} \quad [2.56]$$

kde σ_{dov} – dovolené namáhání dopravního pásu v tahu [N.m^{-1}]

3. Lanopásové dopravníky

Lanopásový dopravník je dopravník, jehož nosným prvkem je speciální dopravní pás, podepíraný v nosné i vratné větvi dvěma nekonečnými tažnými lany.

Mechanická vazba mezi dopravním pásem a dvojicí lan je vytvořena třením. Princip dopravníku je patrný z obr.3.1.



1- dopravní pás, 2 – tažné lano, 3 – poháněcí stanice, 4 – vratná stanice, 5 – výsypný buben, 6 - trať

Obr.3.1. Princip lanopásového dopravníku

Lanopásový dopravník je vhodný pro vodorovnou a úklonnou přímočarou kapacitní dálkovou dopravu sypkých materiálů, např. uhlí. Jeho výhodou oproti pásovému dopravníku jsou menší pohybové odpory a pevnější tažné prvky. Nevýhodou je složitost konstrukce a z toho vyplývající větší investiční náklady.

Aby nedošlo k prokluzu mezi dopravním pásem a lany, musí být dodržena podmínka

$$\mu_d > w + tg\varepsilon + \frac{a}{g \cdot \cos \varepsilon} \quad [3.1]$$

kde

μ_d - součinitel tření mezi pásem a lany [-]

w - měrný pohybový odpor dopravníku [-]

ε - úhel sklonu dopravníku [deg]

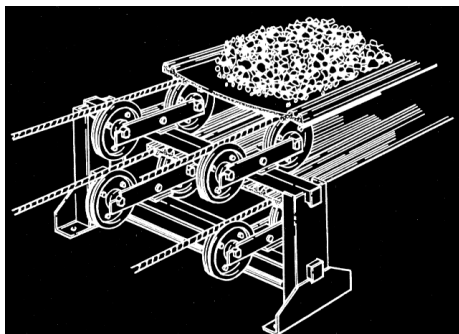
a - zrychlení, se kterým se dopravník rozjíždí [$m \cdot s^{-2}$]

3.1 Hlavní části lanopásového dopravníku

Poháněcí stanice má dva třecí kotouče se širokou drážkou, poháněné přes mechanickou převodovku s diferenciálem a rozběhovou (hydraulickou spojku) asynchronním motorem s kotvou kroužkovou nebo s kotvou nakrátko.

Vratná stanice slouží zároveň i jako napínací. Napínání obou lan i dopravního pásu je samostatné. Dopravní pás nepřenáší tahové síly, takže napínání slouží jen k zamezení nadměrného průhybu pásu. Lana jsou napínána závažím, každá lanovnice je umístěna na vozíku, pojízdném po kolejové trati.

Trat' (obr.3.2) je tvořena podpěrami o rozteči 8 m, do kterých je vetknuta pevná osa, na které se na kuličkových ložiskách otáčí nosné kladky průměru \varnothing 250 až 350 mm. Kladky spodní větve jsou umístěny na dvojnásobné rozteči.



Obr.3.2. Trat' lanopásového dopravníku

Tažný prvek tvoří dvojice lan souběžné konstrukce Seal dle ČSN 024342, průměru \varnothing 25 až 50 mm. Lana se kontrolují na statický tah při zachování desetinásobné bezpečnosti.

Nosným prvkem je jednovložkový dopravní pás s příčně vloženými prvky z pérové oceli. Ty zajišťují průhyb pásu dle množství dopravovaného materiálu a jeho návrat do původní ploché polohy při prázdném dopravníku. Maximální šířka dopravního pásu je 1250 mm. Jeho spojování se provádí mechanickými spojkami, se kterými se již dodává, anebo vulkanizací. Pro zvětšení součinitele tření s lanem má dopravní pás po obou stranách klínové drážky.

3.2 Základy výpočtu lanopásového dopravníku

Lanopásový dopravník je možno počítat dle obdobného algoritmu jako dopravník pásový. Pro zjednodušený výpočet je možno využít normy DIN 22101.

Kontrola šířky dopravního pásu

$$S = 0,16.B^2.tg\psi_d.k_1 \geq S_p = \frac{Q}{3,6.v.\rho_s.k_\varphi} \text{ [m}^2\text{]} \quad [3.2]$$

kde k_1 – součinitel příčného průhybu pásu $\in \langle 1,25; 2,0 \rangle$ [-]

ostatní parametry viz. výpočet pásového dopravníku

Potřebný provozní výkon motoru

$$P = \frac{C.f.L}{367.\eta} . (3,6.m.v + Q) \pm \frac{Q.H}{367.\eta} + P_u \text{ [kW]} \quad [3.3]$$

kde

C - součinitel vedlejších odporů, závislý na délce dopravníku, viz. tab. 3.1 [-]

f - pohybový odpor zatížení kladky na napjatém laně, doporučuje se $f = 0,0067$ [-]

m - měrná hmotnost tažných, rotujících a nosných prvků dopravníku [kg.m^{-1}]

P_u - výkon potřebný k urychlení hlavních hmot dopravníku [kW]

$$P_u = \frac{v^2.(m + q).L}{10^3.t_r.\eta} \text{ [kW]} \quad [3.4]$$

kde

t_r - doba rozběhu dopravníku [s]

ostatní parametry viz výpočet pásového dopravníku

Tab. 3.1 Závislost součinitele vedlejších odporů C na délce dopravníku L

| Délka dopravní L [km] | 1 | 2 | 3 | 4 |
|------------------------------------|------|------|------|------|
| Součinitel vedlejších odporů C [-] | 1,20 | 1,15 | 1,10 | 1,10 |

4. Korečkové elevátory

Korečkový elevátor je dopravník pro svislou nebo šikmou dopravu, jehož unášecím (tažným) prvkem je nekonečný dopravní pás, řetěz nebo dvojice řetězu a nosným prvkem korečky, mechanicky s unášecím prvkem spojené.

Je určen pro svislou a úklonnou dopravu jemnozrných a drobně kusovitých materiálů (cement, vápenec, písek, štěrka a pod.) zrnitostí 0 až 60 mm, s maximem zrn pod 10 mm, malé vlhkosti, při teplotách -20° až $+130^{\circ}\text{C}$. Maximální dopravní výška je 40 m, u řetězových dopravníků až 90 m. Dopravní výkon je běžně 50 až $150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, u kapacitních může být $500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ i více.

V posledním období se tento dopravník stále více používá i v potravinářském a chemickém průmyslu i jako dopravník pro mezioperační manipulaci.

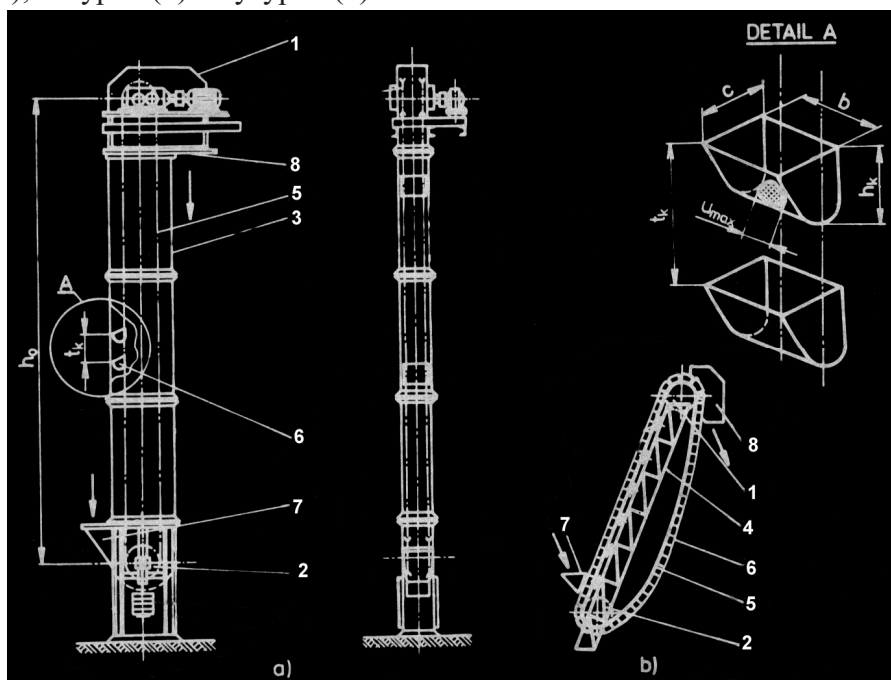
Výhodou dopravníku je nízká spotřeba energie (vyvážení obou větví), malý vestavěný prostor, relativně vysoký dopravní výkon, spolehlivý provoz, u řetězových provoz v horkém prostředí. Částečnou nevýhodou může být omezena dopravní výška a prašnost při dopravě některých materiálů.

Rozdělení korečkových elevátorů:

- svislé gravitační
odstředivé
- šikmé gravitační
odstředivé
- lomené

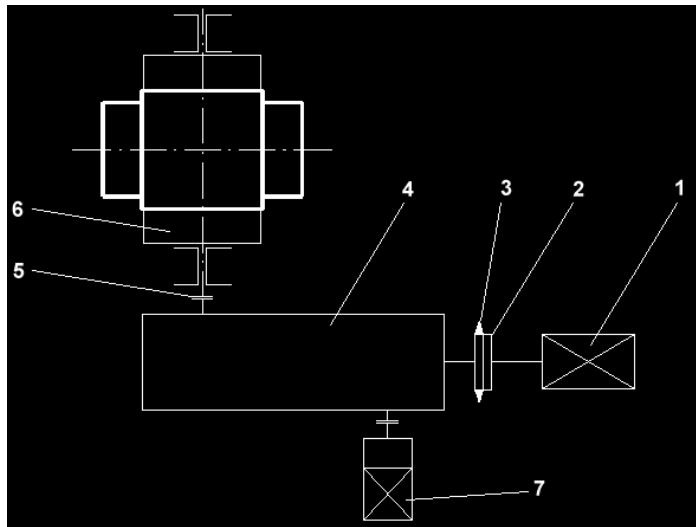
4.1 Hlavní části korečkových elevátorů

Hlavní části korečkového elevátoru (obr.4.1) tvoří poháněcí stanice (1), vratná stanice s napínáním (2), šachta (u šikmých dopravníků nosná konstrukce) (3), tažný prvek (5), korečky (6), násypka (7) a výsypka (8).



Obr.4.1 Hlavní části korečkového elevátoru

Poháněcí stanice je umístěna v hlavě elevátoru. Na obr.4.2 je znázorněna pro pásový tažný prvek. Pro menší výkony (do cca 12kW) se používá převodových motorů. Pro větší výkony asynchronních motorů s kotvou nakrátko s neregulační hydrodynamickou spojkou anebo alespoň s pružnou spojkou.



- 1 – elektromotor
- 2 - pružná (rozběhová) spojka
- 3 – brzda
- 4 – převodovka
- 5 – pevná spojka
- 6 – hnací buben
- 7 – pohon pro revizní jízdu

Obr.4.2 Schéma poháněcí stanice korečkového elevátoru

Převodovka je mechanická jednorychlostní kuželočelní. Na prvním hřídeli převodovky je malý pomocný motor dimenzovaný pouze na překonání odporů prázdného dopravníku. Slouží pro jeho pomalý chod při opravách, revizích a pod.

Poháněcí stanice musí být vybavena brzdou pro udržení tažného prvku v klidu. Potřebný moment brzdy se určí ze vztahu

$$M_B = \Delta F \cdot 0,5 \cdot D_b \cdot \eta_{\max} \cdot \frac{1}{i_p} \cdot \frac{k_B}{n_B} \quad [\text{N.m}] \quad [4.1]$$

$$\Delta F = \frac{H}{t_k} \cdot V_k \cdot \rho_v \cdot g \cdot k_\varphi \quad [\text{N}] \quad [4.2]$$

kde

ΔF - statická převaha plné větve elevátoru [N]

D_b - průměr bubnu (řetězového kola) [m]

η_{\max} - maximální účinnost poháněcí stanice $\in \langle 0,95; 1,0 \rangle$ [-]

i_p - převodový poměr [-]

k_B - bezpečnost brzdy $\in \langle 1,5; 2,2 \rangle$ [-]

n_B - počet brzd [ks]

H - dopravní výška [m]

t_k - rozteč korečků [m]

V_k - vodní objem korečků [m³]

ρ_v - objemová hmotnost dopravovaného materiálu [kg.m⁻³]

k_φ - součinitel plnění korečků [-]

Hnací bubny bývají průměru \varnothing 0,4 až 1,25 m s maximální obvodovou rychlostí 3,5 m.s⁻¹, řetězová kola průměru 0,2 až 0,71 m s maximální obvodovou rychlostí 1,6 m.s⁻¹.

Vratná a napínací stanice je vybavena stejným bubnem nebo řetězovým kolem, jako poháněcí stanice. Předpětí vychází u pásového tažného prvku z Eulerova vztahu (viz [1]) pro minimální odbíhající sílu

$$F_0 \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \pi} - 1} \quad [\text{N}] \quad [4.3]$$

kde

k_s - statická bezpečnost proti prokluzu [-]

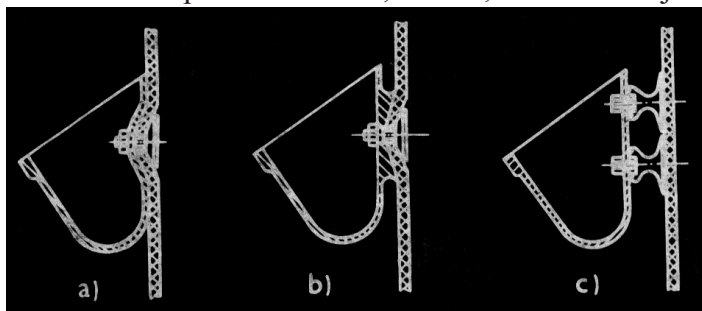
F - přenášená obvodová síla [N]

μ - součinitel tření mezi bubnem a pásem [-]

Často stačí k vyvození potřebné odbíhající síly vlastní tíha dopravního pásu s korečky. Pokud ne, je možno tažný prvek napínat pomocí šroubů nebo závaží.

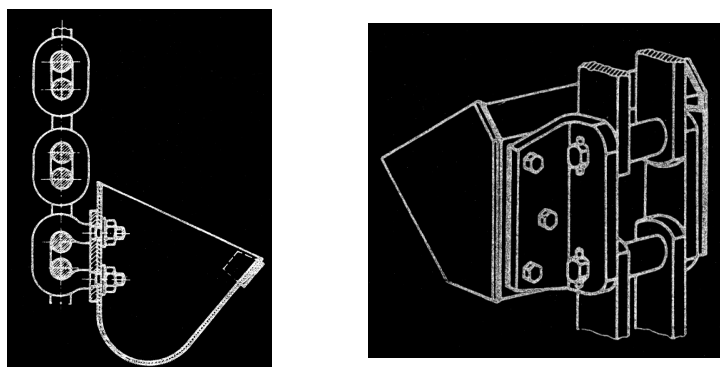
Elevátor může být otevřený (obr.4.1,b) nebo uzavřený (obr.4.1,a). V prvním případě tvoří **nosnou konstrukci** elevátoru zpravidla příhradová ocelová konstrukce. Ve druhém případě tvoří nosnou konstrukci tzv. **šachta**. Ta buď stojí a je zakotvena na konstrukci vratné stanice anebo je zavěšena na konstrukci poháněcí stanice.

Tažný prvek elevátoru tvoří buď nekonečný pás nebo řetěz. Dopravní pásy jsou stejného provedení jako u pásových dopravníků a používá se pásů gumových i PVC. Gumové pásy jsou vhodné pro teploty do 80°C, PVC do 130°C. Korečky se k pásu upevní šrouby se zvětšenou kuželovou hlavou (obr.4.3), přičemž zadní strana koreček je buď prolisována nebo jinak vhodně upravena. Šířka pásu se volí o 0,03 až 0,1 m širší než je šířka korečku.



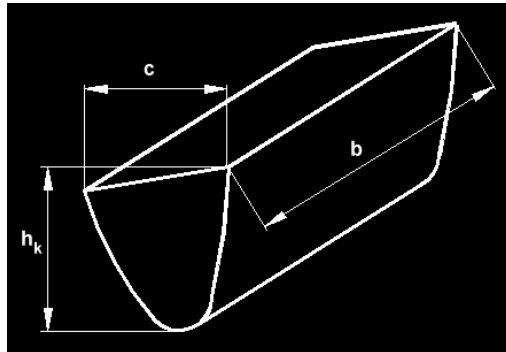
Obr.4.3 Upevnění korečku šrouby k dopravnímu pásu

Řetězu jako tažného prvku se použije v horkých provozech, pro dopravu do větších výšek a při dopravě abrazivního materiálu. Používají se řetězy článkové tepelně zpracované pro zvýšenou odolnost proti otěru nebo řetězy vysokopevnostní dle ČSN ISO 61079. Rovněž se používají i řetězy sponové dle ČSN 26 0401. Vzhledem k dynamickému zatížení řetězů (polygonový efekt) je účelné používat řetězy s menší roztečí. Připojení koreček k článkovým řetězům je oboustranné, u sponových řetězů centrální (viz obr.4.4).



Obr.4.4 Upevnění korečku k řetězům

Korečky jsou vyrobeny s plechu tloušťky 1 až 8 mm lisováním a svařováním. Jejich tvar a rozměry upravují ČSN 26 0010 až 14 nebo DIN 15231 až 15. Nejběžnější je tvar dle obrázku 4.5. Zejména v potravinářském a chemickém průmyslu se používají korečky z umělých hmot jako nylon, uretan, HD polyetylen a pod.



Obr.4.5 Provedení korečku

Velikost korečku je charakterizována tzv. vodním obsahem V_k [dm^3]. Ten může být 150 dm^3 i větší, s maximální šířkou b až $1,3 \text{ m}$. Pro ostatní rozměry platí tato konstrukční doporučení

$$c > 2 \text{ až } 2,5 \cdot d_{\max} \quad \text{pro } 10 \text{ až } 25 \% \text{ podíl } d_{\max} \text{ [m]} \quad [4.4]$$

$$c > 4 \text{ až } 5 \cdot d_{\max} \quad \text{pro } 50 \text{ až } 100 \% \text{ podíl } d_{\max} \text{ [m]} \quad [4.5]$$

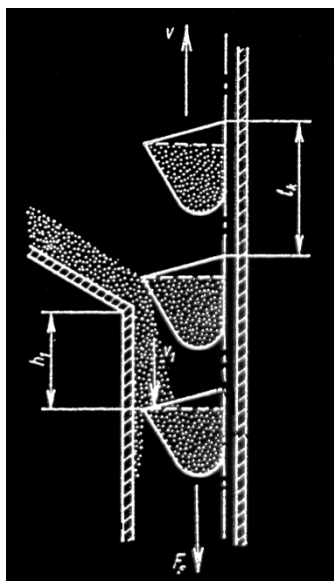
$$t_k = 2,2 \text{ až } 3,0 \cdot h_k \quad \text{[m]} \quad [4.6]$$

kde

d_{\max} – maximální kusovitost dopravovaného materiálu [m]

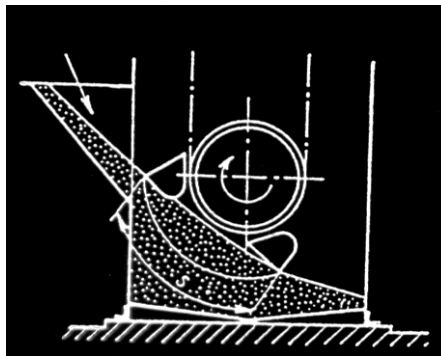
t_k – rozteč korečků [m]

Násypka slouží k přivádění materiálu do korečků. Důležité je rovnoměrné plnění korečků bez jejich přeplňování. Korečky se mohou plnit nasypáváním, hrabáním anebo kombinovaným způsobem. Násypný způsob (obr.4.6a) s přívodem materiálu přímo do korečků je nejvhodnější jak z hlediska energetického, tak z hlediska opotřebení korečků.



Obr.4.6,a Násypný způsob plnění korečku

Hrabací způsob plnění korečků je znázorněn na obr.4.6b. Spočívá v nabírání dopravovaného materiálu korečky v patě elevátoru a je vhodný jen pro neabrazivní a lehké materiály.



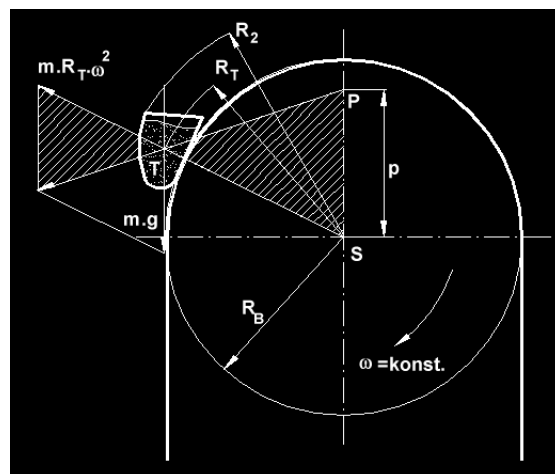
Obr.4.6,b Hrabací způsob plnění korečku

Kombinovaný způsob plnění nastává při nedokonalém násypném způsobu, kdy část materiálu propadá kolem korečků na dně šachty a je zde korečky nabírána.

Výsyпка je umístěna v hlavě elevátoru a slouží k odvádění materiálu z korečků. Vyprazdňování korečků může být gravitační, odstředivé, smíšené nebo nucené. Při gravitačním vyprazdňování se materiál odvádí přes vnitřní hranu korečku působením tíhové síly. Při odstředivém vyprazdňování se materiál odvádí přes vnější hranu korečku působením odstředivé síly. Smíšené vyprazdňování je kombinací obou. Z hlediska dopravního výkonu je nejvýhodnější.

Na způsob vyprazdňování lze soudit dle polohy tzv. pólu vyprazdňování P (obr.4.7). Jeho poloha je dána průsečíkem prodloužené výslednice gravitační a odstředivé síly působící na materiál v korečku a svislice, procházející středem bubnu (řetězového kola). Pólová vzdálenost je vzdálenost pólu od tohoto středu.

Pro gravitační vyprazdňování platí, že $p > R_2$, pro odstředivé vyprazdňování $p < R_b$. Pro smíšené vyprazdňování platí $R_b \leq p \leq R_2$.



Obr.4.7 Silové poměry v hlavě elevátoru

Z podobnosti šrafovaných trojúhelníků se dá určit vzdálenost pólu p

$$\frac{p}{R_T} = \frac{m \cdot g}{m \cdot R_T \cdot \omega^2}$$

[4.7]

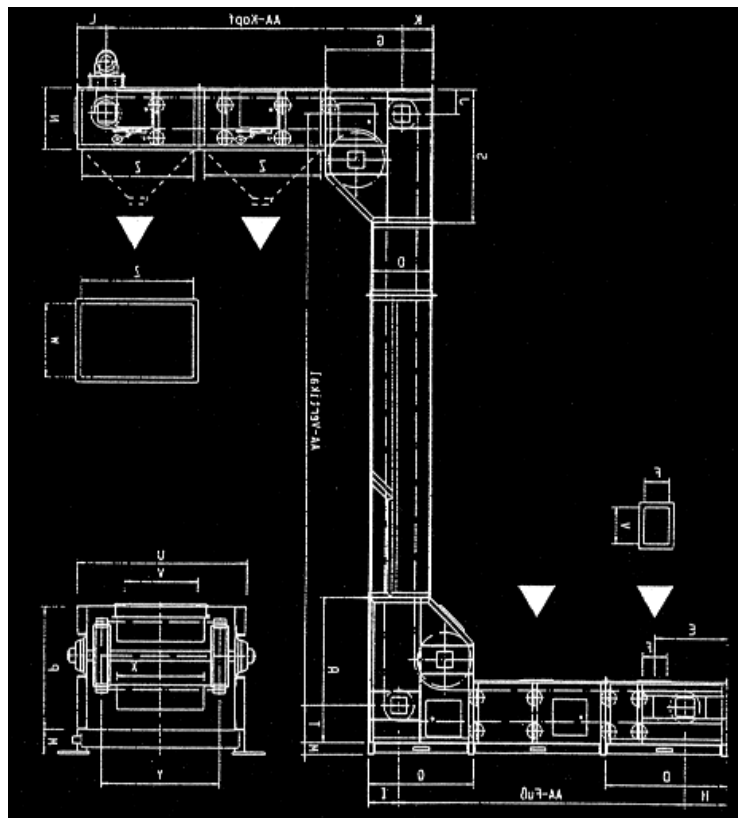
a po úpravě

$$p = \frac{g}{\omega^2} \text{ [m]} \quad [4.8]$$

Ze vztahu [4.5] se dá např. pro $p = R_T$ určit úhlová rychlost hnacího bubnu (řetězového kola), při které dojde ke smíšenému vyprazdňování.

$$\omega_{sm} = \left(\frac{g}{R_T} \right)^{0,5} \text{ [s}^{-1}\text{]} \quad [4.9]$$

Nucené vyprazdňování je většinou spojeno s lomenými elevátory (obr.4.8) a spočívá v odvádění dopravovaného materiálu nuceným překlopením korečku.



Obr.4.8 Lomený elevátor

4.2 Základy výpočtu korečkových elevátorů

Dáno:

dopravní výška H [m]

dpravované množství Q [t.h⁻¹]

objemová hmotnost materiálu ρ_v [kg.m⁻³]

Algoritmus výpočtu

1. Volba rychlosti v [m.s⁻¹]

dle druhu dopravovaného materiálu, viz např. [2] běžný rozsah $\in \langle 0,8; 3,5 \rangle$, řetězové dopravníky max. 1,6 m.s⁻¹.

2. Určení náhradního potřebného průřezu Sp [m²]

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\phi} [\text{m}^2] \quad [4.10]$$

kde

k_ϕ - součinitel plnění korečků [-]

3. *Určení objemu V_k [m^3] a roztečí t_k [m] korečků*

$$\frac{V_k}{t_k} \geq S_p [\text{m}^2] \quad [4.11]$$

4. *Určení velikosti obvodové síly F [N]*

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad [4.12]$$

kde

F_1 - síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku [N]

F_2 - síla potřebná k překonání dopravní výšky [N]

F_p - síla potřebná k překonání odporu při plnění korečků [N]

Síla F_1 je pro svislé dopravníky téměř zanedbatelná. Doporučuje se ale o 10% zvýšit vypočtenou sílu F_2 . Pro šikmé elevátory se odpor vypočte jako u pásových dopravníků s dosazením za měrný odpor od 0,25 pro menší rychlosti až po 0,4 pro větší rychlosti.

$$F_2 = q \cdot H \cdot g = \frac{V_k}{t_k} \cdot k_\phi \cdot \rho_v \cdot g \cdot H [\text{N}] \quad [4.13]$$

$$F_p = V_k \cdot k_\phi \cdot \rho_v \cdot (v + v_1) \cdot \frac{v}{t_k} \text{ pro násypné plnění [N]} \quad [4.14]$$

$$F_p = A_h \cdot \frac{V_k \cdot k_\phi \cdot \rho_v \cdot n_k}{s} \text{ pro plnění hrabáním [N]} \quad [4.15]$$

kde

$$v_1 - \text{dopadová rychlost materiálu} = (2 \cdot g \cdot h_1)^{0,5} [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [4.16]$$

h_1 - pádová výška materiálu [m]

A_h - měrná hrabací práce dle [2] viz. obr. 4.9 [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

n_k - počet současně hrabajících korečků [ks]

s - dráha hrabání [m]

5. *Potřebný provozní výkon pohonu P [kW]*

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} [\text{kW}] \quad [4.17]$$

kde

η - účinnost poháněcí stanice $\in \langle 0,85; 0,95 \rangle$

6. *Určení napínací síly F_z [N] (pro pásový tažný prvek)*

$$F_0 \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \pi}} = 0,5 \cdot F_z + \left(m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H$$

$$F_z \geq 2 \left[\frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \pi} - 1} - \left(m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \right] [\text{N}] \quad [4.18]$$

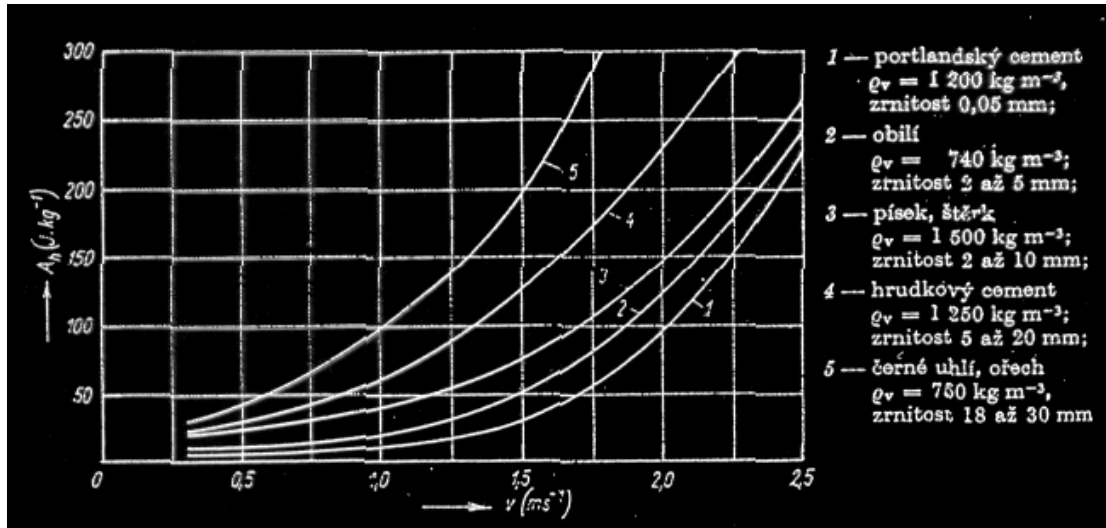
kde

k_s - statická bezpečnost proti prokluzu (viz [1])

m_p - měrná hmotnost pásu [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}$]
 m_k - hmotnost prázdného korečku [kg]

7. Určení maximální tahové síly v tažném prvku

$$T_{\max} = 0,5 \cdot F_z + F + \left(m_p + \frac{m_k}{t_k} \right) \cdot g \cdot H \quad [\text{N}] \quad [4.19]$$



Obr.4.9 Měrná hrabací práce [2]

5. Řetězové dopravníky

Řetězové dopravníky jsou dopravníky, jejichž unášecím nebo tažným prostředkem je jeden nebo dvojice nekonečných řetězů.

V běžné praxi se setkáváme se třemi typy těchto dopravníků:

- dopravníky článkové
- dopravníky redlerové
- dopravníky hřeblové
- dopravníky podvěsné

5.1 Článkové dopravníky

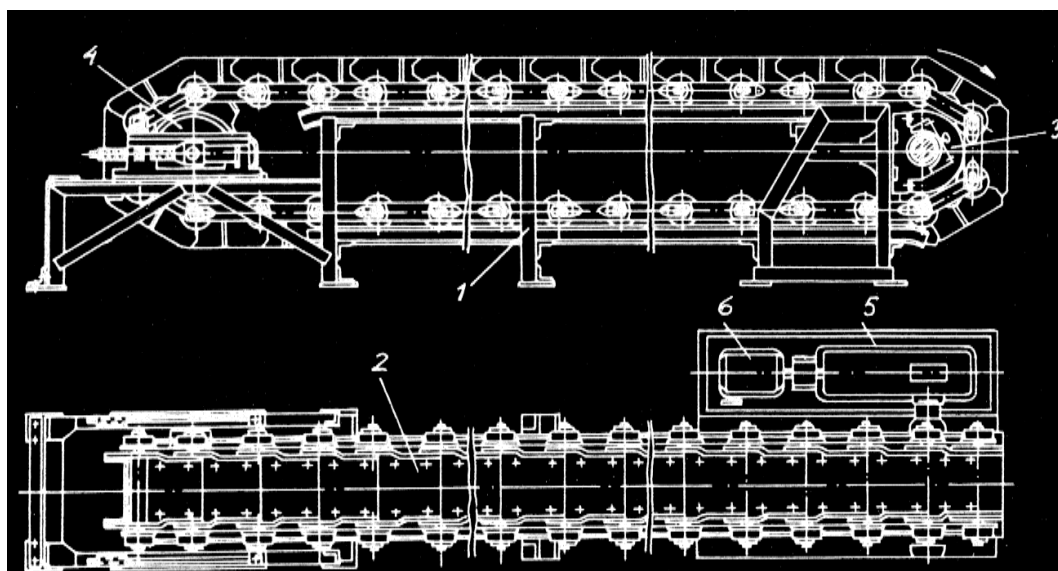
Článkový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je článkové dopravní pásmo a tažným prvkem jeden až dva nekonečné řetězy. Řetěz(y) spolu s články vytváří plastický pás dopravníku, který je velmi ohebný, schopný procházet svislé, ale i vodorovné oblouky.

Článkový dopravník je vhodný pro dopravu sypkých abrazivních materiálů o poměrně vysokých teplotách (standardně do 200°C, ale s články ze žáruvzdorných ocelí se používají i pro dopravu popela pod elektrárenskými kotli) i pro dopravu kusových materiálů (bedny, sudy, odlitky, výkovky apod.). Je vhodný pro dopravu vodorovnou i úklonnou do maximálního výkonu $\pm 20^\circ$, pro přímý směr i do oblouku ($R \geq 10\text{m}$) pro menší a střední dopravovaná množství, obvykle do délky 100 m. Maximální rychlost dopravy je cca $1,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Výhodou těchto dopravníků je možnost dopravy horkých a abrazivních materiálů a doprava do oblouku, nevýhodou velká „mrtvá hmotnost“ pohybujících se částí a velká energetická náročnost.

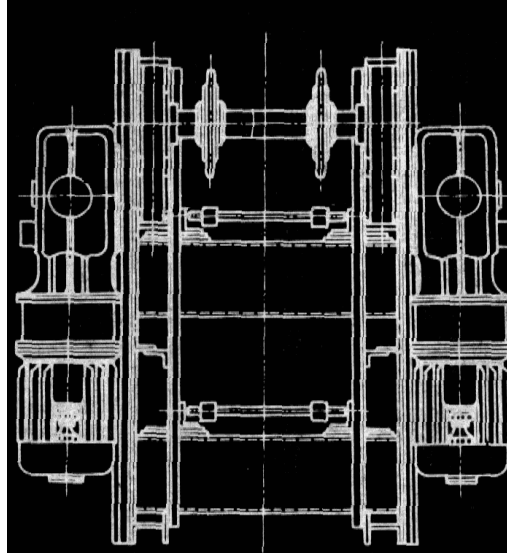
5.1.1 Hlavní části článkových dopravníků

Hlavní části článkových dopravníků (obr.5.1) tvoří poháněcí stanice (3), vratná stanice (4) s napínáním, nosná konstrukce s vedením (1) a článkový pás s tažnými řetězy (2).



Obr.5.1 Hlavní části článkového dopravníku

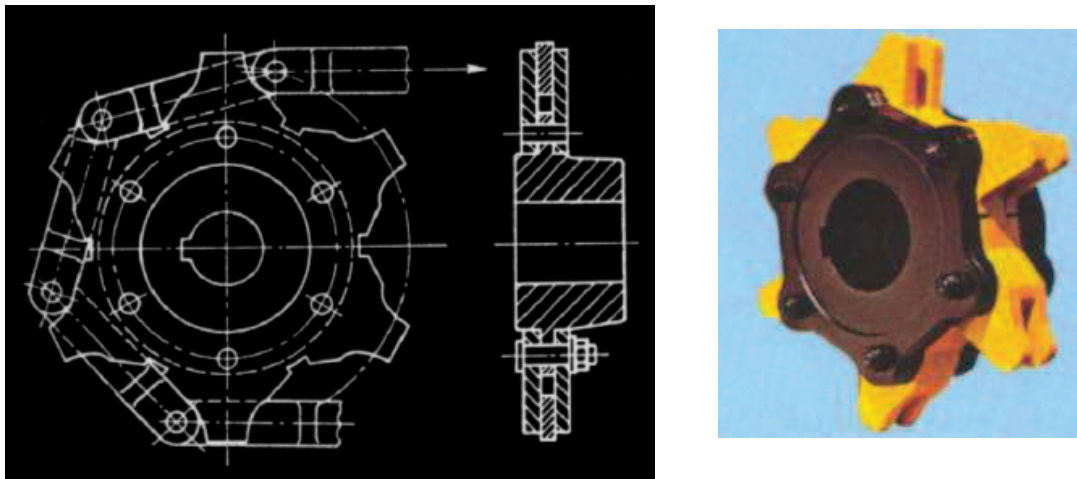
Poháněcí stanice (obr.5.2) je koncepčně obdobná jako u všech předchozích typů dopravníků s tím, že hnací bubnen je nahrazen řetězovým bubnem, tj. bubnem s řetězovým kolem nebo řetězovými koly. Pohon řetězového bubnu je buď jednostranný nebo oboustranný. Většinou čtyřpólový asynchronní motor s kotvou nakrátko pohání řetězový bubnen přes pružnou spojku, jednorychlostní mechanickou převodovku a pevnou spojku.



Obr.5.2 Poháněcí stanice člankového dopravníku

Tvar řetězového kola je závislý od typu použitého řetězu. Pro sponové dopravní řetězy je konstrukce a výpočet příslušného řetězového kola dána ČSN 26 0491 (obr.5.3,a).

Tvar řetězového kola pro člankové řetězy kalibrované viz. obr.5.3b. Průměr roztečné kružnice řetězového kola se určí ze vztahu



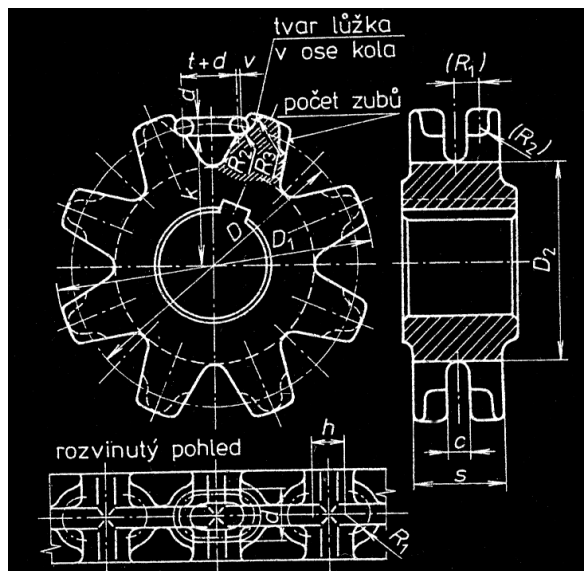
Obr.5.3,a Tvar řetězového kola pro sponové řetězy

$$D_r = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad [5.1]$$

kde

t - rozteč řetězu [m]

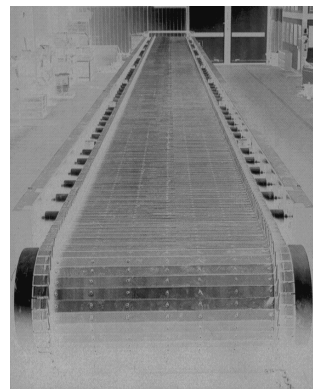
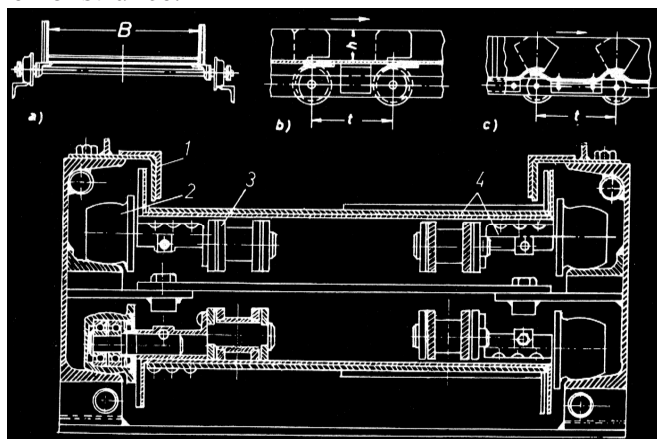
z - počet zubů řetězového kola [ks]



Obr.5.3,b Tvar řetězového kola pro článkové řetězy

Vratnou stanicí tvoří v podstatě řetězový buben uložený v ložiskách v posuvných domcích. Napínací síla se vyvozuje dvojicí stavěcích šroubů. Minimální zdvih napínacího zařízení by měl být $\Delta l = 2 \cdot t$

Nosná konstrukce článkového dopravníku je poměrně robustní a je závislá hlavně od způsobu vedení článkového pásu (valivé nebo kluzné vedení), od počtu a typu tažného řetězu a od tvaru dopravní trasy (přímá nebo zakřivená). Na obr.5.4 jsou dva příklady provedení nosné konstrukce.



Obr.5.4 Nosná konstrukce článkového dopravníku

Článkový pás se skládá z jednotlivých článků, podpěrných kladek a tažných řetězů. Tvar článků a jejich provedení závisí hlavně od druhu dopravovaného materiálu. Většinou jsou články lisovány z plechu tloušťky 3 až 4 mm. Pro dopravu kusového materiálu se používá plochých článků (obr.5.5,a), jejichž šířka by měla o 80 až 100 mm převyšovat maximální příčný rozměr dopravovaných kusů.

Rovněž pro dopravu sypkých materiálů se používá plochých článků šířky až 2000 mm, ale běžně se dává přednost tvarovaným článkům (obr.5.5,b). Výška článků bývá 0,1 až 0,5 násobkem jejich šířky.

Podpěření a vedení článkového pásu je buď kluzné nebo valivé. Zachycuje tíhové síly od článkového pásu a dopravovaného materiálu. Tyto síly bývají velké a mají značný vliv na

pohybové odpory dopravníku a proto se kluzné vedení doporučuje jen u krátkých, málokapacitních dopravníků.

Tažným prvkem je jeden nebo dvojice nekonečných řetězů buď sponových dle ČSN 26 0401 nebo článkových dle ČSN ISO 61079.

5.1.2 Základy výpočtu článkových dopravníků

Dáno:

| | |
|---------------------------|--------------------------------|
| délka dopravníku | L [m] |
| dopravní výška | H [m] |
| dopravované množství | Q [t.h ⁻¹] |
| sypaná hmotnost materiálu | ρ_s [kg.m ⁻³] |
| dynamický sypaný úhel | ψ_d [deg] |

Algoritmus výpočtu

1. *Volba rychlosti v [m.s⁻¹]*

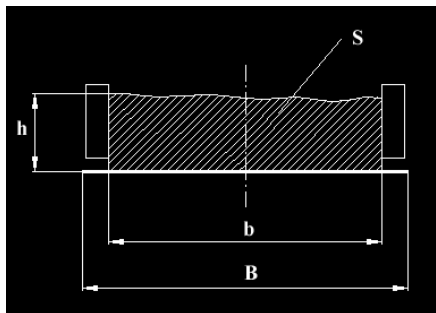
Rychlost se volí do 1,3 m.s⁻¹, nejčastěji cca 1 m.s⁻¹. Pro článkové podavače 0,1 až 0,5 m.s⁻¹.

2. *Určení potřebného průřezu [m²]*

např. dle vztahu 2.11

3. *Určení tvaru článku a výpočet náplně [m²]*

pro plochý článek bez bočnic platí vztah 2.12



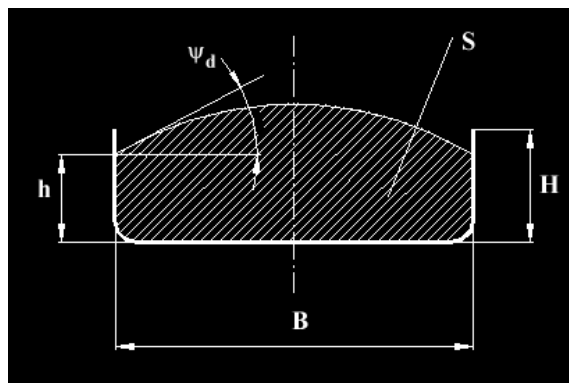
Obr.5.5,a Plochý článek článkového dopravníku

pro plochý článek s bočnicemi

$$S = b.h \text{ [m}^2\text{]}$$

[5.2]

pro tvarovaný článek



Obr.5.5,b Tvarovaný článek článkového dopravníku

$$S = B.h + \frac{1}{6}.B^2.tg\psi_d \text{ [m}^2\text{]}$$

[5.3]

Musí platit

$$S \geq S_p$$

4. Obvodová síla na poháněcím řetězovém bubnu F [N]

$$F = F_1 + F_2 + F_p \text{ [N]} \quad [5.4]$$

$$F_1 = w \cdot L \cdot g \cdot [(2 \cdot m_p + q) \cdot \cos(\varepsilon) + m_v] \text{ [N]} \quad [5.5]$$

$$F_2 = \pm q \cdot H \cdot g \text{ [N]} \quad [5.6]$$

$$F_p = F_{BV} + F_{TM} \text{ [N]} \quad [5.7]$$

kde

w - redukovaný součinitel tření, pro valivé vedení

$$w = \frac{2 \cdot e + d_\varepsilon \cdot \mu_\varepsilon}{D_k} \text{ [-]} \quad [5.8]$$

e - rameno valivého tření [m]

μ_ε - součinitel čepového tření [-]

d_ε - průměr čepu podpěrné kladky [m]

D_k - průměr kladky [m]

m_p - měrná hmotnost článkového pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

q - měrná hmotnost dopravovaného materiálu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

m_r - měrná hmotnost rotujících částí redukovaná do článkového pásu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

F_{BV} - odpor bočního vedení (viz 2.31) [N]

F_{TM} - odpor z trhání materiálu, je-li článkový dopravník použit jako podavač [N]

5. Potřebný provozní výkon pohonu článkového dopravníku P [kW]

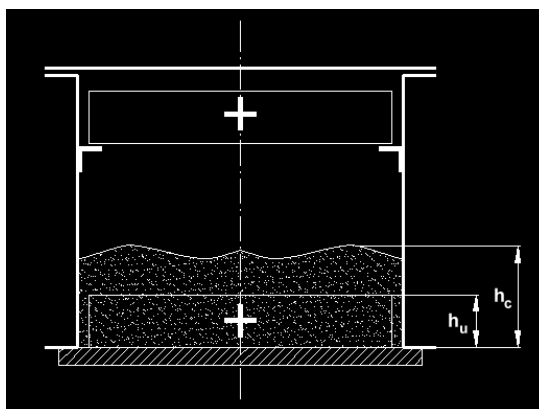
$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [5.9]$$

kde

η - účinnost poháněcí stanice

5.2 Redlerové dopravníky

Redler je dopravník, jehož tažným prvkem je řetězové pásmo s unášeči, posouvající materiál v uzavřeném žlabu v průřezu větším, než je čelní plocha unášeče (obr.5.5).



Obr.5.5 Princip redleru

Materiál horní vrstvy spočívá na materiálu vrstvy spodní a je unášen rozdílem vnitřních sil od vnitřního tření mezi vrstvami v rovině horní hrany unášečů a třecích sil mezi

materiálem a stěnami žlaby. Rychlost pohybu materiálu (dopravní rychlost v) je menší než rychlost řetězového pásma v_r .

$$v = c_r \cdot v_r \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad [5.10]$$

kde

c_r - součinitel rozdílu rychlosti materiálu a řetězu [-]

v závislosti na materiálu a sklonu dopravníku nabývá hodnot $\in \langle 0,6; 0,9 \rangle$

Redlery se používají pro dopravu práškových a zrnitých materiálu do maximální kusovitosti 50 mm a do teploty dopravovaného materiálu až 300°C. Vzhledem k přímému kontaktu materiálu s vodícím žlabem, nejsou příliš vhodné pro dopravu abrazivních materiálu, anebo vyžadují speciální úpravu. Nejsou ani vhodné pro dopravu lepkavých a lehce drtitelných materiálu.

Redlery se používají pro dopravu vodorovnou, úklonnou i svislou, pro přímý směr i do oblouku, ale jen ve směru ohybu řetězu. Často se redlery používají pro vynášení materiálu ze zásobníku, jako podavače.

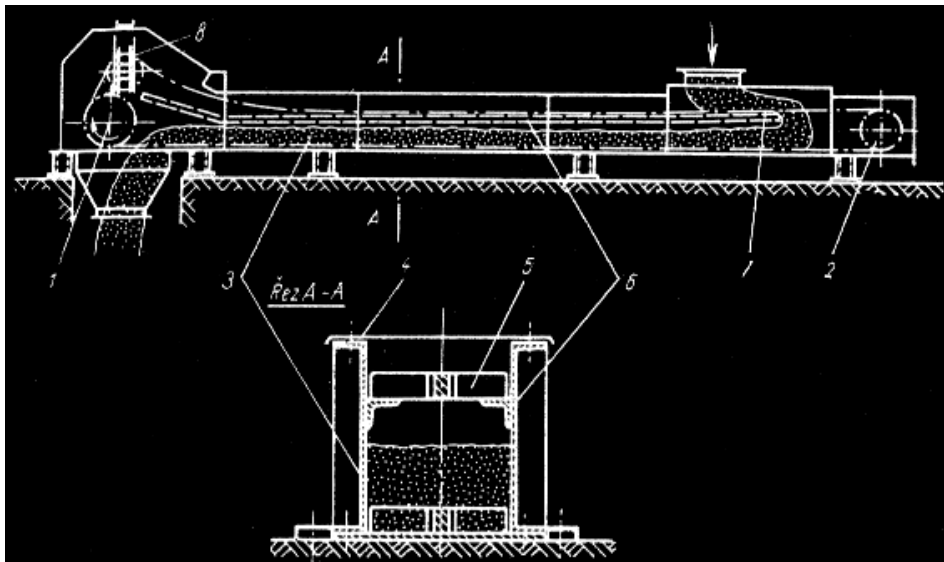
Vodorovné redlery bývají do 130 m délky a 600 t.h⁻¹ dopravního výkonu, svislé do 30 m dopravní výšky a 300 t.h⁻¹ dopravního výkonu. Rychlost řetězového pásma redleru bývá do 0,63 m.s⁻¹.

Redlery bývají jednořetězové (do 0,5 m šířky řetězového pásma) anebo dvouřetězové.

5.2.1 Hlavní části redlerových dopravníků

Hlavní části redleru (obr.5.6) je poháněcí stanice s napínáním, vratná stanice, žlab a řetězové pásma s unášeči.

Poháněcí stanice je koncepčně obdobného uspořádání jako u jiných řetězových dopravníků. Tvar řetězového kola je přizpůsoben typu řetězu. Ve dně poháněcí stanice je otvor, kterým se odvádí materiál z dopravníku. Součástí poháněcí stanice je napínací zařízení, tvořené pomocnou růžicí (růžicemi) posouvateľnou stavěcím šroubem. Napínací síla bývá 400 až 1000 N.



- 1 – poháněcí stanice, 2 – vratná stanice, 3 – žlab, 4 – víko, 5 – řetěz s unášeči, 6 – vedení,
7 – mezidno, 8 – napínací ústrojí

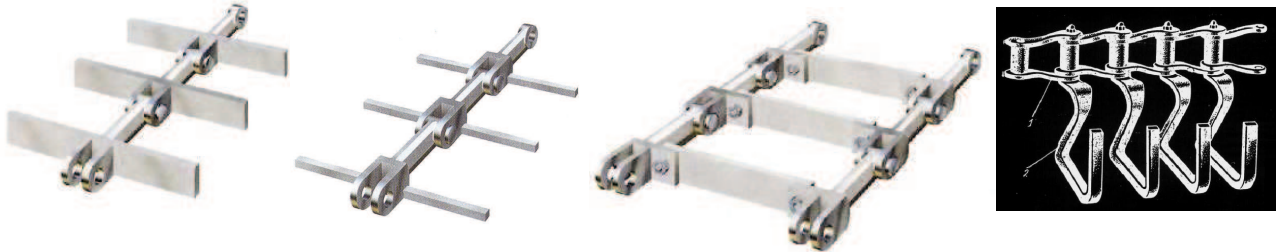
Obr.5.6 Hlavní části redleru

Vratná stanice je tvořena jenom řetězovým bubnem.

Žlab sestává z plechových (tloušťka plechu 3 až 8 mm) svařovaných dílů obdélníkového průřezu délek 900 až 2900 mm spojených navzájem přírubami. Šířka žlabu bývá 160 až 1000 mm. Dno bývá opatřeno kluznými lištami pro vedení řetězového pásma.

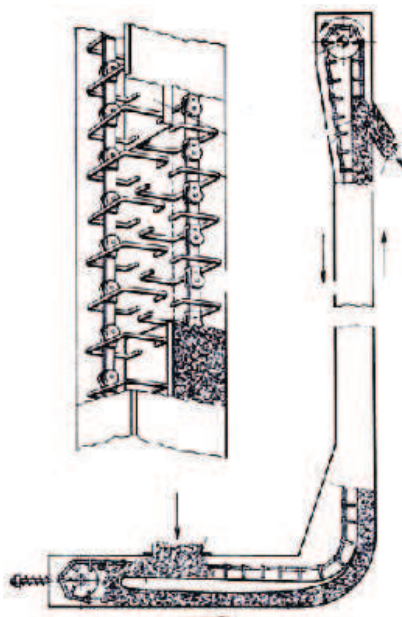
Pro snížení prašnosti je žlab shora uzavřen víkem. V horní části žlabu je na bočních stěnách upevněno vedení pro vratnou větev řetězového pásma. V některých případech se používá mezidno, které odděluje dopravu v obou větvích redleru.

Řetězové pásmo s unášeči je tvořeno speciálními, kloubovými, tzv. „redlerovými“ řetězy. Příklad jednoduchých a dvojitých řetězů viz. obr.5.7.



Obr.5.7 Jednoduché a dvojitě řetězy redleru

Svislé redlery (obr.5.8) vyžadují speciální unášečí řetězy a svislou šachtu zcela vyplněnou materiálem. K dopravě se využívá poznatků z mechaniky sypkých materiálů. Blíže viz např. [2].



Obr.5.8 Svislý redler

5.2.2 Základy výpočtu redlerových dopravníků

1. Objemový dopravní výkon redleru Q_v [$m^3 \cdot h^{-1}$]

$$Q_v = 3600 \cdot S \cdot v_r \cdot c_v \cdot c_r \text{ [} m^3 \cdot h^{-1} \text{]} \quad [5.11]$$

kde

S - průřez materiálu ve žlabu [m^2]

v_r - rychlost řetězového pásma s unášeči [$m \cdot s^{-1}$]

c_v - součinitel zmenšení dopravovaného objemu $\in \langle 0,9; 0,95 \rangle$

2. Určení obvodové síly na řetězovém bubnu F [N]

$$F = L \cdot g \cdot [(2 \cdot m_r + q) \cdot w \cdot \cos(\varepsilon) \pm q \cdot \sin \varepsilon] \text{ [N]} \quad [5.12]$$

kde

L - délka dopravníku [m]

m_r - měrná hmotnost řetězového pásma s unášeči [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$]

ε - úhel sklonu dopravníku [deg]

w - měrný pohybový odpor [-], závisí na šířce žlabu a součiniteli smykového tření mezi dopravovaným materiálem a žlabem, např. pro $B = 1\text{m}$, $\mu = 0,3$ je $w = 0,65$, na druhé straně pro $B = 0,2\text{m}$, $\mu = 0,9$ je $w = 2,5$.

Určení potřebného příkonu hnacího motoru např. dle vztahu [2.9]

3. Určení maximální tažné síly v řetězovém pásmu T_{\max} [N]

$$T_{\max} = \frac{F_z}{2} + F \text{ [N]} \quad [5.13]$$

kde

F_z - napínací síla [N]

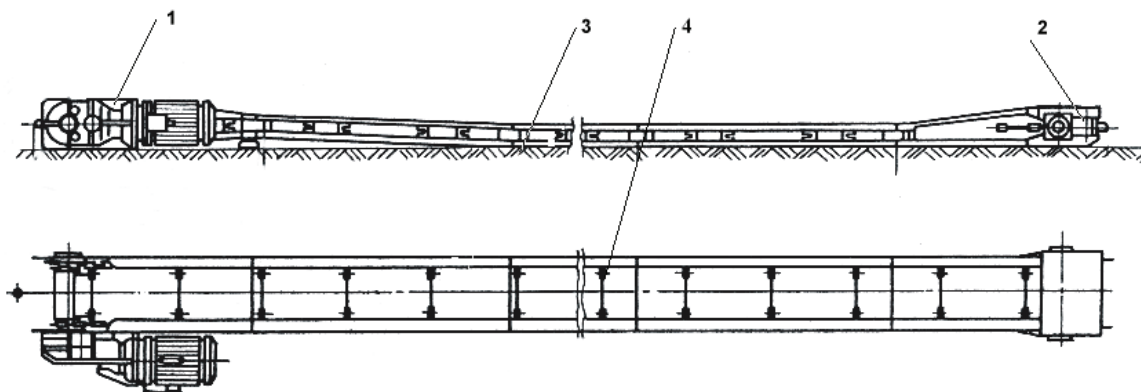
5.3 Hřeblové dopravníky

Hřeblový dopravník je dopravník, jehož vodícím prvkem je speciální žlab a tažným prvkem řetězové pásmo s hřebly. Materiál se posouvá v horní větvi žlabu (obr.5.10) po tzv. kluznici. Dopravník je vhodný pro přímočarou vodorovnou a úklonnou (do cca $\pm 30^\circ$) dopravu neabrazivních materiálů, zejména uhlí.

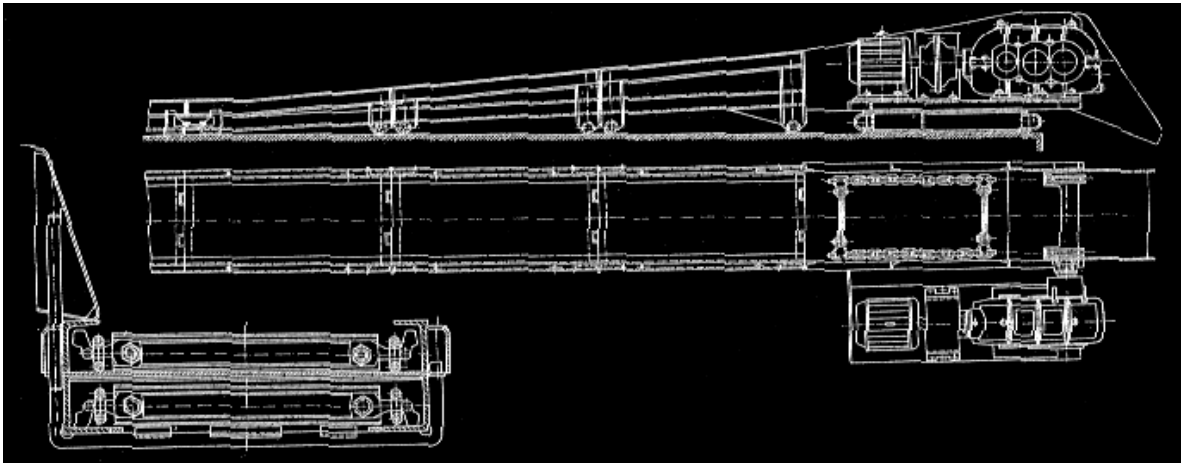
Jeho výhodou je velká nezávislost na způsobu uložení trati (dovoluje svislé i vodorovné vychýlení ve spojích), velké krátkodobé přetížení (až 100% dopravního výkonu), tuhá a pevná konstrukce, vhodnost pro dopravu horkých materiálů. Mezi nevýhody nutno uvést velkou energetickou náročnost, značné upotřebení žlabů a velkou hmotnost jednotlivých dílů.

Jedná se o typický důlní dopravník, bez kterého se moderní uhelné hornictví neobejde. Délky takových dopravníků jsou 250 m i více, dopravní výkon až $3000 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$, rychlost řetězu okolo $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tyto dopravníky je nutno v nerozebraném stavu příčně (v porubu) nebo podélně (pod porubem) posouvat.

Používají se i lehčí konstrukce hřeblových dopravníků, které mají podobné uplatnění jako redlery.



Obr.5.9 Hřeblový dopravník

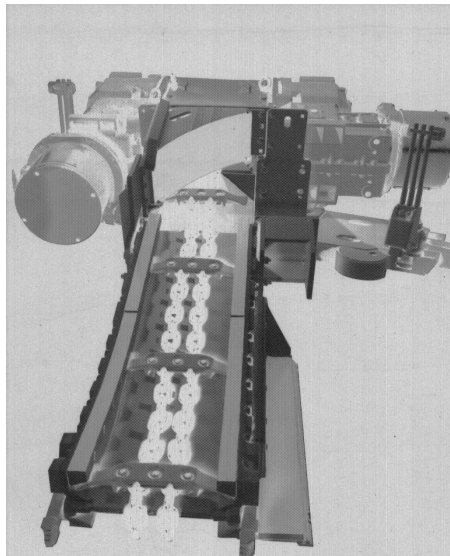


Obr.5.10 Princip hřeblového dopravníku

5.3.1 Hlavní části hřeblového dopravníku

Hlavní části hřeblového dopravníku (obr.5.9) jsou poháněcí (1) a vratná (2) stanice, trať (3) a řetězové pásmo s hřebly (4).

Poháněcí stanice (obr.5.11) může být v příčném i podélném uspořádání. Koncepčně je podobná jako u jiných řetězových dopravníků. Liší se hlavně instalovaným příkonem elektromotorů. V současné době se u důlních dopravníků používají asynchronní motory s kotvou nakrátko výkonu až 315 kW (1000V). U pohonu je vhodné použít hydrodynamickou rozběhovou spojku. Kromě klasických mechanických převodovek se začínají používat i převodovky planetové.

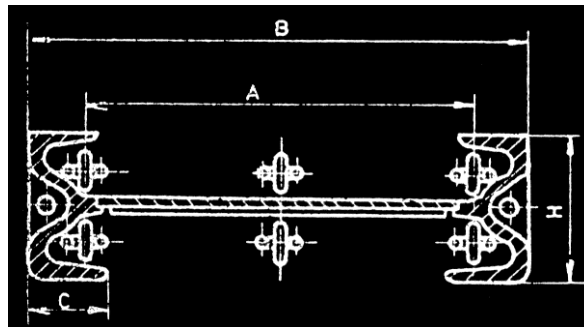


Obr.5.11 Poháněcí stanice hřeblového dopravníku

Vratná stanice, zejména u porubových dopravníků bývá velmi často poháněna. Její provedení je pak identické jako u poháněcí stanice. U kratších dopravníků tvoří vratnou stanici jen řetězový buben uložený v ložiskách. U kratších stabilních dopravníků se vratné stanice využívá k napínání řetězu.

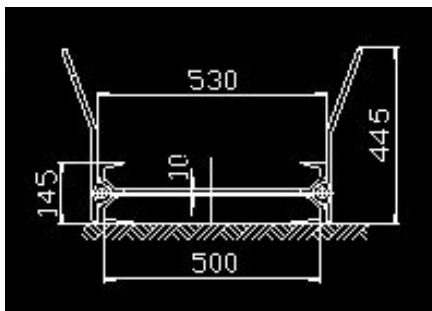
Trať dopravníku je tvořena žlaby, přechodovými žlaby a nastavnými a nahrnovacími plechy. Žlab dopravníku (obr.5.12) je svařen ze dvou E-profilů a z kluznice a standardně je délky 1,5 m. Na kvalitě kluznice závisí životnost žlabu a vyrábí se proto ze speciálního ořezuvzdorného materiálu obchodního rázu Abrazit, tloušťky 16 až 32 i více mm. Žlaby jsou, vzhledem ke svému použití ve stížených důlních podmínkách a vzhledem ke způsobu plnění

dobývacím strojem, velmi nízké. Přechodové žlaby tvoří spojení mezi poháněcí a vratnou stanicí a žlaby. Nastavné plechy (obr.5.13) umožňují krátkodobě přetížít dopravník. Nahrnovací plechy se používají pouze u porubových dopravníků a slouží k nakládání rozpojeného uhlí na dopravník.

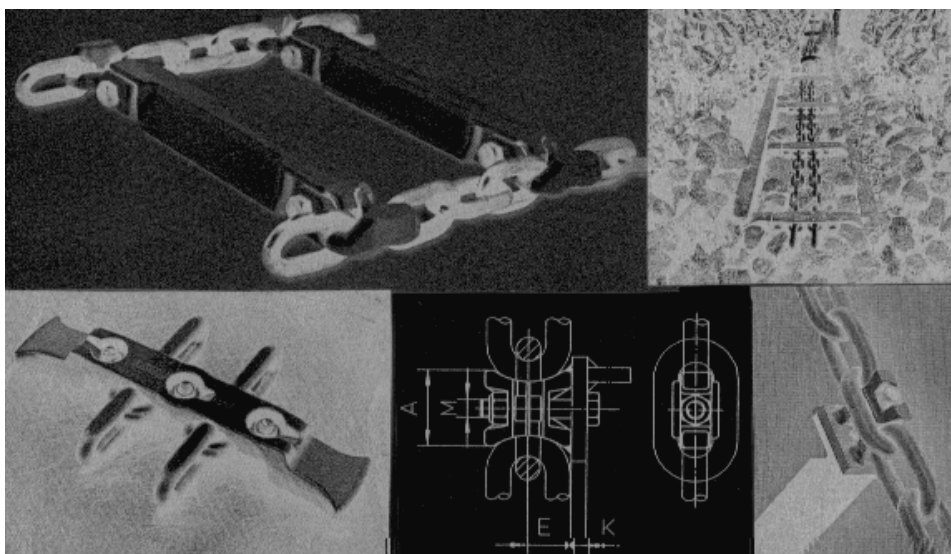


Obr.5.12 Žlab hřeblového dopravníku

Řetězové pásmo s hřebly (obr.5.14) je tvořeno jedním nebo dvěma nekonečnými řetězy s hřebly v rozteči cca 1 m. Nejčastěji se používají dvouřetězová pásma v centrálním nebo bočním uspořádání. Zásadně se používají článkové vysokopevnostní řetězy, např. dle ČSN ISO 61079. Hřebla jsou pevná, k řetězům se přichycují pomocí třmenů, nebo dvoudílná.



Obr.5.13 Nastavné plechy hřeblového dopravníku



Obr.5.14 Řetězové pásmo s hřebly

5.3.2 Základy výpočtu hřeblových dopravníků

1. Určení dopravního výkonu Q [$t \cdot h^{-1}$]

$$Q = 3,6 \cdot S \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \Delta v \quad [t \cdot h^{-1}] \quad [5.14]$$

kde

S - průřez materiálu na hřeblovém dopravníku [m^2] viz. např. [1] str. 36

ρ_s - sypná hmotnost [$kg \cdot m^{-3}$]

k_φ - součinitel plnění dopravníku [-]

Δv - rychlost materiálu na dopravníku [$m \cdot s^{-1}$]

rozdíl rychlosti řetězového pásma a nakládacího zařízení, např. dobývacího kombajnu

2. Určení obvodové síly na řetězovém bubnu F [N]

$$F = F_h + F_s \quad [N] \quad [5.15]$$

$$F_h = L \cdot (m_r + q) \cdot g \cdot (k_h \cdot \cos \varepsilon + \sin \varepsilon) \cdot k_z \quad [N] \quad [5.16]$$

$$F_s = L \cdot m_r \cdot g \cdot (k_s \cdot \cos \varepsilon - \sin \varepsilon) \cdot k_z \quad [N] \quad [5.17]$$

kde

L - délka dopravníku [m]

m_r - měrná hmotnost řetězů s hřebly [$kg \cdot m^{-1}$]

q - měrná hmotnost dopravovaného materiálu [$kg \cdot m^{-1}$]

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot \Delta v}$$

k_h - součinitel odporu horní větve [-]

ε - úhel sklonu dopravníku ve směru dopravy [deg]

k_z - součinitel zakřivení tratě [-]

= 1,0 pro stabilní dopravník

= 1,1 pro podélně přesouvaný dopravník

= 1,2 pro příčně přesouvaný dopravník

k_s - součinitel odporu spodní větve [-]

= uzavřená větev $\in \langle 0,6; 0,95 \rangle$

= otevřená větev $\in \langle 0,32; 0,35 \rangle$

F_h - odpory horní větve dopravníku [N]

F_s - odpory spodní větve dopravníku [N]

Doporučení pro k_h :

$$k_h = \frac{q \cdot (0,32 + 0,0004 \cdot q) + 0,312 \cdot m_r}{q + m_r} \quad [5.18]$$

3. Celkový příkon motorů poháněcí stanice P [kW]

$$P = \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad [kW] \quad [5.19]$$

Výkon 1 elektromotoru $P_m \geq \frac{P}{n_e}$ [kW]

kde

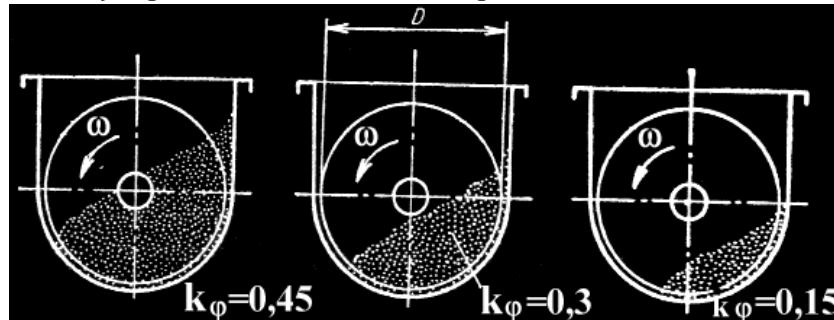
n_e - počet elektromotorů.

6. Šnekové dopravníky

Šnekový dopravník je dopravník, jehož pracovním prvkem je šnekovnice rotující v pevném žlabu, přičemž tření mezi materiálem a žlabem (tření za klidu) je větší než tření mezi rotující šnekovnicí a materiálem (tření za pohybu). Výsledkem je, že se materiál posouvá ve žlabu i když materiál šnekovnice i žlabu (ocelový plech) je stejný.

Je vhodný pro malá a střední dopravovaná množství (do 50 výjimečně do 200 m³.h⁻¹) na kratší vzdálenosti (často jako podavač do 5m) pro vodorovné a úklonné (do 20°) tratě. Používá se i pro speciální účely jako míchací, třídící nebo odvodňovací dopravník.

Správná funkce dopravníku je podmíněna pouze částečným naplněním žlabu materiálem (obr.6.1) a rovnoměrným přívodem materiálu na dopravník.



$k_\phi = 0,15$ např. pro písek, koks

$k_\phi = 0,30$ např. pro cement, kusové uhlí

$k_\phi = 0,45$ např. pro obilí, suché uhlí

Obr.6.1 Využití průřezu žlabu při různém součinitel plnění

Základní podmínkou dopravy je, aby odstředivá síla byla menší nebo rovna tíze dopravovaného materiálu, tj.:

$$m \cdot 0,5 \cdot D \cdot \omega^2 \leq m \cdot g \quad [6.1]$$

Po dosažení za úhlovou rychlost $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ je možno vypočítat kritické otáčky šnekovnice, při kterých se budou obě síly navzájem rovnat

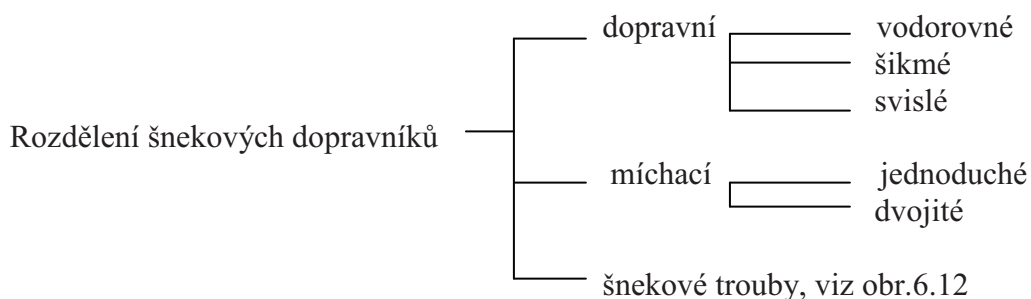
$$n_{kr} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left(\frac{g}{0,5 \cdot D} \right)^{0,5} \quad [s^{-1}] \quad [6.2]$$

a nebo

$$n_{kr} = 0,7 \cdot D^{-0,5} \quad [s^{-1}] \quad [6.3]$$

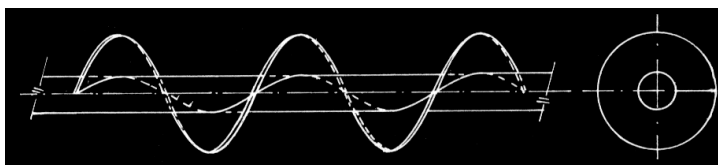
Největší dopravní výkon je při polovině kritických otáček, to znamená optimální otáčky se určí ze vztahu:

$$n = 0,5 \cdot n_{kr} = 0,35 \cdot D^{-0,5} \quad [s^{-1}] \quad [6.4]$$



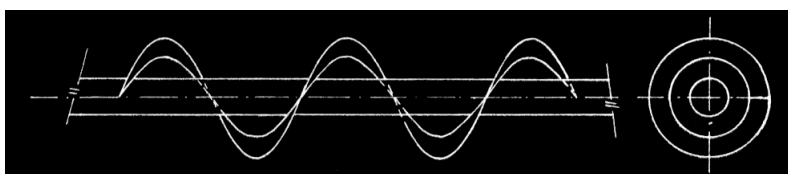
Rozdělení dle provedení šnekovnice

a) šnekovnice plná, obr.6.2



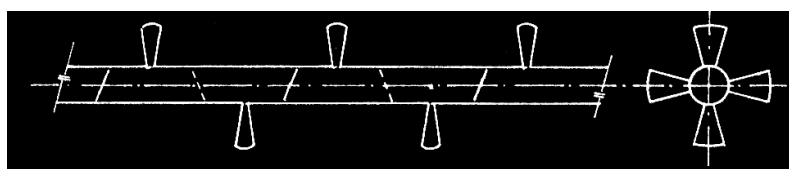
Obr.6.2 Plná šnekovnice

b) šnekovnice obvodová, obr.6.3



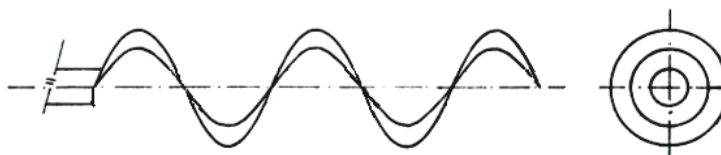
Obr.6.3 Obvodová šnekovnice

c) šnekovnice lopatková, míchací, obr.6.4



Obr.6.4 Lopatková šnekovnice, míchací

d) bezosá šnekovnice, obr.6.5



Obr.6.5 Bezosá šnekovnice

e) hřebenová šnekovnice – plná šnekovnice s pravidelnými výřezy po obvodu

f) přerušovaná šnekovnice – obvodová šnekovnice s vynechanými částmi obvodu

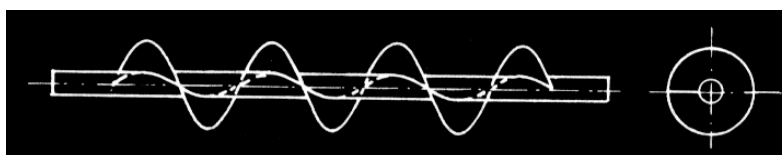
Rozdělení šnekových dopravníků dle umístění pohonu

a) tlačné

b) tažné

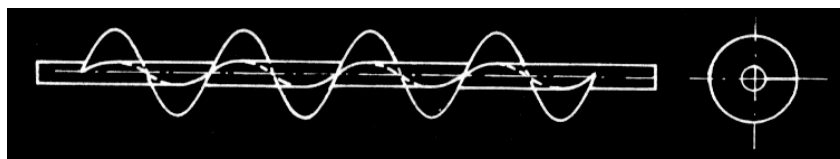
Rozdělení dle stoupání šneku

a) pravé, obr.6.6



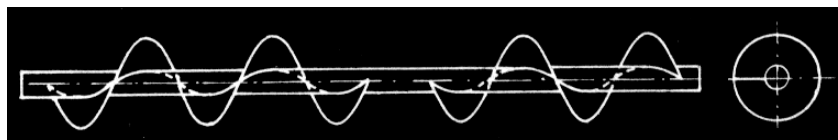
Obr.6.6 Šnekovnice s pravým stoupáním

b) levé, obr.6.7



Obr.6.7 Šnekovnice s levým stoupáním

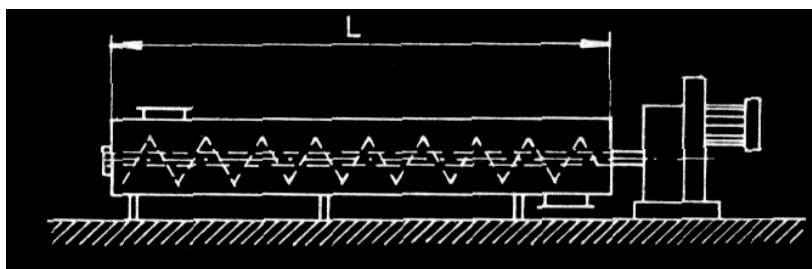
c) kombinované, obr 6.8



Obr.6.8 Šnekovnice kombinovaná s levým i pravým stoupáním

Rozdělení dle sklonu

a) vodorovné, obr.6.9

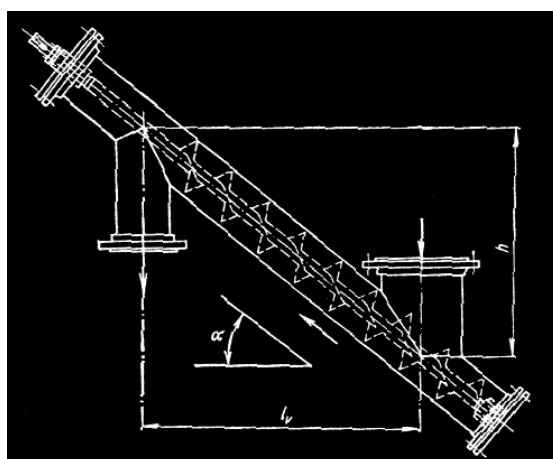


Obr.6.9 Vodorovný šnekový dopravník

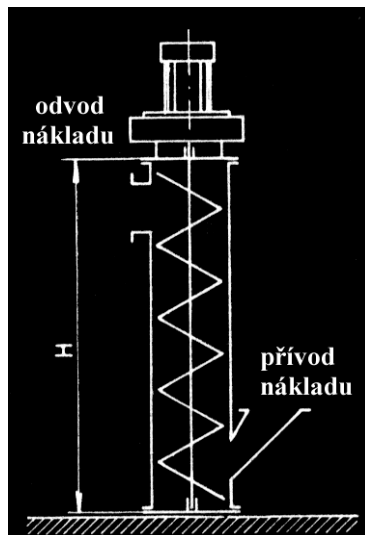
b) úklonné, obr.6.10

c) svislé, obr.6.11

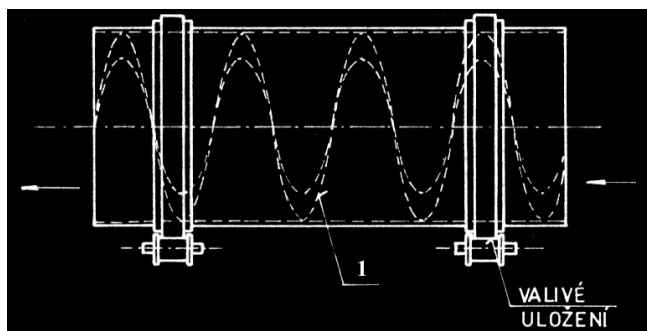
d) kombinované



Obr.6.10 Úklonný šnekový dopravník



Obr.6.11 Svislý šnekový dopravník



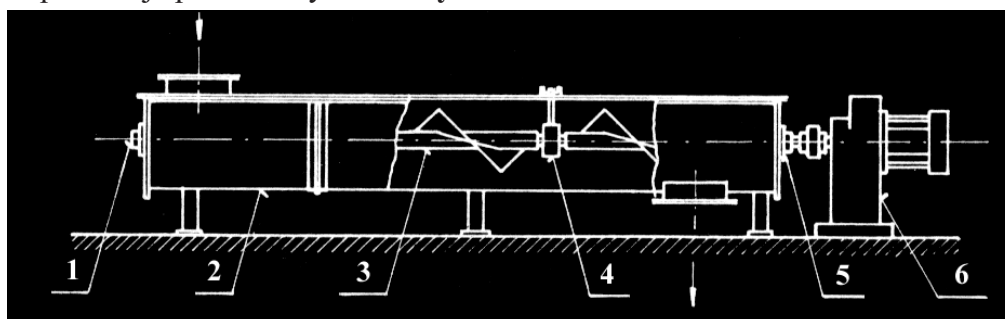
Obr.6.12 Šneková trouba

6.1 Základní části šnekového dopravníku (ČSN ISO 5010)

Hlavní části šnekového dopravníku (obr.6.13) tvoří pohon, šnek a žlab.

Pohon nejčastěji tvoří převodový elektromotor anebo elektromotor s frekvenčním měničem. Hnací skupina se ukládá obvykle na konzolu spojenou s čelem žlabu nebo přírubovým spojem přímo na čelo žlabu. U větších jednotek má pohon samostatný základ. Hnací moment se z výstupního hřídele převodovky přenáší na hřídel šneku pružnou spojkou.

Dle umístění pohonu se také rozlišují šnekové dopravníky tlačné a tažné. V případě, že se materiál dopravuje směrem od pohonu se pohon nazývá **tlačným**. Pokud je směr dopravy materiálu k pohonu je pohon nazýván **tažným**.



1. Koncové ložisko šnekového hřídele, 2. žlab, 3. šnekový hřídel, 4. závěsné ložisko šnekového hřídele, 5. ložisko pohonu, 6. pohon

Obr.6.13 Šnekový dopravník

Šnek je podstatnou částí šnekového dopravníku a je určující pro jeho vlastnosti. Je složen z **hřídele** a **šnekovnice**. **Hřídel** může být plný i trubkový s plnými čepy pro uložení v ložiskách. Na hřídeli je upevněna šnekovnice. Šnekovnice může mít levé nebo pravé stoupání. Možné je i uspořádání dvou šnekovnic s opačným stoupáním v různých částech téhož hřídele, což umožňuje protisměrný pohyb materiálu ve stejném žlabu.

Stoupání šnekovnice **h** se volí:

$h = D$ pro malé průměry,

$h = 0,8.D$ pro větší průměry

Průměr šnekovnice **D** se volí:

$D \geq 12.d_{\max}$ u tříděného materiálu

$D \geq 4.d_{\max}$ u netříděného materiálu

kde d_{\max} je maximální zrnitost dopravovaného materiálu [mm].

Doporučená řada průměrů šnekovnic **D** je: 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630 mm.

Dle provedení může být šnekovnice:

a) plná – tvořena plochým závitem z ocelového plechu či jiného materiálu nebo odlitek, který je svým vnitřním průměrem uchycen na hřídeli šneku. Šnekovnice z ocelového plechu bývá vyrobena buď válcováním z pásu, nebo svařováním mezikruhových výstřižků, které jsou v jednom místě radiálně rozstříženy a roztaženy na příslušné stoupání. Vícechodé šneky jsou vhodné pro šikmé šnekové dopravníky dopravující velmi sypké materiály, neboť zabraňují zpětnému pohybu materiálu.

b) obvodová – určena pro dopravu tuhých, hustých, tekoucích a lepkavých materiálů. Šnekovnici zde tvoří opět šroubová plocha vytvořená z plechu, která je upevněna ke hřídeli v určité odlehlosti pomocí držáků z ploché oceli. Takto zhotovený šnek nemá kouty mezi šnekovnicí a hřídelí, takže se materiál nenalepuje.

c) lopatková, míchací – používají se speciální segmenty, které nejen dopravují, ale také zajišťují správné promíchání dopravovaného materiálu.

d) kuželová – používá se pro speciální účely. Je možná výroba šnekovnice s proměnným stoupáním, kde nejmenší průměr je na vstupu a dochází tím k nakypření materiálu. Použití je vhodné pro materiály, které jsou kompresibilní.

Hřídel šneku přenáší točivý moment od pohonu na šnekovnici. Bývá při menších rozměrech šneku plný, většinou kruhového, někdy též čtvercového průřezu. Někdy se používají tzv. dělené šneky. Při větších rozměrech se vyrábí z ocelové, tlustostěnné trubky. Šneky s trubkovým hřídelem mají při nízké hmotnosti značnou ohybovou tuhost. Čepy pro uložení hřídele v ložiskách a pro spojky jsou v trubce zalícovány a proti otáčení zajištěny šrouby, kolíky nebo svary.

Hřídel šneku je svými konci uložen v předním a zadním čele žlabu, a to zpravidla ve valivých ložiskách, z nichž jedno musí zachycovat axiální síly. Pro správnou funkci ložisek je nutno správně vyřešit mazání.

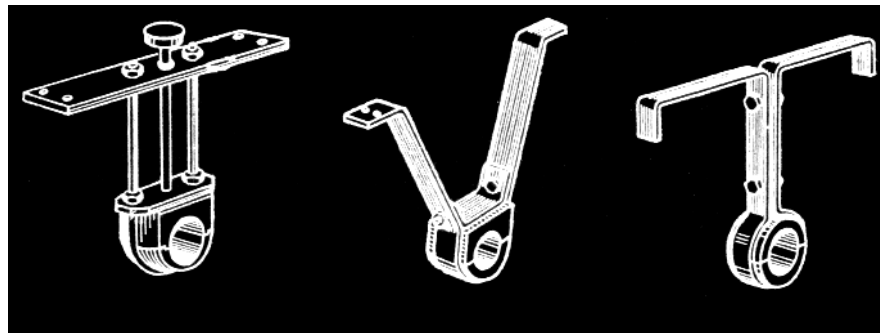
Dále proti přílišnému průhybu hřídele je nutno ho uložit po 2÷3 metrech v podpěrných vodících ložiskách. Tato ložiska bývají výškově stavitelná, kluzná s pouzdry ze šedé litiny, bronzu, popřípadě plastických hmot. Konstrukčně musí být zajištěno i mazání kluzných ložisek.

V místech uložení hřídele bývá provedeno i spojování jednotlivých dílů šneku. Spojení se provádí nalisováním, spojením pomocí přírub či pomocí drážkovaného spojení. Hřídel je vytvořen buď z jednoho kusu, nebo sestaven z dílů. Spojení musí vyhovět jak krouticímu momentu, tak musí zamezit průhybu. Dále se nesmí spojením vytvořit výstupky bránící posouvání materiálu.

Šnekový hřídel, viz obr.6.14 je trubkový hřídel se šnekovnicí opatřený čepem pohonu (pro uložení v ložisku a přívod točivého momentu), koncovým čepem a podle potřeby čepy pro závěsná ložiska, viz (obr.6.15).



Obr.6.14 Šnekový hřídel

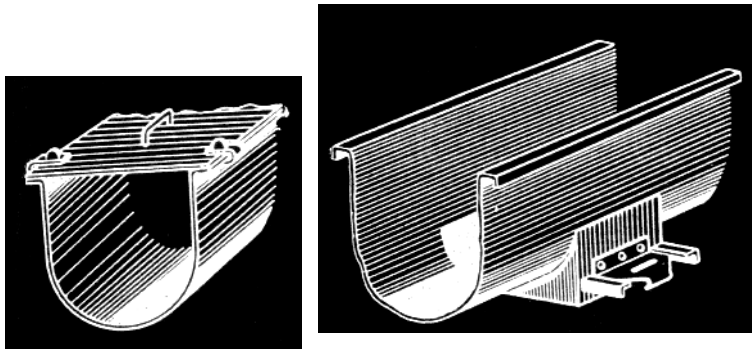


Obr.6.15 Závěsná ložiska šnekového hřídele

Žlab, viz obr.6.16 tvoří nosnou část dopravníku. Mívá tvar písmene U nebo je průřezu kruhového a jeho rozměry jsou odvozeny od rozměru šneku. Minimální vůle mezi šnekem a žlabem bývá 5 až 10 mm a je to dáno výrobními tolerancemi šneku a hlavně druhem dopravovaného materiálu. Podobně jako šneky jsou žlaby sestavené do potřebné délky. Bývají z ocelového plechu o tloušťce 2÷10mm. V horní části průřezu žlabu je plech ohraněn. Takto vytvořený lem zvyšuje tuhost žlabu a umožňuje upevnění víka, kterým se žlab v některých případech zakrývá. Má-li být uzavření žlabu prachotěsné a vzduchotěsné, je žlábek vyplněn těsnícím materiálem. Excentrickým umístěním šneku ve žlabu se zabrání přičení materiálu mezi šnekem a žlabem, neboť se vůle mezi šnekem a žlabem zvětšuje ve směru otáčení. Kromě toho se snižuje otěr materiálu i opotřebení šneku a žlabu. Je-li koryto delší, je opatřeno žebrovitými příčnými výztuhami zakončenými přírubou pro připevnění na podlahu nebo konstrukci. V některých případech je možné vytvořit koryto přímo zdívkem nebo betonem, ovšem s povrchem hlazeným a náležitě zpevněným.

Dopravovaný materiál se do žlabu přivádí shora, přiváděcími otvory ve víku, je-li žlab krytý. Přivádění materiálu je možné v libovolném místě, musí být ovšem rovnoměrné. Odvádět materiál z dopravníku je opět, možné z libovolného místa, a to otvorem se šoupátkem ve dně žlabu nebo klapkou na konci žlabu. Lze také odvádět i na několika místech, což se zajišťuje uzavíratelnými otvory, které jsou uzavírány ručně nebo mechanicky.

Pro zvýšení otěrůvzdornosti žlabu a k zajištění nižší hlučnosti šnekového dopravníku se používají speciální výstelky dna žlabů z plastických hmot. Pro zvýšení dopravního množství se někdy žlaby nadstavují.



Obr.6.16 Žlab šnekového dopravníku

6.2 Výpočet šnekových dopravníků:

Dopravní množství:

$$Q = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \cdot n \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \cdot \lambda \quad [\text{t} \cdot \text{h}^{-1}] \quad [6.5]$$

kde: h – stoupání šneku [m]
 n – otáčky šneku [s^{-1}]
 ρ_s – sypná hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 k_φ – součinitel plnění [-]
 D – průměr šnekovnice [m]
 λ – součinitel sklonu dopravníku [-], (viz tab.6.1)

Tabulka 6.1

| | | | | | |
|---------------------|---|-----|-----|-----|-----|
| ε [deg] | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 |
| λ [-] | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 |

Rychlost pohybu materiálové vrstvy:

$$v = h \cdot n \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [6.6]$$

v bývá v intervalu $\in \langle 0,2; 0,4 \rangle \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ výjimečně $0,5 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Výkon na hřídeli dopravníku: P_k [kW]

$$P_k = \frac{Q \cdot L}{3600} \cdot (w \cdot \cos \varepsilon + \sin \varepsilon) \cdot g \quad [6.7]$$

kde L – délka dopravníku [m]
 Q – dopravované množství [$\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$]
 w – měrný odpor proti pohybu, viz tab.6.2

Tabulka 6.2

| Dopravovaný materiál | Součinitel odporu w |
|----------------------|-----------------------|
| Prach, jemné zrnó | 2,5 |
| Písek, cement | 3,2 |
| Škvára, hlína, popel | 4 |
| Ruda | 5 |

Příkon motoru P [kW]:

$$P = (1,15 \div 1,20) \cdot \frac{P_k}{\eta_c} \quad [6.8]$$

kde η_c - celková účinnost pohonu [-]

Točivý moment na hřídeli šneku:

$$M_K = \frac{P}{2\pi n} \text{ [Nm]} \quad [6.9]$$

Axiální síla v ložisku:

$$F_A = \frac{M_K}{R_s \cdot \text{tg}(\alpha + \delta)} \text{ [N]} \quad [6.10]$$

kde: R_s [m] – účinný poloměr šneku, $\in (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2}$

α [rad] – úhel stoupání šneku

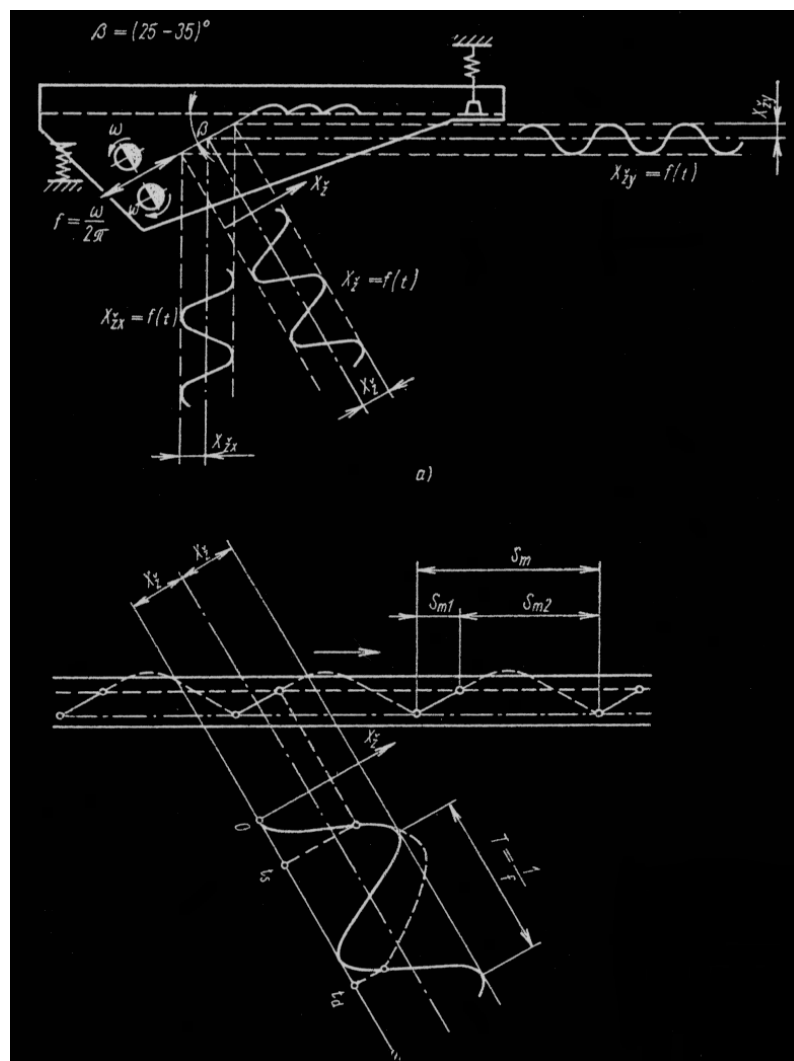
δ [rad] – třecí úhel mezi materiálem a šnekovnicí

7. Vibrační dopravníky

Vibrační dopravník je dopravník, který využívá k přemísťování materiálu setrvačných sil, působících na částice dopravovaného materiálu. Setrvačné síly vznikají harmonickým kmitavým pohybem žlabu (dopravníky s mikrovřhem) při kterém dochází v určité fázi k oddělení částic materiálu od žlabu (svislá složka zrychlení kmitavého pohybu je větší než gravitační zrychlení).

Jsou vhodné pro přímočarou vodorovnou a úpadní dopravu (do 15 deg) práškových nebo sypkých materiálů na krátké vzdálenosti. Používají se ve všech průmyslových odvětvích.

Zvláště výhodné je jejich použití pro dopravu hmot abrazivních, chemicky agresivních, horkých, prašných a plynujících. Dopravní žlab totiž může být nahrazen trubkou. Proces dopravy může být propojen s technologickými postupy jako třídění, promývání, ochlazování, sušení aj. Nejčastěji jsou používány jako vibrační podavače, třídiče a pračky.



Obr.7.1 Princip dopravy mikrovřhem

Vlastní vibrační dopravníky nemohou v běžných podmínkách soupeřit s dopravními prostředky s tažným elementem (pásovými, řetězovými aj. dopravníky). Jejich délka je omezena, konstrukce těžší, nákladnější, dynamicky namáhaná a složitější. Nevýhodou jsou rovněž nepříznivé dynamické účinky přenášející se do základů a na konstrukce budov a

poměrně malá dopravní rychlost do $0,4 \text{ m.s}^{-1}$. Dále se budeme zabývat pouze vibrační dopravou, především vibračními podavači.

Princip dopravy je znázorněn na (obr.7.1) [2].

Žlab kmitá frekvencí f pod úhlem β ke směru dopravy (k vodorovné rovině), takže jeho dno, na němž spočívá dopravovaný materiál je střídavě v horní a dolní krajní poloze. V určitém okamžiku se částice materiálu oddělí od žlabu a pohybuje se šikmým vrhem až jeho dráha protne dno žlabu.

Za předpokladu harmonického kmitání žlabu

$$x_z = X_z \cdot \sin \omega t \quad [7.1]$$

a složka kmitání ve směru pohybu materiálu

$$x_{zx} = X_z \cdot \cos \beta \cdot \sin \omega t \quad [7.2]$$

a složka kolmá ke směru pohybu materiálu

$$x_{zy} = X_z \cdot \sin \beta \cdot \sin \omega t \quad [7.3]$$

kde X_z – amplituda kmitání žlabu [m],

ω – úhlová frekvence kmitání žlabu [s^{-1}],

t – čas [s],

β – úhel kmitání žlabu [rad].

Dvojitou derivací složky kolmé ke směru pohybu dostaneme

$$a_{zy} = -X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta \cdot \sin \omega t \quad [\text{m.s}^{-2}]. \quad [7.4]$$

Největší hodnota a_{zy} je pro $\sin \omega t = -1$ a to

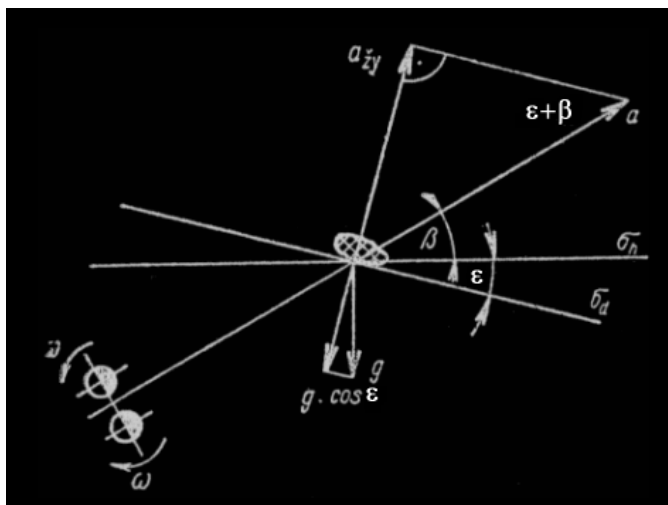
$$a_{zy\max} = X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta \quad [\text{m.s}^{-2}]. \quad [7.5]$$

Podmínkou dopravy dopravníkem s mikrovrhem je, aby $a_{zy\max} > g$, tj., aby (pro vodorovný dopravník):

$$\frac{X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g} > 1. \quad [7.6]$$

Podmínkou dopravy ve sklonu ε je (obr.7.2)

$$\frac{X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin(\varepsilon + \beta)}{g \cdot \cos \varepsilon} > 1 \quad [7.7]$$

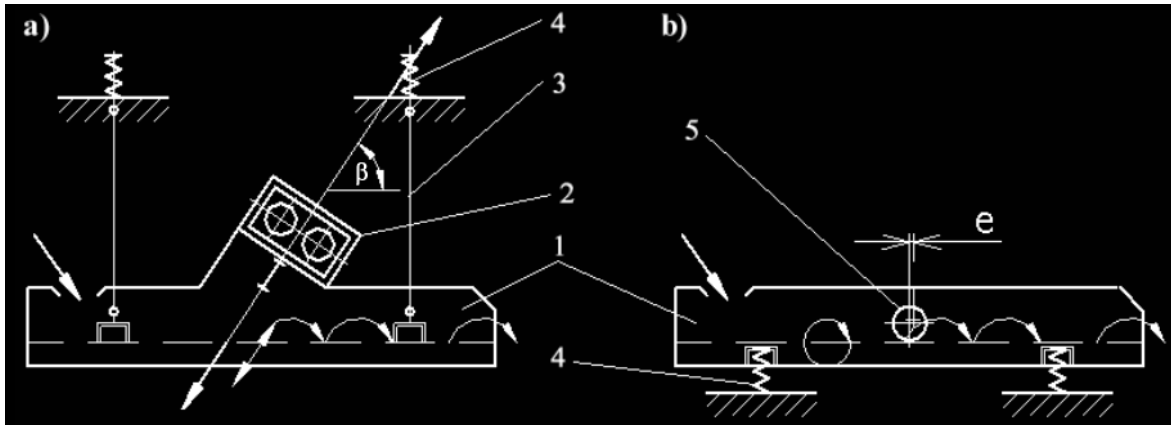


Obr.7.2 Doprava mikrovrhem ve sklonu

7.1 Hlavní části vibračního dopravníku

Hlavní části vibračního dopravníku (obr.7.3) jsou:

- ☞ **pohon**, tedy zdroj kmitů, zpravidla pevně spojený se žlabem,
- ☞ **dopravní žlab** resp. dopravní trubka podélně a příčně vyztužená,
- ☞ **pružiny** ocelové nebo pryžové a klouby sloužící k podepření nebo zavěšení dopravníku.



1 – dopravní žlab, 2 – elektromagnetický nebo elektromechanický budič kmitů, 3 – závěsná táhla s klouby, 4 – podpěrné pružiny, 5 – pohon s výstředníkovým hřídelem

Obr.7.3 Vibrační podavač a) elektromagnetický, zavěšený, s přímočarým kmitáním, b) výstředníkový, podepřený, s kruhovým kmitáním

Nejčastěji používaným zdrojem přímočarých kmitů u dnešních vibračních strojů jsou:

- elektromagnetický budič kmitů,
- dvojice vibračních elektromotorů,
- samobalanční budiče kmitů (jsou již na ústupu).

Pro správný návrh potřebného budiče kmitů je nutno určit potřebnou budící sílu, tj. tah elektromagnetu nebo velikost odstředivé síly samobalančního budiče v ose kmitání.

Elektromagnetický budič přímočarých kmitů je v podstatě elektromagnet, jehož kotva s přídatnou hmotou m_1 je pevně spojena se skříní síta nebo žlabem dopravníku či vynašeče M_2 . Těleso budiče s cívkami je ke kotvě a tedy žlabu připojeno pružnou vazbou – předepjatými tlačnými pružinami. Schéma dopravníku s elektromagnetickým budičem je znázorněno na obr.7.3,a, vlastní budič na obr.7.4. Jádru elektromagnetu M_1 je přes usměrňovač napájeno stejnosměrným proudem, kotva je napájena proudem střídavým. Frekvence kmitání může dosáhnout až 100 Hz, velikost amplitudy kmitání lze měnit změnou napětí.

Rozsah frekvence kmitání 10 ÷ 100 Hz

Rozsah amplitudy kmitání 0,05 ÷ 10 mm

Dopravní rychlost bývá $v \leq 0,2 \div 0,45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

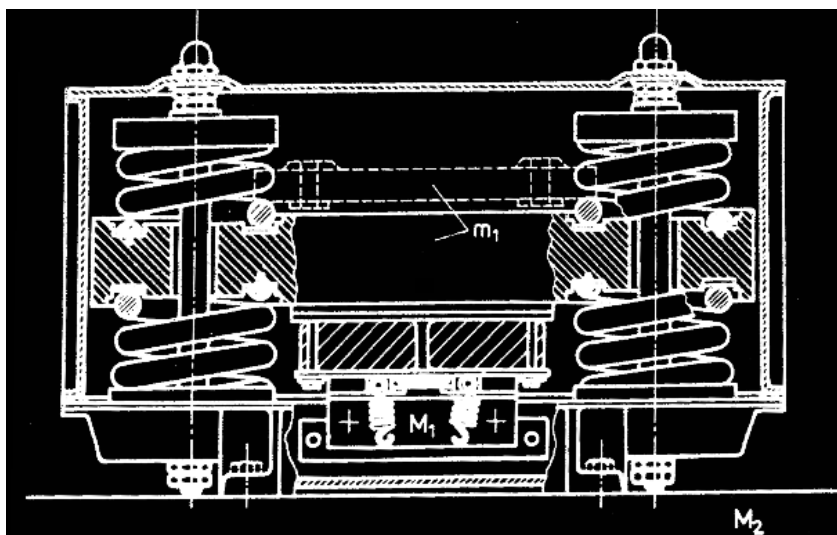
Potřebný tah elektromagnetického budiče pro rozkmitání dopravníku

$$F = M_2 \cdot X_z \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad [7.8]$$

kde M_2 - celková kmitající hmotnost žlabu včetně budiče, materiálu na žlabu [kg],

ω – kruhová frekvence kmitání, $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \text{ [s}^{-1}\text{]}$,

f – frekvence kmitání žlabu zpravidla totožná s kmitočtem střídavého proudu $[\text{s}^{-1}]$.



M_1 – jádro elektromagnetu, M_2 – vlastní žlab dopravníku, m_1 – kotva s přidavnou hmotou
Obr.7.4 Elektromagnetický budič přímočarých kmitů

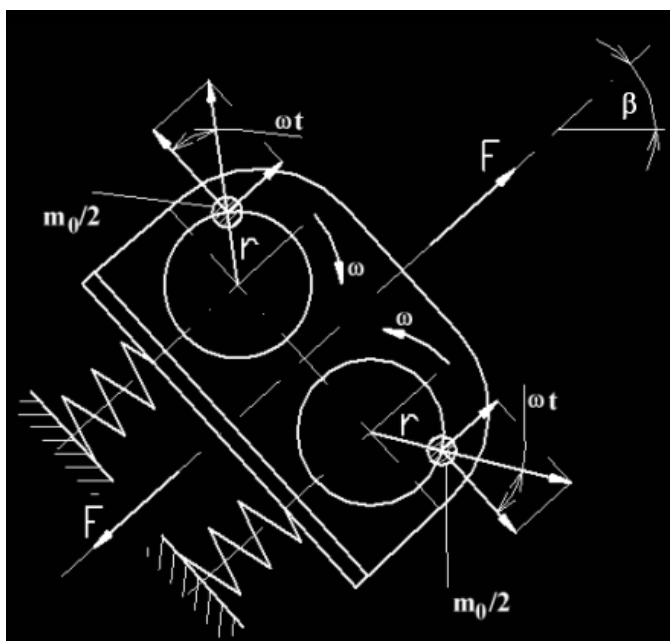
Mechanický budič samobalanční přímočarých kmitů je tvořen masivní skříní, v níž jsou valivě uloženy dva hřídele opatřené nevyváženými (debalančními) závažími a vzájemně svázaný ozubeným převodem $i_p = 1$. Debalanční závaží jsou spolu s hřídeli fázovány ozubením tak, aby se složky odstředivých sil kolmých na osu kmitání vzájemně rušily a složky ve směru kmitání sčítaly.

Složky odstředivé síly $\frac{m_0}{2} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$ se ruší, složky $\frac{m_0}{2} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$ se sčítají.

Výsledná odstředivá síla v ose kmitání:

$$F = 2 \cdot \frac{m_0}{2} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \text{ [N]}$$

[7.9]



Obr.7.5 Princip samobalančního budiče kmitů

Maximální odstředivá síla – budící síla – je

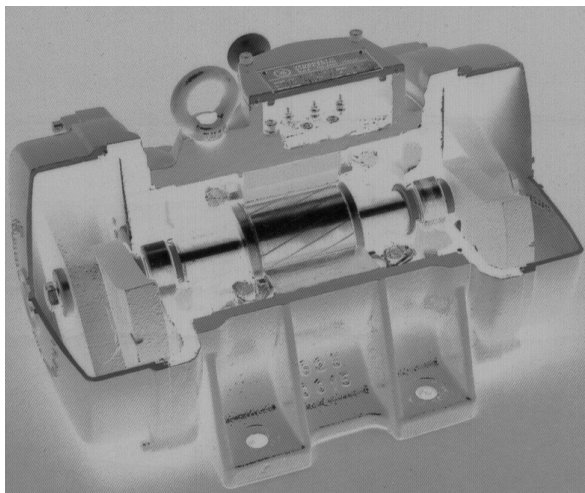
$$F = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad [7.10]$$

kde m_0 [kg] - hmotnost všech debalančních závaží,

r [m] – poloměr rotace těžiště závaží,

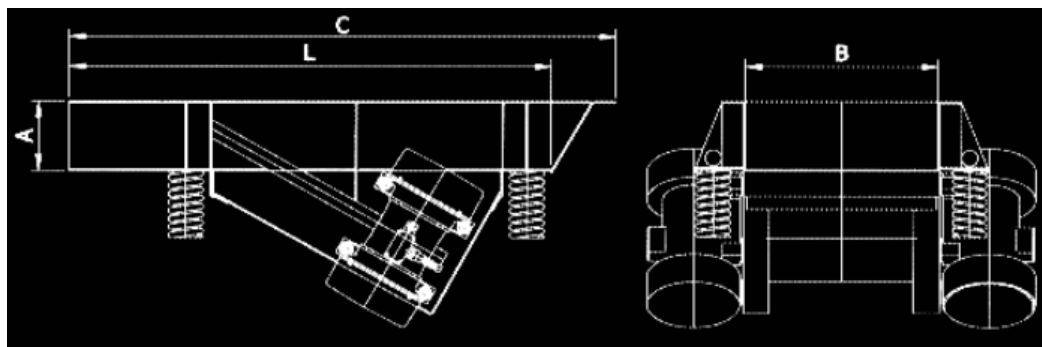
ω [rad. s⁻¹] – úhlová rychlost rotace závaží.

Tato síla musí udržet v trvalém kmitavém pohybu s předem zvolenými parametry kmitání (výhylkou, frekvencí, úhlem vrhu) hmotnost dopravníku, budiče, závěsů a materiálu na žlabu.



Obr.7.6 Řez vibračním elektromotorem

Samobalanční budiče přímočarých kmitů byly již v 60. letech 20. století nahrazovány dvojicí tzv. **vibračních elektromotorů** (vibromotorů). Vibrační podavač s dvojicí vibračních elektromotorů, viz obr.7.7. Jedná se o asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko, jehož hřídel je na obou koncích opatřen letmo uloženými nevyvážky (debalančními závažími), viz obr.7.6. Uvedeme-li vibromotory do protisměrné rotace dosáhneme stejného efektu jako u výše popsaného samobalančního budiče. Vlastní tíha dvojice vibromotorů je menší než samobalančního budiče, odpadá řemenový převod mezi elektromotorem a budičem; vibromotory mohou být uloženy nejen nad nebo pod vibračním žlabem, ale také na jeho bočnicích. Frekvence kmitání je dána volbou elektromotoru (48 Hz, 24 Hz, 12 Hz, 10 Hz), přičemž lze u každého typu elektromotoru měnit frekvenci kmitání pomocí předřazeného frekvenčního měniče. Změnou frekvence kmitání lze měnit postupovou rychlost materiálu na žlabu a tím i regulovat dopravované množství. Rychlost dopravy bývá $v \leq 0,45$ [m.s⁻¹].



Obr.7.7 Vibrační podavač s dvojicí vibračních elektromotorů

Maximální budící síla u přímočaře kmitajícího stroje je vyvozena dvěma vibromotory

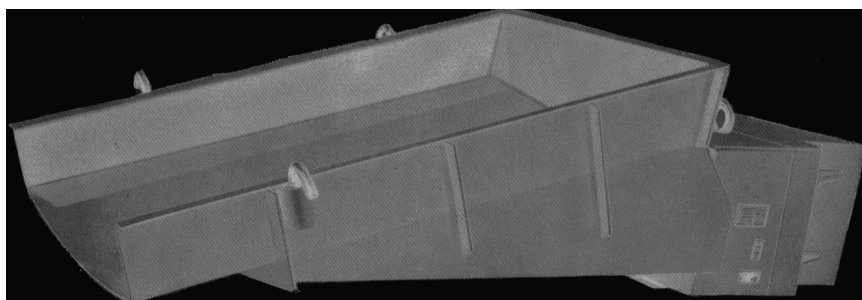
$$F_{\max} = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad [7.11]$$

kde m_0 - hmotnost debalančních závaží obou motorů [kg],

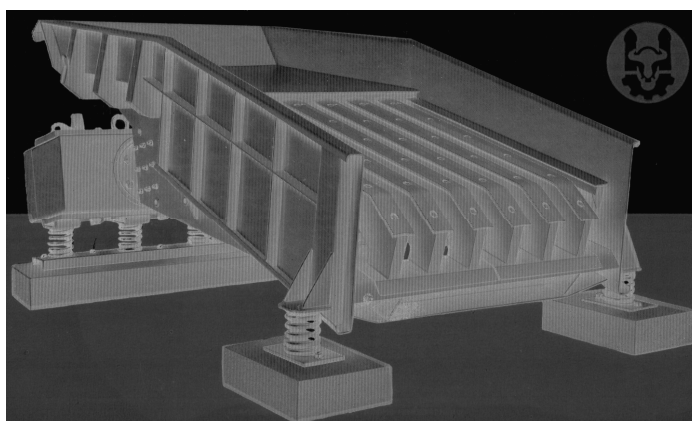
r – poloměr rotace těžiště nevyvážků [m],

ω – úhlová frekvence kmitání ($60 \div 300$) [s^{-1}].

Žlab dopravníku (obr.7.8) a třídíče (obr.7.9) jsou vyrobeny z ocelového plechu. Přestože princip dopravy i abrazivních materiálů je ke žlabu v podstatě šetrný, vyrábí se dno pro zvýšení životnosti žlabu žebrované, anebo s otěrovými plechy. Nejběžnější šířky žlabu korespondují se šířkami dopravního pásu a jsou tedy 0,8; 1,0; 1,2 a 1,4 m.



Obr.7.8 Žlab vibračního dopravníku



Obr.7.9 Žlab vibračního třídíče

Hlavní rozměry vibračních dopravníků (šířka, délka a výška dopravního žlabu) a parametry jejich kmitání uvádí normy ČSN ISO 1049 a ČSN ISO 1815.

Podpěrné nebo závěsné pružiny (vinuté nebo pryžové).

Podpěrné nebo závěsné pružiny vibračního dopravníku umožňují jeho kmitavý pohyb a současně brání přenosu dynamických sil do okolí. Z toho důvodu se snažíme volit tuhost pružin co nejmenší.

Tuhost pružin rovněž určuje zda bude vibrační stroj pracovat v oblasti:

- podrezonanční $z = \frac{\omega}{\omega_0} < 1,$ [7.12]

- rezonanční $z = \frac{\omega}{\omega_0} = 0,85 \div 0,95,$ [7.13]

- nadrezonanční $z = \frac{\omega}{\omega_0} > 1 \div 5$, [7.14]

kde ω – pracovní frekvence stroje [s^{-1}], $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$,
 ω_0 – vlastní frekvence stroje [s^{-1}].

Potřebnou tuhost pružin c určíme ze vztahu

$$\omega_0 = \left(\frac{c}{m}\right)^{0,5} \quad [7.15]$$

kde m [kg] – hmotnost dopravníku

a tedy $c = m \cdot \omega_0^2$ [$N \cdot m^{-1}$].

Podle požadované oblasti kmitání určíme

$$\omega_0 = \frac{\omega}{z} \quad [7.16]$$

Z celkové tuhosti c určíme tuhost jednotlivých pružin:

$$c_1 = \frac{c}{n} \quad [7.17]$$

kde n – počet podpěrných pružin [-].

7.2 Základy výpočtu vibračního dopravníku

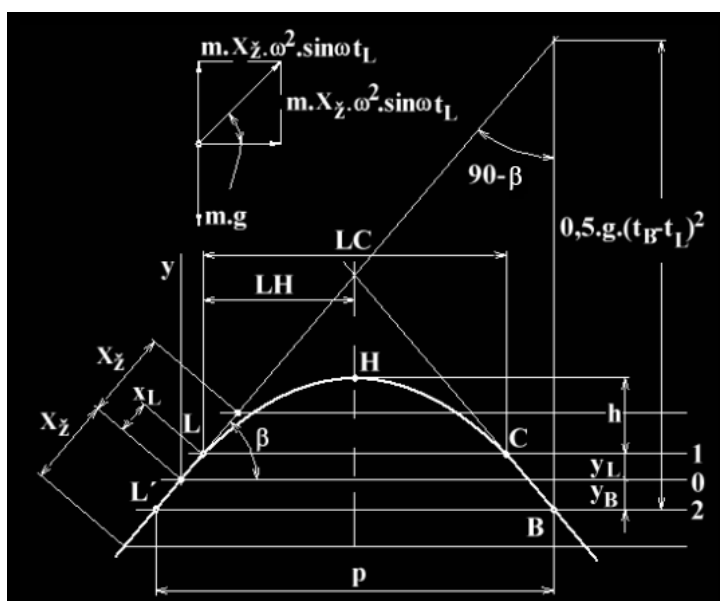
Stanovení rychlosti dopředného pohybu materiálu po vodorovném dopravním žlabu formou mikrovrvhu [4]

Zrno nebo předmět položený na kmitající plochu bude přejímat proměnlivé zrychlení plochy $X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t$ a působením tíhy $m \cdot g$ bude do určité polohy plochy (bod L) ve styku s ní (obr.7.10).

V místě odpoutání, bod L , zrna od plochy bude:

$$m \cdot X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t_L \cdot \sin \beta > m \cdot g, \quad [7.18]$$

$$\omega t_L = \arcsin \frac{g}{X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}. \quad [7.19]$$



Obr.7.10 Znárodnění kmitající plochy žlabu

Nyní můžeme určit okamžitou výchylku plochy odpovídající bodu **L** v ose kmitání

$$x_L = X_z \cdot \sin \omega t_L \text{ [m]}, \quad [7.20]$$

a její průmět do svislého směru:

$$y_L = x_L \cdot \sin \beta = X_z \cdot \sin \omega t_L \cdot \sin \beta \text{ [m]} \quad [7.21]$$

a odtud vyplyne také hodnota tzv. technologického součinitele

$$K_v = \frac{X_z \cdot \omega^2}{g} \cdot \sin \beta = \frac{1}{\sin \omega t_L}, \quad [7.22]$$

který zásadně ovlivňuje technologickou funkci stroje (třídíče, pračky, sušičky) jak ukážeme dále.

V bodě **L** opustí zrno (předmět) kmitající plochu počáteční rychlostí

$$v_L = X_z \cdot \omega \cdot \cos \omega t_L \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [7.23]$$

a pohybuje se po vlastní parabolické dráze, zatímco plocha pokračuje v harmonickém kmitání.

Pro určení dráhy zrna využijeme zákon šikmého vrhu.

Nejvyšší dosažený bod dráhy **H** nad úrovní bodu **L**,

$$h = \frac{v_L^2 \cdot \sin^2 \beta}{2 \cdot g} \text{ [m]}, \quad [7.24]$$

$$\text{čas } t_H = \frac{v_L \cdot \sin \beta}{g} \text{ [s]}. \quad [7.25]$$

Vodorovná vzdálenost bodu **H** od bodu **L** bude:

$$\overline{LH} = v_L \cdot \cos \beta \cdot t_H \text{ [m]}. \quad [7.26]$$

Pro bod paraboly **C** symetrický podle osy paraboly platí:

$$\overline{LC} = 2 \cdot \overline{LH} = 2 \cdot v_L \cdot \cos \beta \cdot t_H \text{ [m]}. \quad [7.27]$$

Parabolická dráha zrna je tedy určena třemi body (**L**, **H**, **C**), tečnou v bodě **L** (pod úhlem β) a vodorovnou tečnou v bodě **H**. Tím je dáno ohnisko paraboly a parabolu můžeme sestrojit.

Zrno (předmět) dopadne zpět na kmitající plochu v bodě **B**, který je průsečíkem vrhové paraboly a sinusoidy znázorňující harmonický kmit plochy (obr.7.11). Během jednoho kmitu plochy „poskočí“ zrno o vzdálenost $p = \overline{L'B}$, přičemž bod **L'** přísluší dopadové poloze plochy (obr.7.10).

Délku poskoku **p** určíme ze vztahu

$$p = \frac{1}{2} \cdot g \cdot (t_B - t_L)^2 \cdot \cot g \beta \text{ [m]}, \text{ viz (obr.7.10)} \quad [7.28]$$

Určení doby t_B případně $t_B - t_L$ provedeme graficky, viz obr.7.11. Spojením grafů na (obr.7.10) a (obr.7.11) můžeme graficky odečíst délku poskoku. Při kreslení obou diagramů sjednotíme měřítko délek $\overline{LH}, \overline{LC}$ a úhlů $\omega t_H, \omega t_C$ následovně:

$$\overline{LH} \cong \omega t_H \text{ [m, rad]},$$

$$\eta \cong \omega t_L, \quad \eta = \frac{\omega t_L}{\omega t_H} \cdot \overline{LH}, \quad \overline{LH} \cong \omega t_H, \quad \xi \cong 2 \cdot \pi, \quad \xi \cong \frac{2 \cdot \pi}{\omega t_H} \cdot \overline{LH}$$

Průměrná dopředná rychlost zrna (předmětu) i materiálové vrstvy (experimentálně prokázána)

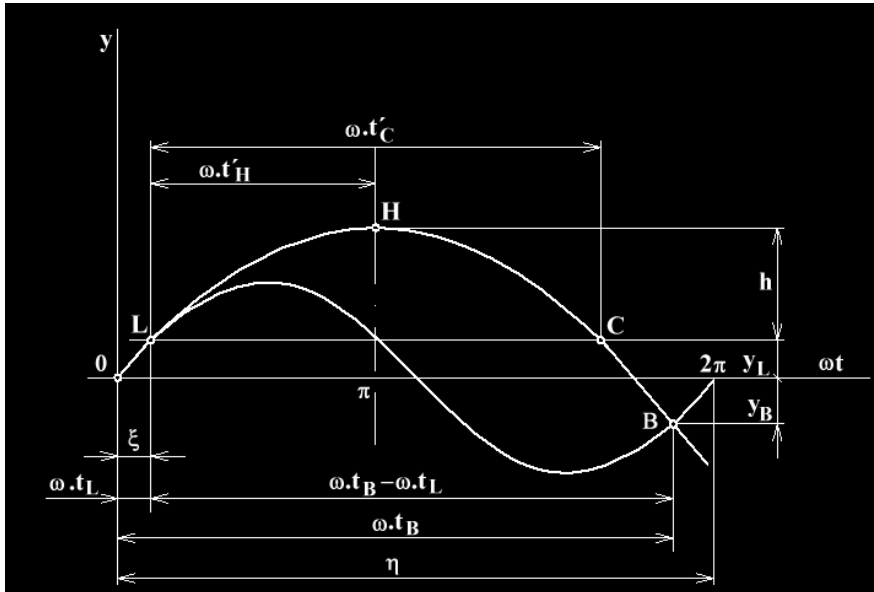
$$v = f \cdot p \cdot \frac{1}{o} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}], \quad [7.29]$$

kde **f** - frekvence kmitání [Hz],

p - délka poskoku [m],

o - počet kmitů dopravní plochy připadajících na délku jednoho poskoku zrna.

Doporučuje se $o = 1$.



Obr.7.11 Graf znázorňující kmitání žlabu a délku skoku zrna

Dopravní žlab skloněný k vodorovné rovině

Dopravní žlab nebo trubka může být k vodorovné rovině skloněn úpadně.

I zde neuvažujeme složku zrychlení rovnoběžnou s dopravní plochou a předpokládáme, že pohyb zrna je ovládán kolmou složkou zrychlení k dopravní ploše.

Analogicky platí

$$X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t_L \cdot \sin(\beta + \varepsilon) > g \cdot \cos \varepsilon \quad [7.30]$$

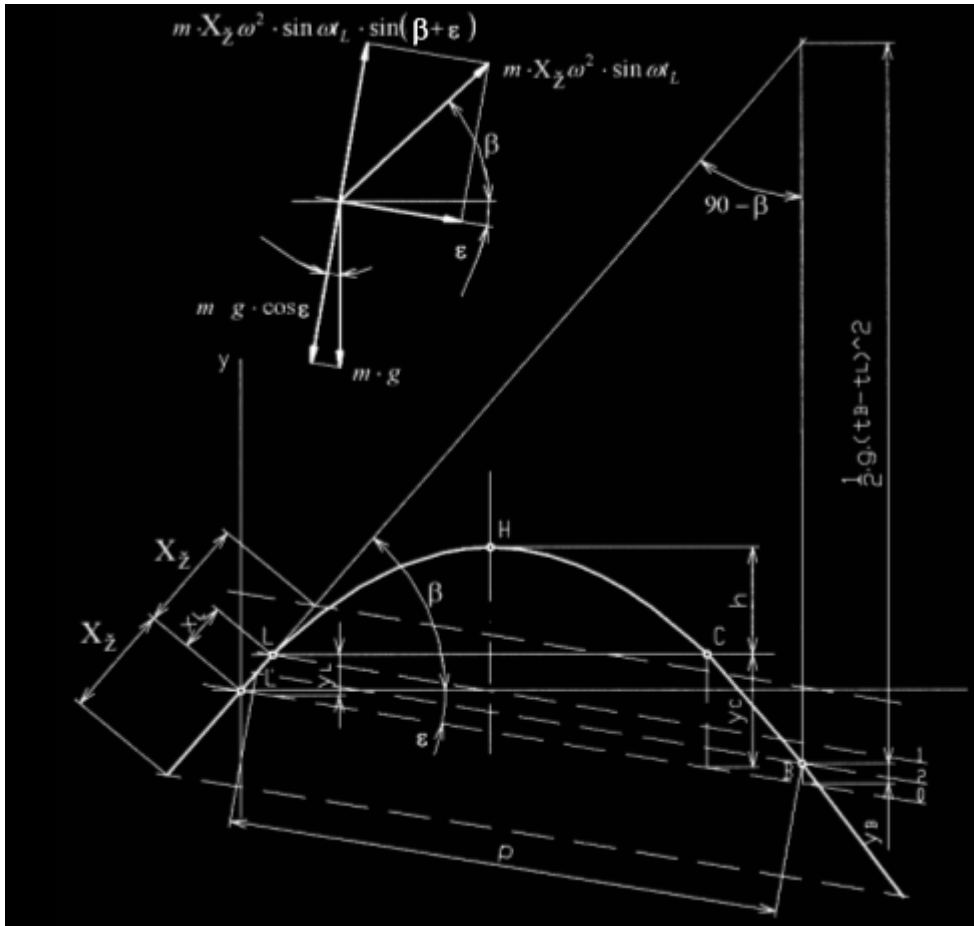
$$\sin \omega t_L = \frac{g}{X_z \cdot \omega^2} \cdot \frac{\cos \varepsilon}{\sin(\beta + \varepsilon)}$$

$$\omega t_L = \arcsin \frac{g \cdot \cos \varepsilon}{X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin(\beta + \varepsilon)} \text{ [rad]} \quad [7.31]$$

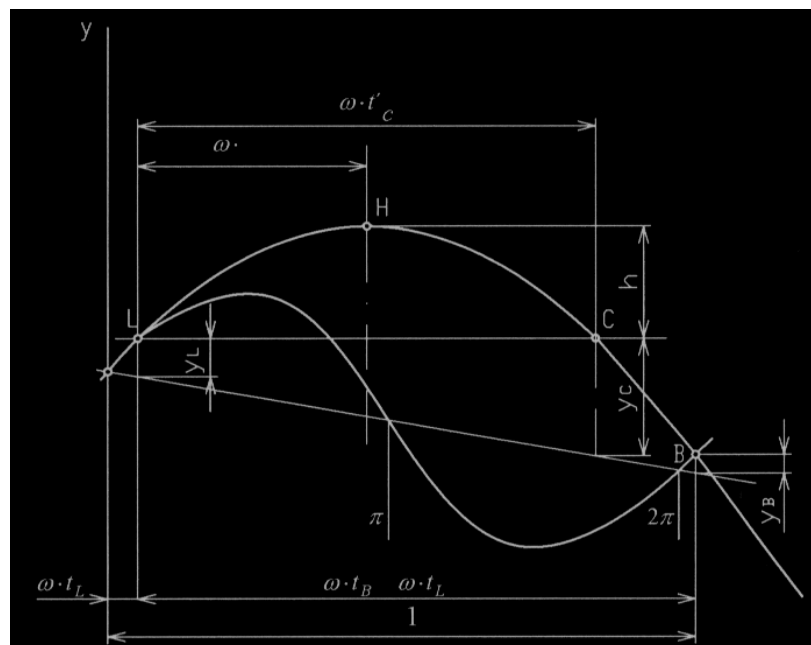
$$x_L = X_z \cdot \sin \omega t_L; y_L = x_L \cdot \frac{\sin(\beta + \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \text{ [m]}$$

$$K_V = \frac{1}{\sin \omega t_L} = \frac{X_z \cdot \omega^2 \cdot \sin(\beta + \varepsilon)}{g \cdot \cos \varepsilon} \quad [7.32]$$

Zrno vykoná opět pohyb po parabolické dráze a dopadne zpět na plochu v bodě **B**.



Obr.7.12 Znázornění kmitající plochy úklonného žlabu



Obr.7.13 Graf znázorňující kmitání úklonného žlabu a délku skoku zrna

Pro délku poskoku platí

$$p = \frac{1}{2} \cdot g \cdot (t_B - t_L)^2 \cdot \frac{\cos \varepsilon}{\sin(\beta + \varepsilon)} \text{ [m]}, \quad [7.33]$$

Časy $t_B, (t_B - t_L)$ určíme obdobně jako v předchozím případě.

Rychlost dopředného pohybu

$$v = f \cdot p \cdot \frac{1}{o} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad [7.34]$$

Zjištěná rychlost dopravy materiálu umožňuje kontrolu dopravní výkonnosti vibračního dopravníku podle vztahu:

$$Q = 3,6 \cdot B \cdot h \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \text{ [t.h}^{-1}\text{]} \quad [7.35]$$

kde **B** - šířka dopravované materiálové vrstvy, tedy šířka žlabu [m],

h - výška materiálové vrstvy [m],

v - průměrná dopravní rychlost [m.s⁻¹],

ρ_s - sypaná hmotnost [kg.m⁻³],

k_φ - součinitel plnění dopravníku [-], $k_\varphi = 0,6 \div 0,7$.

Potřebný výkon elektromotoru budiče nebo obou vibrátorů

$$P = (1,15 \div 1,2) \cdot \frac{P_w + P_B}{1000 \cdot \eta} \text{ [kW]} \quad [7.36]$$

kde **η** - součinitel účinnosti řemenového převodu a vibromotorů [-].

Výkon pro ztráty v ložiskách

$$P_B = m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \mu_\varepsilon \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega \text{ [W]} \quad [7.37]$$

kde **μ_ε** - součinitel tření valivého uložení hřídelí [-],

d - průměr valivého uložení hřídelí [m].

Činný výkon

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot k \cdot X_z^2 \cdot \omega^2 \text{ [W]}, \quad [7.38]$$

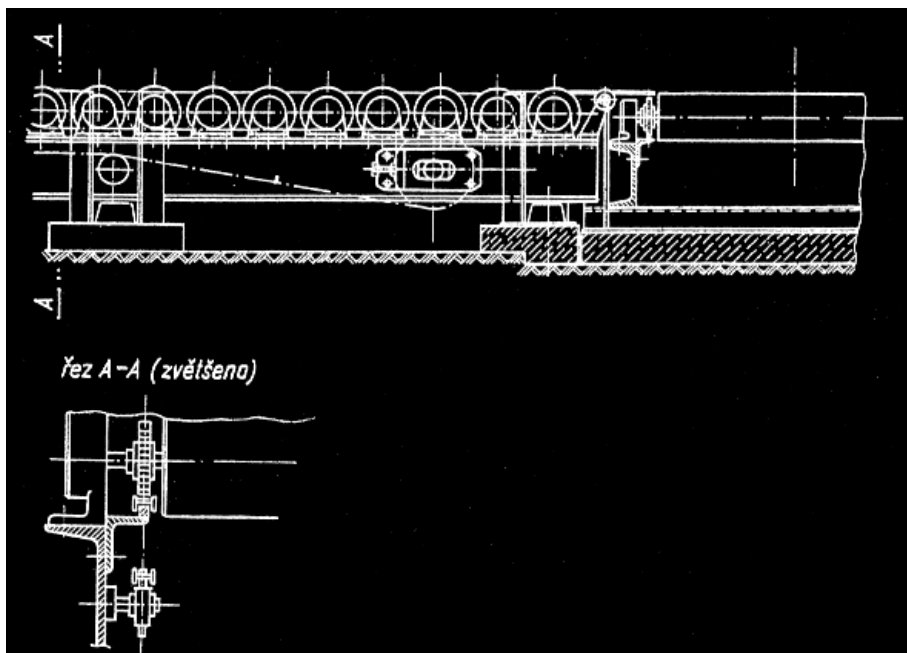
kde **k** - konstanta tlumení [N.s.m⁻¹].

8. Dopravní tratě

Válečkovou trať (obr 8.1) tvoří soustava válečků otočných kolem os uložených v rámu a kolmých na směr dopravy. Válečková trať je **přímá** (obr.8.2) nebo **oblouková** (obr.8.3). V druhém případě jsou válečky nahrazeny valivými konickými tělesy, jejichž povrchové přímky leží v rovině trati a osy jsou kolmé na dráhu pohybu dopravovaných materiálů.

Válečkové tratě jsou součástí výrobních linek nebo tvoří samostatné dopravní linky v rámci vnitropodnikové dopravy. Slouží výhradně k přepravě kusového materiálu. Válečky se vyrábějí v normalizovaných průměrech a délkách, viz tab.8.1.

Pohyb předmětů na válečkové trati se realizuje buď **vlastní tíhou** (při dopravě úpadní) nebo jsou válečky **poháněny** a tažnou silou je tření mezi válečky a předměty. Pohon válečků je skupinový (určitý počet válečků je poháněn společným motorem) nebo jsou válečky vybaveny samostatnými motory. Některé firmy nabízí válečky s vestavěnými asynchronními elektromotorky, tedy tzv. elektrobubny.



Obr.8.1 Válečková trať



Obr.8.2 Přímá válečková trať



Obr.8.3 Oblouková válečková trať

Tabulka 8.1

| Normalizované rozměry válečků | | | | | |
|-------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Průměr válečku [mm] | 60 | 70 | 89 | 108 | 133 |
| Délka válečku [mm] | 400 | 500 | 650 | 800 | |

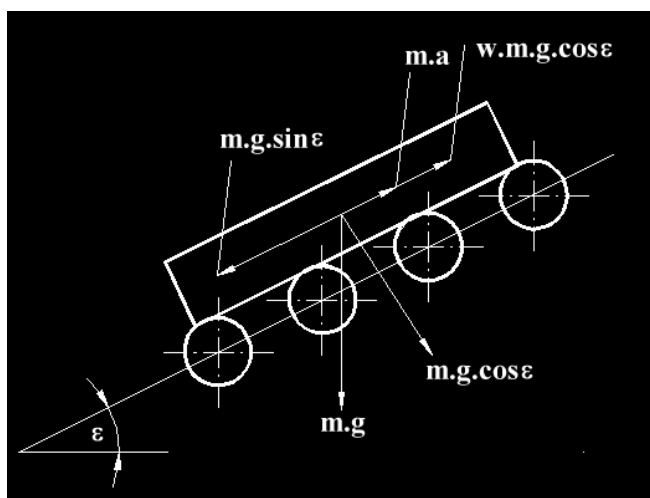
8.1 Válečkové tratě gravitační

Válečkové tratě gravitační (obr.8.5) mají jednoduchou a lehkou konstrukci. Často se jich používá k dopravě výrobků a polotovárů od jednoho pracoviště k druhému nebo do mezikladu apod. Válečkové tratě gravitační se doplňují o přepravní linky z jiných dopravníků.

Vzdálenost válečků se volí tak, aby předmět spočíval vždy nejméně na dvou válečcích a bývá obvykle 1/3 až 1/5 délky dopravovaného předmětu. Při výpočtu válečku se předpokládá, že jeden váleček je zatížen 70% hmotnosti předmětu.

8.1.1 Výpočet válečkové gravitační trati

Předměty se na válečcích pohybují působením složky vlastní tíhy do směru pohybu (obr.8.4). Úhel sklonu válečkové trati je nutno stanovit tak, aby bylo dosaženo žádaného pohybu: rovnoměrného s konstantní rychlostí nebo rovnoměrně zrychleného.



Obr.8.4 Válečková trať gravitační

Pro pohyb předmětů na válečkové trati platí obdobná rovnice jako u skluzu nebo žlabu.

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + m \cdot g \cdot \cos \varepsilon \cdot w - m \cdot g \cdot \sin \varepsilon = 0 \quad [8.1]$$

kde:

m – hmotnost dopravovaného předmětu [kg]

g – gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

ε - úhel sklonu gravitační válečkové tratě [deg]

w - součinitel odporu proti pohybu [-]

Zpravidla vyžadujeme pohyb konstantní rychlostí, pak:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = 0, \quad tg \varepsilon = w \quad [8.2]$$

Síla na překonání odporu proti pohybu F má dvě složky $F = F_1 + F_2$

1. *Odpor valivého a čepového tření válečků*

$$F_1 = m \cdot g \cdot \cos \varepsilon \cdot w + z \cdot m_v \cdot g \cdot \frac{\mu_\varepsilon \cdot d_\varepsilon}{D_v} \text{ [N]} \quad [8.3]$$

kde:

μ_ε - součinitel čepového tření (0,02) [-]

m_v - hmotnost rotujících částí válečku [kg]

z - počet válečků pod předmětem [-]

w – součinitel odporu proti pohybu [-] určený dle rovnice [5.8], kde d_ε je průměr osy [m] a D_v průměr válečku [m].

2. *Odpor způsobený ztrátou energie předmětu po njetí na stojící váleček*

Po njetí předmětu na váleček, který byl dosud v klidu uvede se tento do rotace v důsledku smykového tření mezi předmětem a válečkem. Obvodová rychlost válečku vzroste působením třecí síly z nuly na průměrnou rychlost předmětu na trati. Při nájedzu předmětu na váleček dochází ke ztrátě energie způsobené

- nárazem předmětu na vrchol válečku, což je způsobeno rozdíly v uložení os válečků nebo nerovnou plochou předmětu

- vzhledem k nestejným rychlostem válečku a předmětu dochází k prokluzu a tedy tření, které spotřebuje část energie pohybujícího se předmětu

- další část kinetické energie předmětu se spotřebuje na uvedení válečku do rotace

Předpokládáme, že tyto ztráty jsou rovny dvojnásobné kinetické energie rotujícího válečku, tedy:

$$z \cdot J \cdot \omega^2 = F_2 \cdot l \quad [8.4]$$

kde:

J – hmotný moment setrvačnosti rotujících částí válečku [$kg \cdot m^2$]

ω - úhlová rychlost válečku [$rad \cdot s^{-1}$]

t_v – rozteč válečků [m], $t_v = \frac{l}{z}$

l – délka předmětu [m]

Celková síla potřebná na překonání odporu proti pohybu:

$$F = m \cdot g \cdot \cos \varepsilon \cdot w + z \cdot m_v \cdot g \cdot \frac{\mu_\varepsilon \cdot d_\varepsilon}{D_v} + \frac{J \cdot \omega^2}{t_v} \quad [\text{N}] \quad [8.5]$$

Hnací silou je složka tíhy předmětu působící ve směru dopravy, tj. $m \cdot g \cdot \sin \varepsilon$:

$$m \cdot g \cdot \sin \varepsilon = m \cdot g \cdot \cos \varepsilon \cdot w + z \cdot m_v \cdot g \cdot \frac{\mu_\varepsilon \cdot d_\varepsilon}{D_v} + \frac{J \cdot \omega^2}{t_v} \quad [8.6]$$

Podělíme-li rovnici tíhou předmětu $m \cdot g$ dostaneme mezní úhel sklonu trati:

$$\sin \varepsilon = w \cdot \cos \varepsilon + z \cdot \frac{m_v}{m} \cdot \frac{\mu_\varepsilon \cdot d_\varepsilon}{D_v} + \frac{J \cdot \omega^2}{m \cdot g \cdot t_v} \quad [8.7]$$

$$\omega = \frac{v_0 + v_k}{D_v}$$

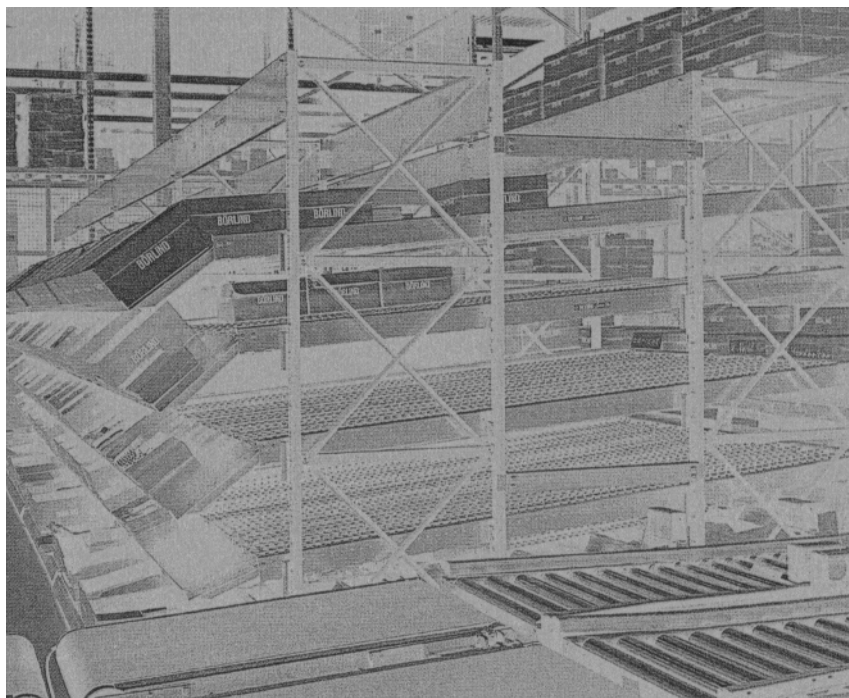
Úhly sklonu gravitačních válečkových tratí jsou poměrně malé a můžeme tedy považovat $\cos \varepsilon \in (1 \div 0,95)$ pak:

$$\sin \varepsilon \cdot \text{tg} \varepsilon = w \quad [8.8]$$

kde w je součinitel odporu proti pohybu předmětu po válečkové trati [-].

Analogicky jako u pohybu po skluzu pak můžeme určit rychlost pohybu předmětu na válečkové trati a její konečnou velikost podle vztahu

$$v_k = \left[2 \cdot g \cdot l \cdot (\sin \varepsilon - \cos \varepsilon \cdot w) + v_0^2 \right]^{0,5} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [8.9]$$

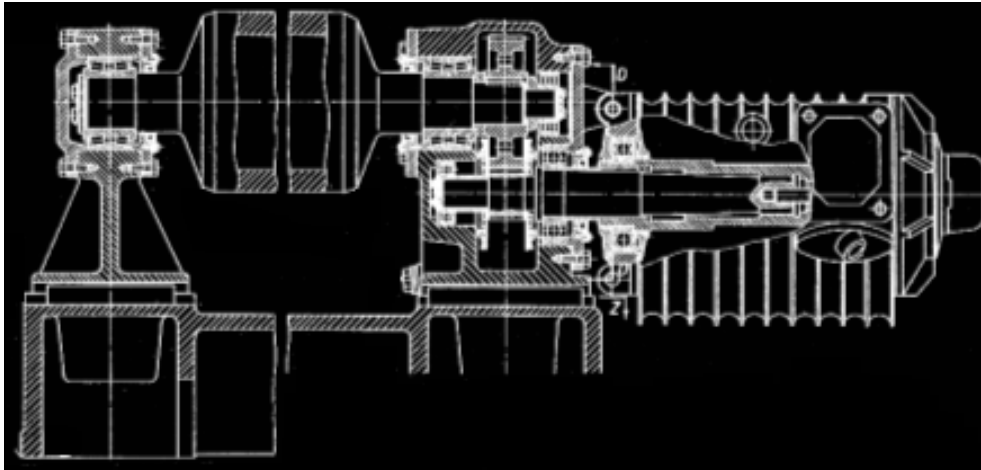


Obr.8.5 Válečková trať gravitační

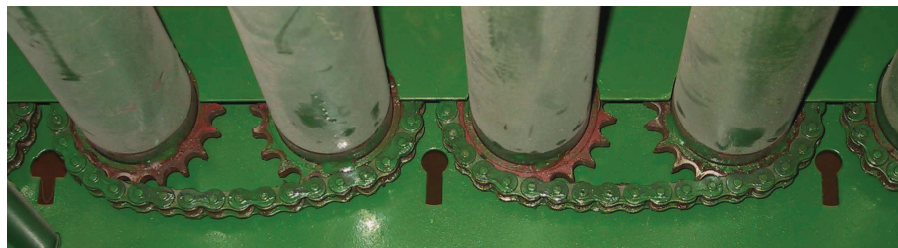
8.2 Válečkové tratě poháněné

Rozeznáváme dva druhy poháněných válečkových tratí. První dopravuje předměty mezi pracovišti na delší vzdálenosti. Jejich funkce je vysloveně **dopravní**.

Druhý typ zajišťuje dopravní manipulaci v těsné blízkosti pracovního stroje, např. válcovací stolice. Funkce válečkové trati musí být pak těsně vázána na předepsaný technologický postup, tyto tratě jsou nazývány **pracovní**.



Obr.8.6 Individuální pohon válečku válečkové tratě



Obr.8.7 Skupinový pohon válečkové tratě válečkovými řetězy

8.2.1 Výpočet poháněné válečkové trati

Je nežádoucí přílišné klouzání dopravovaného břemene po válečcích poháněné válečkové trati, velikost zrychlení tedy omezíme podmínkou:

$$G_b \cdot \mu = m \cdot a = \frac{G_b}{g} \cdot a \Rightarrow a = \mu \cdot g \text{ [m.s}^{-2}\text{]} \quad [8.10]$$

kde

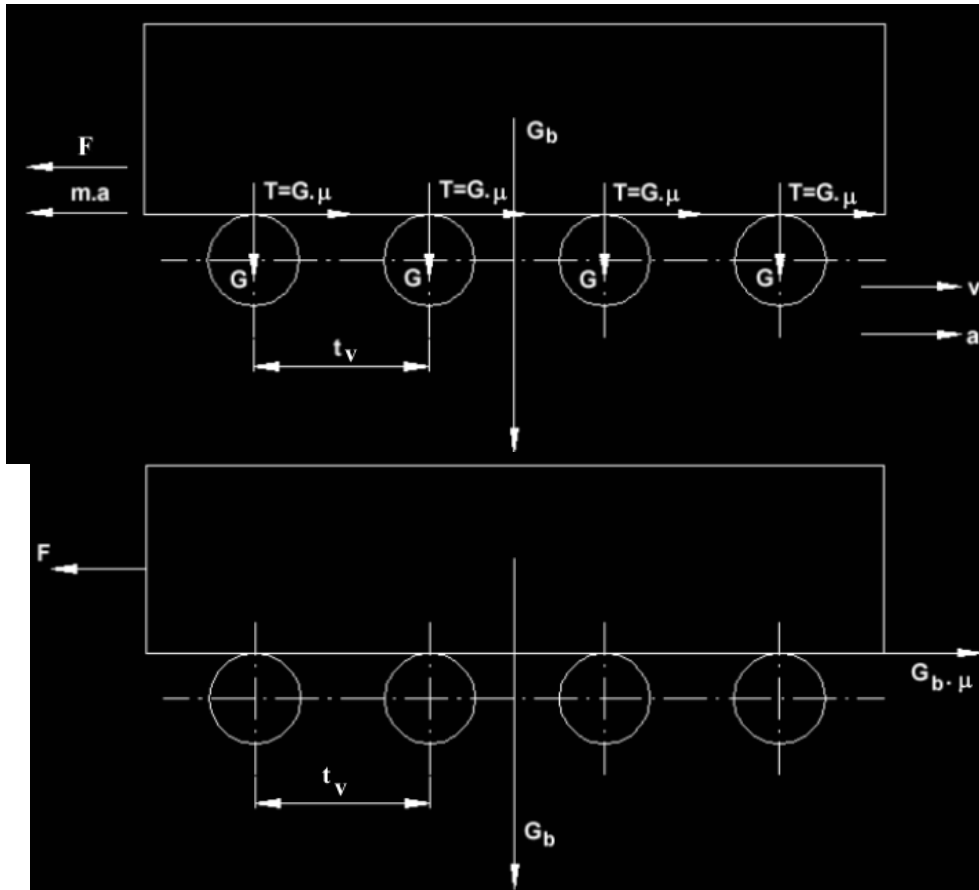
G_b – tíha dopravovaného břemene [N]

m – hmotnost dopravovaného břemene [kg];

g – tíhové zrychlení [m.s⁻²];

a – zrychlení pohybu [m.s⁻²].

Uvedená rovnice platí jen tehdy, je-li G_b zároveň adhezní tíhou a to platí tehdy, jsou-li všechny válečky poháněny.



Obr.8.8 Schéma rozložení tíhy břemene na válečcích poháněné válečkové trati

Na základě obr.8.8 je možno stanovit adhézní rovnici. Největší úhlové zrychlení válečku ε musí být

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot a}{D_v} = \frac{a}{R_v} = \frac{\mu \cdot g}{R_v} \quad [8.11]$$

Při výpočtu výkonu elektromotoru musíme vycházet z této podmínky a uvažovat tedy vliv dynamických účinků.

Záběrový točivý moment musí překonat jednak momenty statických odporů (tření apod.) a jednak momenty dynamického charakteru

$$M_{\max} = M_s + M_d \quad [8.12]$$

$$M_s = \left[\frac{G_b \cdot k}{z} \cdot (e + R_v) + m_v \cdot g \cdot \mu_\xi \cdot r_\xi \right] \cdot \frac{1}{i_p} \quad [8.13]$$

Momenty statických odporů redukovaných na hřídel motoru jsou dány součtem momentu valivého a momentu čepového tření, viz obr.8.9 vztahem:

$$M_v = \sum G \cdot e = G_b \cdot e \quad [8.14]$$

$$M_\xi = \sum G \cdot \frac{d_\xi}{D_v} \cdot \mu_\xi = G_b \cdot \frac{r_\xi}{R_v} \cdot \mu_\xi \quad [8.15]$$

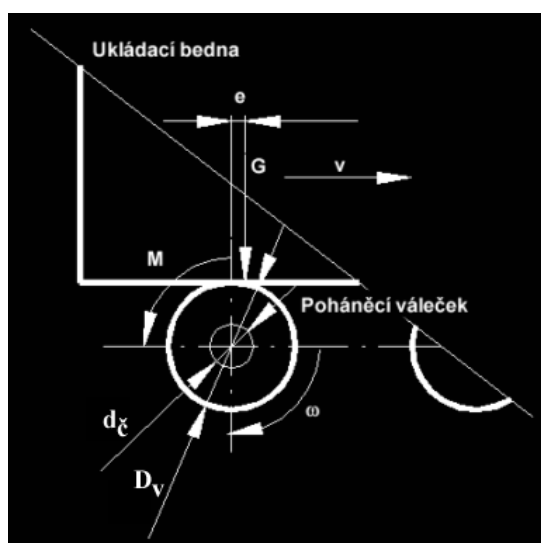
Zatížení jednoho válečku $\frac{G_b \cdot k}{z}$, kde součinitel k vyjadřuje vliv nerovnoměrného rozložení tíhy břemene na válečky. Součinitel $k > 1$ a jeho hodnotu je nutno vždy případ od případu vyšetřit. Převodový poměr mezi válečkem a elektromotorem je označen i_p .

Moment potřebný k urychlení části hmoty dopravovaného břemene, připadající na 1 váleček (posuvný pohyb) je dán vztahem

$$M_{d1} = \frac{G_b}{z} \cdot k \cdot \frac{1}{g} \cdot \mu \cdot g \cdot R_v \quad [8.16]$$

je-li $\mu \cdot g = \varepsilon \cdot R_v$, pak platí (při redukci na hřídel elektromotoru)

$$M_{d1} = \frac{G_b}{z \cdot g} \cdot k \cdot \varepsilon_v \cdot R_v^2 \cdot \frac{1}{i_p} \quad [8.17]$$



Obr.8.9 Schéma vlivu valivého a čepového tření

Momenty potřebné k urychlení hmotnosti hnaných částí válečků se určí známým způsobem:

$$M_{d2} = I_v \cdot \varepsilon_v \cdot \frac{1}{i_p} \quad [8.18]$$

Moment potřebný k urychlení rotoru elektromotoru

$$M_{d3} = I_m \cdot \varepsilon_m = I_m \cdot i_p \cdot \varepsilon_{v \max} \quad [8.19]$$

Moment potřebný k urychlení otáčejících se částí převodového ústrojí, který se obvykle nepočítá a jeho vliv se vyjadřuje součinitelem 1,2 kterým se násobí moment M_{d3} .

Pak **celkový dynamický moment**:

$$M_d = M_{d1} + M_{d2} + M_{d3} + M_{d4} \quad [8.20]$$

Maximální moment

$$M_{\max} = M_{st} + M_d = \left[\frac{G_b \cdot k}{z} \cdot (e + \mu_\zeta \cdot r_\zeta) + m_v \cdot g \cdot \mu_\zeta \cdot r_\zeta \right] \cdot \frac{1}{i_p} + \frac{G_b}{z \cdot g} \cdot k \cdot \varepsilon_v \cdot R_v^2 \cdot \frac{1}{i_p} + I_v \cdot \varepsilon_v \cdot \frac{1}{i_p} + 1,2 \cdot I_m \cdot \varepsilon_m \quad [8.21]$$

$$M_{\max} = F \cdot \frac{D_v}{2} = F \cdot R_v \Rightarrow F = \frac{M_{\max}}{R_v} \quad [8.22]$$

Jmenovitý výkon motoru pak bude

$$P = M_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot n_m}{30} \cdot \frac{1}{\eta \cdot \psi} \quad [8.23]$$

kde

n_m – jmenovité otáčky elektromotoru [min^{-1}]

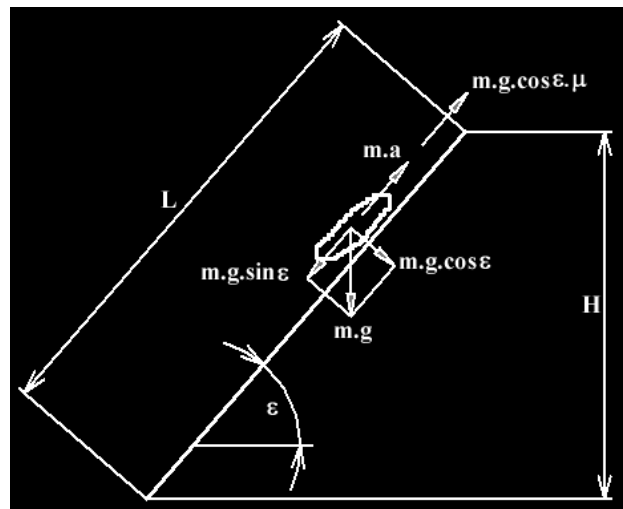
η - celková mechanická účinnost převodového ústrojí;

$\psi = \frac{M_{\max}}{M_m} = (1,75 \approx 2,5)$ - poměr maximálního a jmenovitého momentu elektromotoru.

9. Doprava vlastní tíhou

Při dopravě vlastní tíhou se k pohybu materiálu na stacionárních (nepohyblivých) **skluzech** a **žlabech**, využívá sinusové složky tíhy materiálu, (obr.9.1). Doprava je možná pouze s vyšší na nižší úroveň, principiálně se jedná o pohyb na nakloněné rovině (skluzu). Žlab je ve srovnání se skluzem opatřen bočnicemi, které zajišťují větší dopravní průřez a možnost zakrytí proti prášení. Dopravní rychlost na skluzu (žlabu) závisí na součiniteli vnějšího tření dopravovaného materiálu po ploše skluzu (žlabu) a úhlu naklonění. Změnou těchto parametrů lze rychlost regulovat.

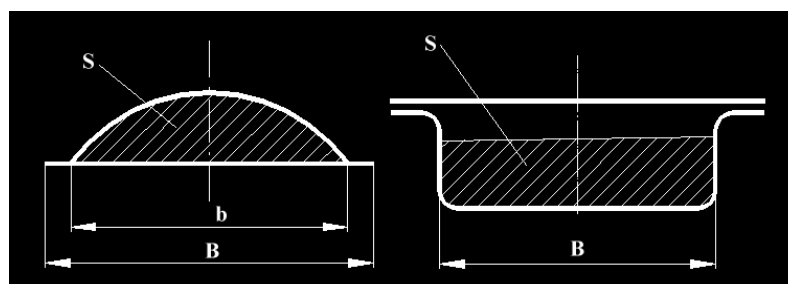
9.1 Jednoduché a lomené skluzy



Obr.9.1 Jednoduchý skluz

Materiál skluzu a žlabu bývá ořezvzdorná ocel nebo keramické obklady styčných ploch. Zařízení je nenáročné na údržbu.

Odvození pohybové rovnice na jednoduchém skluzu (žlabu)



a) skluz

b) žlab

Obr.9.2 Příčný průřez

Pro pohyb zrna neschopného rotace na nakloněné rovině platí:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + m \cdot g \cdot \cos \varepsilon \cdot \mu - m \cdot g \cdot \sin \varepsilon = 0$$

[9.1]

kde m – hmotnost zrna [kg]
 ε – úhel naklonění skluzu (žlabu) [deg]
 μ – součinitel vnějšího tření [-],
 $\mu = \operatorname{tg} v$, kde v – úhel vnějšího tření [deg].

Z rovnice [9.1] vyplývá, že zrychlení pohybujícího se zrna

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = g \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon) \quad [9.2]$$

Integrací získáme vztah pro rychlost

$$\frac{dx}{dt} = v = g \cdot t \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon) + C_1$$

Integrační konstantu C_1 stanovíme z počátečních podmínek, pro $t = 0$ je $v = v_0$ tedy $C_1 = v_0$, kde v_0 je počáteční rychlost zrna na skluzu, pak

$$v = g \cdot t \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon) + v_0 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [9.3]$$

Integrací dostaneme výraz pro dráhu

$$x = \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon) + v_0 \cdot t + C_2 = L$$

Z počátečních podmínek $t = 0$ je $x = 0$ tedy $C_2 = 0$

$$x = \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon) + v_0 \cdot t + C_2 = L \quad [9.4]$$

Vyjádřením času t z rovnice [9.4] a dosazením do rovnice [9.3] získáme vztah pro vyjádření dráhy a rychlosti v závislosti na úhlu sklonu skluzu a součiniteli vnějšího tření μ (bez parametru času).

$$v = \left[2 \cdot L \cdot g \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon) + v_0^2 \right]^{0,5} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [9.5]$$

$$L = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot (\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon)} \text{ [m]} \quad [9.6]$$

kde: v_0, v – počáteční a konečná rychlost zrna na skluzu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

L – délka skluzu [m]

g – gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Rovnice byly odvozeny pro pohyb rotace neschopného zrna po ploše skluzu. Lze je využít i pro pohyb materiálové vrstvy ohraničené parabolou podle (obr.9.2,a).

V praxi je používán žlab (obr.9.2,b). Ke tření materiálu dochází nejen o dno žlabu, ale také o jeho bočnice.

K určení odporu (třecí síly) proti pohybu materiálové vrstvy na bočnicích využijeme Rankineova vztahu pro určení horizontálního tlaku (obr.9.3):

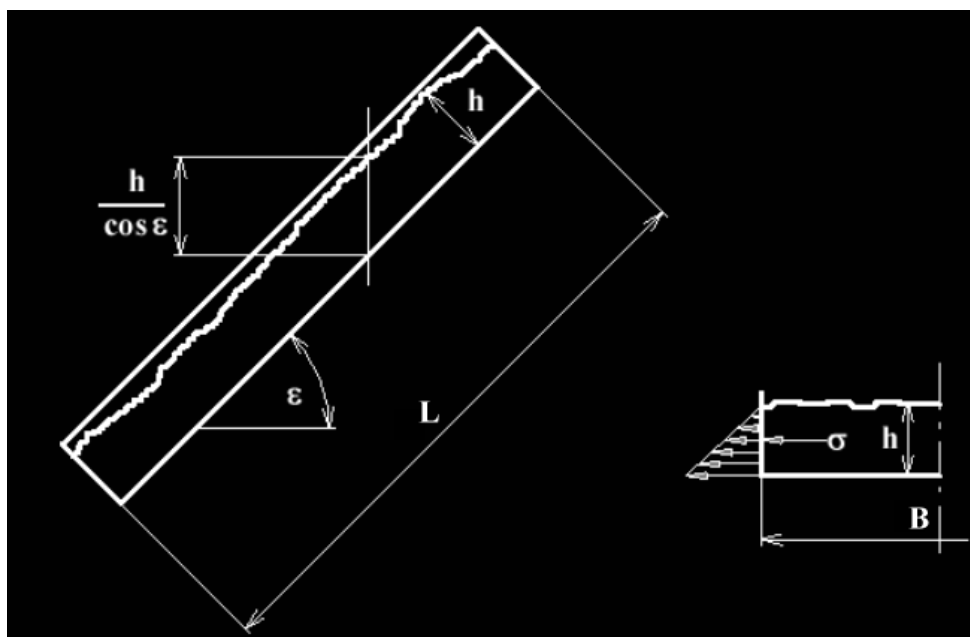
$$\sigma_2 = k \cdot \frac{h}{\cos \varepsilon} \cdot \rho_s \cdot g \text{ [N} \cdot \text{m}^{-2}] \quad [9.7]$$

kde: k – součinitel bočního tlaku

$$k = \frac{1 - \sin \varphi}{1 + \sin \varphi} \quad [9.8]$$

kde: φ – úhel vnitřního tření sypkého materiálu [deg],

ρ_s – sypná hmotnost [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].



Obr.9.3 Jednoduchý žlab

Výsledný odpor proti pohybu materiálu ve žlabu na bočnicích

$$K = 2 \cdot \frac{\sigma_2}{2} \cdot h \cdot L \cdot \mu = k \cdot \frac{h}{\cos \varepsilon} \cdot \rho_s \cdot h \cdot L \cdot \mu \cdot g \text{ [N]} \quad [9.9]$$

Pohybová rovnice bude mít tvar

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + m \cdot g \cdot \mu \cdot \cos \varepsilon + k \cdot \rho_s \cdot g \cdot L \cdot \frac{h^2}{\cos \varepsilon} \cdot \mu - m \cdot g \cdot \sin \varepsilon = 0 \quad [9.10]$$

Vyjádříme-li hmotnost materiálové vrstvy ve žlabu $m = B \cdot h \cdot L \cdot \rho_s$ a podělíme-li jí rovnicí [9.10] dostaneme po úpravě

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = g \cdot \left(\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon - k \cdot \frac{h}{B \cdot \cos \varepsilon} \cdot \mu \right) \quad [9.11]$$

Analogicky dostaneme vztah pro rychlost

$$v = \left[2 \cdot g \cdot L \cdot \left(\sin \varepsilon - \mu \cdot \cos \varepsilon - k \cdot \frac{h}{B \cdot \cos \varepsilon} \cdot \mu \right) + v_0^2 \right]^{0,5} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}. \quad [9.12]$$

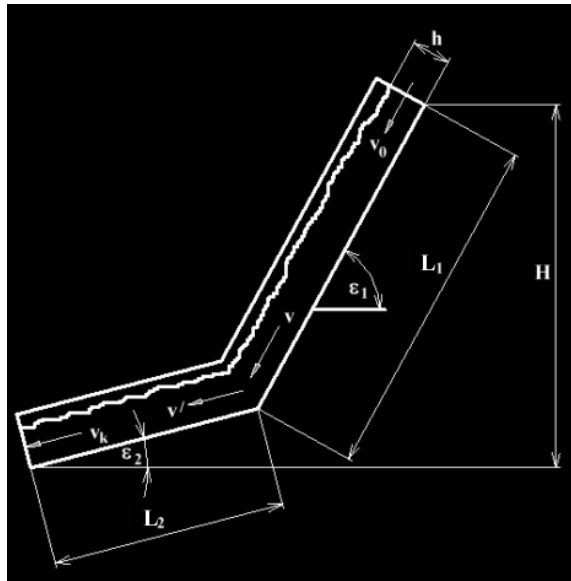
Rovnici [9.12] lze psát ve tvaru:

$$v = \left[2 \cdot g \cdot L \cdot (\sin \varepsilon - w) + v_0^2 \right]^{0,5} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad [9.13]$$

kde $w = \mu \cdot \left(\cos \varepsilon + \frac{k \cdot h}{B \cdot \cos \varepsilon} \right)$ - celkový odpor proti pohybu materiálové vrstvy ve žlabu [-].

9.2 Skluzy a žlaby lomené

Skluzy a žlaby mohou být používány ve formě tzv. lomených skluzů a žlabů viz (obr.9.4) v případě velkých výškových rozdílů dopravních úrovní a požadavku omezení konečné rychlosti na spodní úrovni.



Obr.9.4 Lomený žlab

Rychlosti v lomeném skluzu vyjádříme následovně

$$v = [2 \cdot g \cdot L_1 \cdot (\sin \varepsilon_1 - w_1) + v_0^2]^{0,5} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]},$$

$$v_k = [2 \cdot g \cdot L_2 \cdot (\sin \varepsilon_2 - w_2) + v'^2]^{0,5} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]},$$

$$\text{kde } v' = c \cdot v \cdot \cos(\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

[9.14]

c – součinitel, vyjadřující ztrátu rychlosti při přechodu z jednoho úseku žlabu na druhý, bývá $c = 0,9 \div 0,95$.

Počáteční rychlost v_0 bude záviset na způsobu přivádění materiálu na žlab.

Dopravní kapacitu (propustnost) skluzu nebo žlabu Q kontrolujeme podle vztahu:

$$Q = 3,6 \cdot S \cdot v_{\min} \cdot \rho_s \cdot k_\varphi \text{ [t} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

[9.15]

kde S – průřez dopravované materiálové vrstvy [m^2],

v_{\min} – nejmenší rychlost materiálu na skluzu nebo žlabu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$],

k_φ – součinitel plnění skluzu, žlabu $k_\varphi = 0,45 \div 0,65$.

9.3 Skluzy a žlaby šroubové

Šroubovicový skluz (žlab) je skluz (žlab) s dopravní dráhou vytvořenou na šroubové ploše, (obr.9.5). Šroubovice je uložena ve svislé rouři o stoupání h .

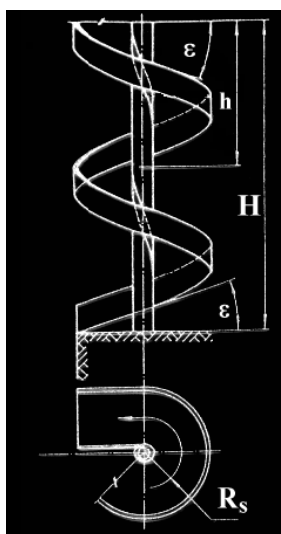
Úhel stoupání šroubového skluzu (žlabu)

$$\text{tg} \varepsilon = \frac{h}{2 \cdot \pi \cdot R_s} \geq \text{tg} \mu$$

[9.16]

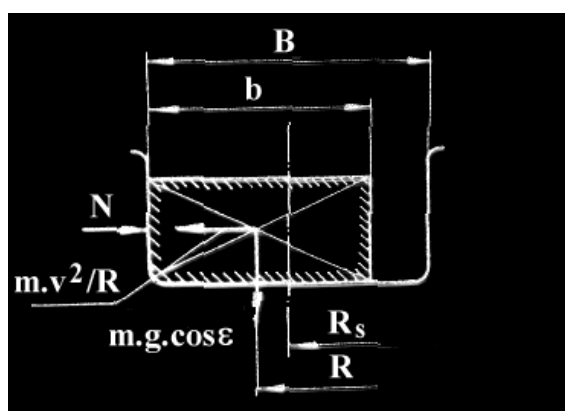
kde R_s – poloměr šroubového žlabu [m],

h – stoupání šroubovice [m].



Obr.9.5 Šroubovicový skluz

Poloměr šroubovicového žlabu R_s nabývá hodnot R_{\min} (vnitřní poloměr žlabu) a R_{\max} (vnější poloměr), viz (obr.9.6) úhel stoupání na obvodu šroubovice R_{\max} bývá $20 \div 25^\circ$. Rychlost dopravy ve šroubovicových žlebech by neměla přesáhnout $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ s ohledem na prašnost a opotřebení žlabu, zvláště vnější bočnice žlabu, která zachycuje odstředivou sílu pohybujícího se materiálu.



Obr.9.6 Žlab šroubovicového skluzu

9.4 Doprava ve spádových potrubích

Spádové potrubí světlosti $J_s = 300 \div 400 \text{ [mm]}$ je tvořeno sekcemi zpravidla 3 m dlouhými, provedenými z plechu nebo plastu. Je nejjednodušším dopravním zařízením pro svislou nebo úpadní dopravu. Padající sypký materiál dosahuje při větších dopravních dráhách značných rychlostí $4 \cdot (h)^{0,5}$, proto se ve spodní části instalují tzv. tlumící skříně pro zachycení kinetické energie padajícího materiálu. Nevýhodou je silné opotřebení potrubí, degradace materiálu a prašnost.

10. Doprava v potrubí

Doprava v potrubí (ve zvláštních případech v korytech nebo žlabech) je doprava sypkých materiálů pomocí nosného média, kterým je v obecném případě kapalina (doprava hydraulická) nebo plyn (doprava pneumatická).

10.1. Hydraulická doprava

Hydraulická doprava se uskutečňuje prouděním kapalné fáze, která unáší pevnou fázi. Pohyb kapalin je obvykle spojen s vířivým pohybem vodních částic, které jsou schopny nadnášet a unášet pevné částice ve směru proudění kapaliny. V přírodě je to jev neustále se opakující na vodních tocích. Čím větší je rychlost proudění, tím větší objem částic je vodní proud schopen pojmout a dopravovat. Využívání hydraulické dopravy je ovlivněno vlastnostmi systému, které mohou být kladné a nebo záporné. Ke kladným je možno počítat velký dopravní výkon a jednoduchost technologického zařízení. Dále je významným faktorem ekologičnost provozu a možnost vést dopravní potrubí v zastavěných aglomeracích. V neposlední řadě je mezi kladné vlastnosti nutno uvést příznivé ekonomické parametry a relativně snadnou automatizaci provozu. Negativní důsledky vyplývají z faktu, že materiál je v kontaktu s kapalinou a musí se oddělit a eventuelně i sušit. Jemné materiály se oddělují obtížně. Kapalina se musí čerpat zpět, jestliže jde o uzavřený okruh, nebo je nutno kapalinu vyčistit od příměsí materiálů, pokud se vrací do vodního toku. Rovněž riziko úniku směsi při havárii potrubí je velké. Další negativní vlastností přinášející riziko poruch je zimní provoz. Použití hydraulické dopravy se zvažuje případ od případu a ekonomická rozvaha je vždy na místě.

10.1.1. Systémy hydraulické dopravy

Dělení hydraulické dopravy je možno provést z několika hledisek.

Podle provozního tlaku dělíme hydraulickou dopravu na:

- samospádovou,
- tlakovou - podtlakovou
- přetlakovou.

Samospádová doprava je doprava gravitační, realizovaná ve žlabech, korytech nebo potrubích s volnou hladinou.

Podtlaková doprava je dopravou na krátké vzdálenosti, kdy směs kapaliny a pevné fáze proudí z míst s normálním tlakem do míst s tlakem menším (podtlakem) vyvolaným jednostupňovým čerpadlem nebo ejektorem.

Přetlaková doprava je doprava na větší a velké vzdálenosti (desítky kilometrů), kdy přetlak se získává vysokotlakými čerpadly odstředivými nebo čerpadly pístovými ve spojení s dávkovači.

Je zřejmé, že tlakovou dopravu (přetlakovou i podtlakovou) lze realizovat pouze v potrubích. Dopravní vzdálenosti dosažitelné hydraulickou dopravou jsou veliké (přes 100 km), pracovní tlaky až 15 MPa, dopravní převýšení až 800 m.

Dělení podle oběhu provozní kapaliny představuje:

- dopravu v uzavřeném okruhu,
- dopravu v otevřeném okruhu,

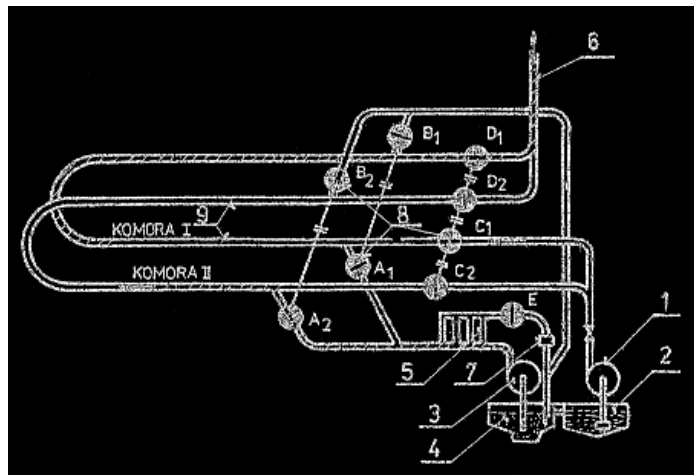
V uzavřeném okruhu kapalina cirkuluje, v otevřeném okruhu se voda nevrací a po vyčištění odchází do odpadu. Na vstupu se musí dodávat voda nová. Otevřený okruh vyžaduje dostatečný zdroj kapaliny.

Dělení podle technologického zařízení:

- doprava bagrovacími(kalovými) čerpadly,
- doprava odstředivými vysokotlakými čerpadly a dávkovači,
- doprava ejektory (hydroelevátory),
- doprava pístovými čerpadly,
- doprava v kontejnerech.

Doprava jednostupňovými (dvoustupňovými) bagrovacími čerpadly je nejjednodušší způsob dopravy. Čerpadla nasávají přímo směs kapaliny a materiálu, podmínkou je menší zrnitost materiálu než je průměr kanálu oběžného kola čerpadla. Nevýhodou je malá dopravní výška, malá životnost čerpadla a malá účinnost. Přichází v úvahu na krátké vzdálenosti.

Doprava pomocí dávkovačů a vysokotlakých čerpadel je složitější, ale dopravní výška je až 800 m a pokud se použijí pístová čerpadla,tak ještě vyšší. Používá se pro dopravu na střední a dlouhé dopravní vzdálenosti. Zrnitost materiálu musí odpovídat dopravě bagrovacími čerpadly, kterými se obvykle plní komory dávkovače. Ten bývá dvoukomorový nebo tříkomorový a pracuje na principu střídavého plnění směsí kapaliny a pevné látky a následného proplachování komor vysokotlakou kapalinou. Vysokotlaká kapalina se v podstatě nedopravuje, slouží k vytlačování obsahu komor do dopravního potrubí. Schéma trubkového dávkovače je na obr.10.1.



Obr.10.1 Schéma trubkového dávkovače

Doprava ejektory se používá na krátké vzdálenosti. Ejektory (jinak proudová čerpadla) jsou zařízení jednoduchá, nenáročná na údržbu, ale s velmi malou účinností do 20%.

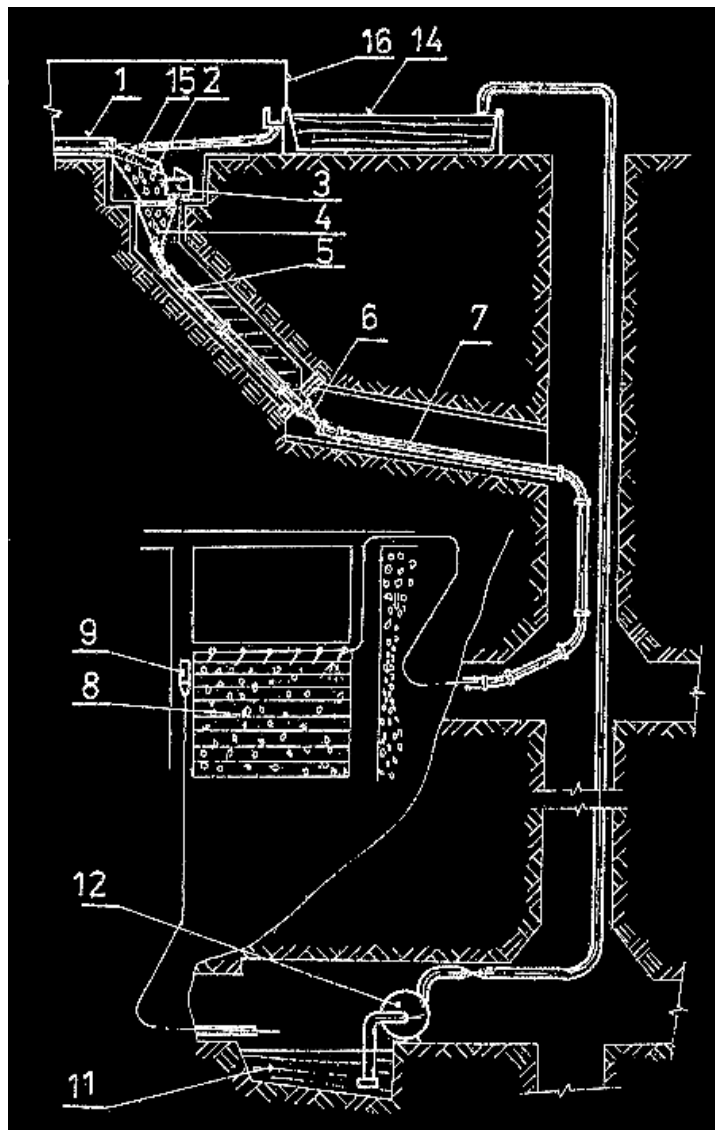
Čerpadla pístová a plunžrová se používají pro dálkovou dopravu velmi hustých jemnozrných směsí např. suspenzí uhlí, popílků apod. Protože obdobně jako u bagrovacích čerpadel prochází směs čerpadlem včetně uzavíracích ventilů, není vhodné takto dopravovat abrazivní materiály. Pístová čerpadla se vyrábějí horizontální i vertikální, dvou a třípístová.

Zvláštním případem hydraulické dopravy je doprava silně zahuštěných suspenzí jako jsou bahno, řídké kaše, malty, betony, pasty, plastické gely apod., které se chovají jinak než kapaliny (nenewtonovská kapalina). K vyvození tlaku se používají pístová čerpadla. Doprava těchto suspenzí se realizuje na kratší vzdálenosti, potrubí jsou menších průměrů a

dopravovaná množství jsou malá. Provozní tlaky jsou však vysoké do 15 MPa k překonání relativně vysokých dopravních ztrát a geodetických výšek.

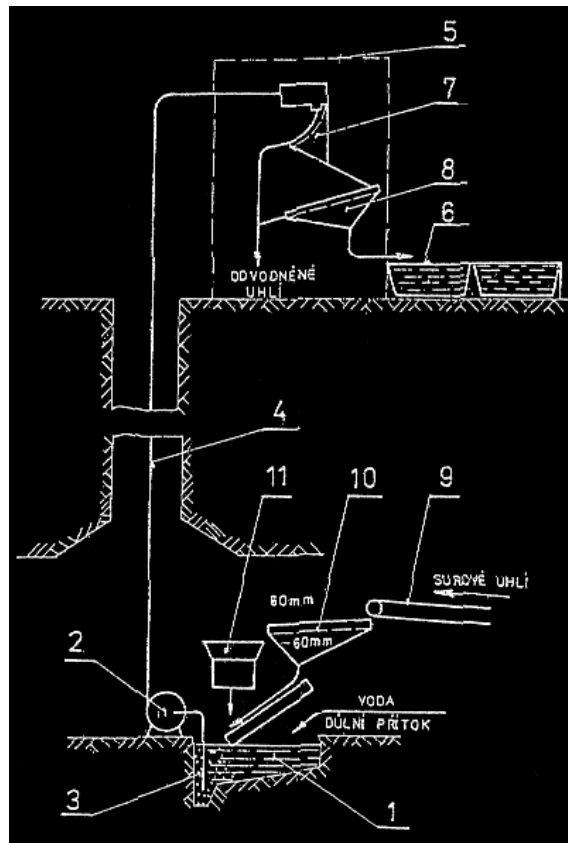
Na obr.10.2 je schematicky uveden příklad gravitační a tlakové hydraulické dopravy. Jde o skutečný případ hydraulické základky užívané v určitém časovém období i v našem uhelném průmyslu. Je obecně známo, že ke zmírnění škod vzniklých z poddolování povrchových objektů se používá zakládání vyrubaných prostor odpadní horninou. V uvedeném případě jde o zakládání vytěženým kamenem, který se po oddělení ze surového uhlí dopraví pásovým dopravníkem (1) na třídící rošt (2). Nadsítiné je drceno v drtiči (3) na výslednou zrnitost $0\div 60\text{mm}$ a společně s propadem roštu je splavováno přiváděnou vodou z násypky (4) potrubím (5 a 7) do vyrubaných prostor v dole. Další postup směsi je jen symbolicky naznačen, ale v podstatě je konec potrubí postupně směřován do vyrubaného prostoru (uhelný porub, ze kterého je vytěženo uhlí), kde kámen zůstává a voda odtéká odvodňovacím potrubím do jímky (11) v nejnižším místě úseku. Bagrovacím čerpadlem (12) je voda čerpána do jímky (14) na povrchu, která po doplnění ztrát slouží jako zdroj pro splavování. Jde tedy o dopravu v uzavřeném okruhu.

Podtlaková hydraulická doprava je prakticky bezvýznamná.

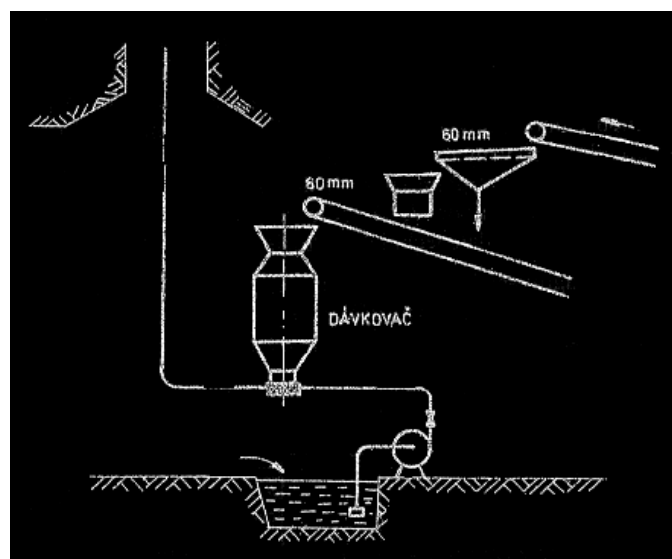


Obr.10.2 Schéma gravitační a tlakové dopravy

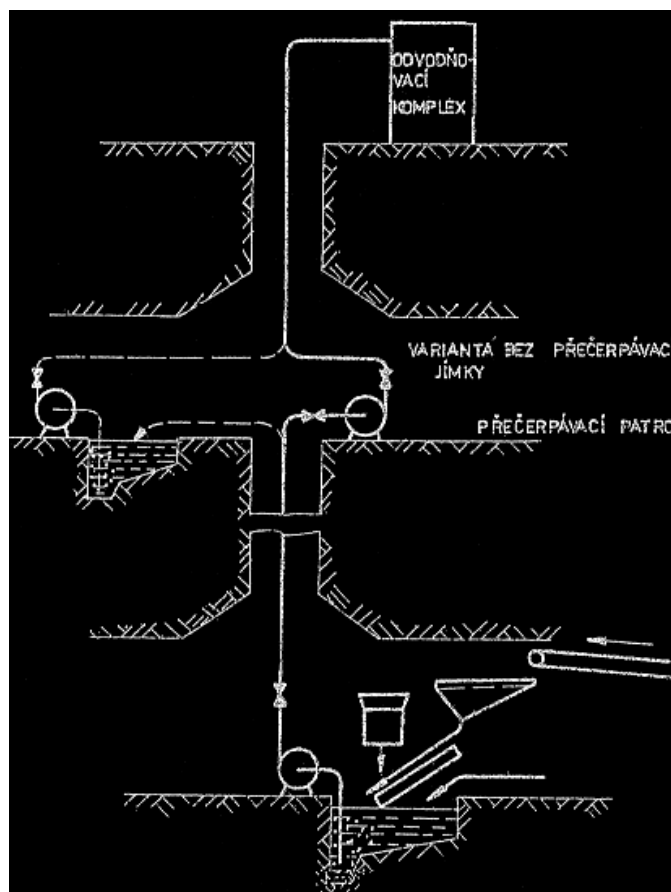
Podobně, jako je možno dopravovat materiál do dolu, lze dopravovat materiál z dolu na povrch. Lze k tomu použít bagrovacích čerpadel nebo vysokotlakých čerpadel s dávkovačem. Taková schémata jsou zobrazena na obr.10.3, obr.10.4 a obr.10.5. Podstatná je úprava dopravovaného materiálu na přijatelnou zrnitost, obvykle 0÷60mm. Slouží k tomu třídící síto a drtič (10 a 11). Jímka se speciálně upraveným dnem (1) se nazývá bagrovací podle typu čerpadla, které směs nasává (2) a potrubím (4) dopravuje na povrch do úpravy. Soustava odvodňovacích sít nerost roztřídí (7 a 8) podle velikosti zrn a voda se svádí do kalových jímek (6) Vyčrešená voda se dále technicky využije.



Obr.10.3 Schéma hydraulické dopravy bagrovacím čerpadlem z dolu na úpravnu



Obr.10.4 Schéma dopravy dávkovačem

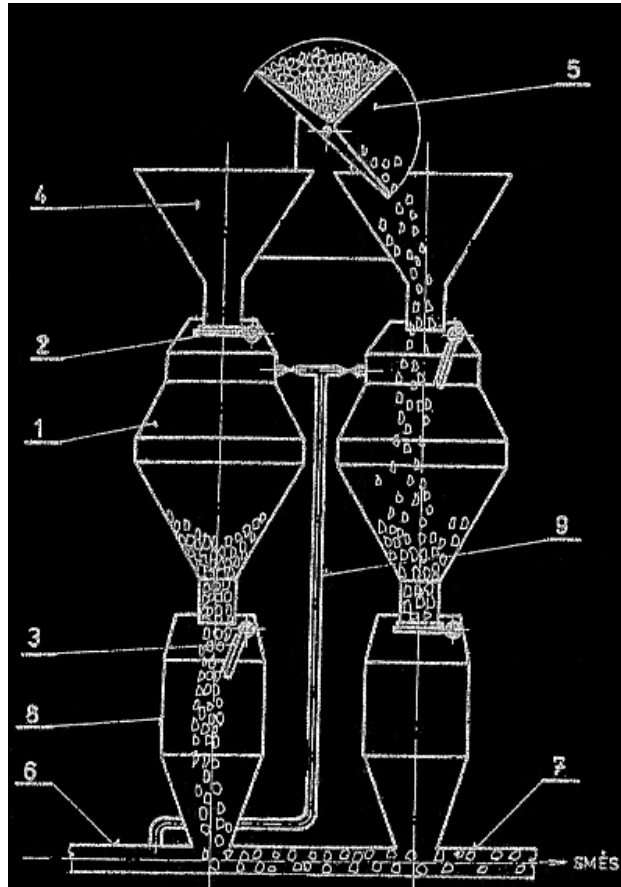


Obr.10.5 Schéma dopravy bagrovacími čerpadly, zapojenými v sérii

Dopravní výška je malá, protože bagrovací čerpadlo může být maximálně dvoustupňové. Větší dopravní výšky lze dosáhnout zapojením podle obr.10.5 nebo využitím dávkovače podle obr.10.4. Zde je ovšem zdrojem tlakové vody vysokotlaké odstředivé nebo pístové čerpadlo.

Schéma komorového dávkovače je zobrazeno na obr.10.6. Jde pouze o symbolické znázornění, ale dobře rozeznatelné jsou jednotlivé provozní fáze: plnění, vyrovnání tlaku a vyprázdnění přes směšovací komoru (8) do potrubí. Dávkovač je souměrný podle svislé osy, komory pracují střídavě a jsou plněny odměrným podavačem (5).

Doprava v kontejnerech se u hydraulické dopravy zatím nepoužívá, je však teoreticky možná. Výhody kontejnerové dopravy spočívají v tom, že se snadno dosáhne vysoké dopravní koncentrace, menších nákladů na energii a rovněž separace na konci potrubí probíhá snadněji. K nevýhodám především patří nutnost ukládat materiál do kontejnerů a komplikace při jejich zavádění do potrubí. V potrubí je tak dlouhá řada kontejnerů, jejichž pohyb zajišťuje proudění kapaliny (voda, nafta apod.) Tvar kontejnerů je různý: kulový, válcový, doutníkový, kuželový. Kontejnery mohou být vyrobeny z různých pevných materiálů nebo jsou lisovány přímo z dopravovaného materiálu. Je také možno pro snížení pasivních odporů opatřit kontejnery podvozky.



Obr.10.6 Schéma komorového dávkovače.

Kontejnerová doprava je v současné době dobře teoreticky propracována pro proudění v potrubí malých průměrů, kde nosné medium je tvořeno vodou a úspěšně proběhly pokusy s dopravou kontejnerů v naftovodech. Každému návrhu kontejnerové dopravy předchází rozsáhlá laboratorní měření.

10.1.2 Základy výpočtu hydraulické dopravy

Pro výpočet hydraulické dopravy si nejprve ujasněme některé teoretické poznatky o proudění a chování materiálu v kapalinách. Při sledování pohybu pevných částic v potrubí v závislosti na rychlosti proudění kapaliny lze pozorovat několik fází pohybu pevných částic. Je-li rychlost kapaliny nulová, pevné částice jsou usazeny na spodní stěně potrubí. Při postupném zvyšování rychlosti nenastává okamžitě i pohyb pevných částic, nýbrž tyto se začnou pohybovat až od určité rychlosti. Pohyb částic se začíná pomalým převalováním po jiných částicích, které byly až dosud v klidu, dále pohyb přechází v malé skoky (pohyb saltací). Při této rychlosti dochází k vytvoření lavic (nánosů). Vytvořená lavice zúží průřez potrubí, proto se nad ní zvýší rychlost a částice jsou udržovány ve vznosu. Lavice se převalují a mění polohu. S rostoucí rychlostí se lavice zmenšují až při kritické rychlosti se dostávají všechny částice do vznosu a jsou unášeny proudem kapaliny. Tímto stavem je definována tzv. **kritická rychlost**, tj. rychlost při které začíná usazování částic a tvorba nánosů na spodním dně potrubí, tedy je to zároveň nejnižší možná provozní rychlost. Tato rychlost je odvozena v závislosti na mnoha dalších veličinách, a je tím větší, čím větší a těžší jsou částice dopravovaného materiálu.

Mechanismus vznášení pevných částic v horizontálním potrubí při turbulentním režimu proudění (při nadkritické rychlosti) nebyl dosud uspokojivě matematicky vyřešen, proto pro určení kritické rychlosti existují empiricky stanovené vztahy, které obvykle platí v určitých podmínkách. Při projektování hydraulické dopravy je údaj o kritické rychlosti velmi důležitý. Provozní dopravní rychlost se volí a udržuje přibližně 10% vyšší než je vypočtená kritická rychlost pro dané podmínky. Při poklesu rychlosti ke hranici kritické rychlosti hrozí postupně, až úplné zanesení potrubí a zastavení průtoku. Tento stav představuje havárii dopravního systému. Na druhé straně rychlost výrazně vyšší než kritická znamená sice provozní jistotu, ale vyšší ztráty třením a vyšší opotřebení čerpadel, potrubí a armatur.

Dvoufázové proudění v potrubí (kapalina a voda) je matematicky i fyzikálně složitý problém. Přesto je zapotřebí stanovit základní veličiny (s postačující přesností), aby mohla být projektována technologická zařízení. Mezi základní veličiny, které definují parametry hydraulické dopravy počítáme:

- Q_{sm} - objemové množství směsi [$m^3 \cdot h^{-1}$],
- Q_m - objemové množství materiálu [$m^3 \cdot h^{-1}$],
- Q_o - objemové množství kapaliny [$m^3 \cdot h^{-1}$].

$$\text{Platí vztah: } Q_{sm} = Q_m + Q_o \quad [10.1]$$

v_{sm} - dopravní rychlost směsi v potrubí [$m \cdot s^{-1}$] o průměru D [m].

$$\text{Platí vztah: } v_{sm} = \frac{Q_{sm}}{900 \cdot \pi \cdot D^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad [10.2]$$

v_{kr} - kritická rychlost směsi v potrubí [$m \cdot s^{-1}$].

$$\text{Doporučený vztah: } v_{sm} \geq 1,1 \cdot v_{kr} \quad [10.3]$$

c_v - objemová (dopravní) koncentrace materiálu ve směsi [-].

$$\text{Platí vztahy: } c_v = \frac{Q_m}{Q_{sm}} = \frac{Q_m}{Q_m + Q_o} \quad [10.4]$$

$$Q_o = \frac{Q_m (1 - c_v)}{c_v} \quad [10.5]$$

Ponořením materiálu do kapaliny vznikne směs definovaná objemovou koncentrací c_v . Koncentrace objemová je vyjádřena jako poměr *objemu* pevné fáze k *objemu* směsi na rozdíl od koncentrace hmotnostní, což je poměr *hmotnosti* pevné fáze k *hmotnosti* směsi. Poměr hmotnosti nebo objemu pevné fáze a hmotnosti nebo objemu kapaliny ve směsi se jmenuje konzistence (objemová nebo hmotnostní). Koncentrace objemová, definovaná podle ČSN 011320, se označuje c nebo c_v a používá se jako obecný pojem (bez udání další specifikace) v % nebo jako desetinné číslo. Nulová koncentrace představuje čistou kapalinu, koncentrace blízká jedničce znamená silně zahuštěnou směs (suspenzi).

Ve výpočetních vztazích se dále vyskytují vztahy pro:

$$\text{Reynoldsovo číslo } R_e = \frac{v_{sm} \cdot D}{\gamma} \quad [-], \quad [10.6]$$

kde γ - kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$].

$$\text{Froudovo číslo } F_r = \frac{v_{sm}}{\sqrt{g \cdot D}} \quad [-]. \quad [10.7]$$

měrné hmotnosti ρ_m , ρ_o , ρ_{sm} materiálu, kapaliny a směsi [$kg \cdot m^{-3}$].

Vyjádření koncentrace pomocí měrných hmotností:

$$c_v = \frac{\rho_{sm} - \rho_o}{\rho_m - \rho_o} \quad [10.8]$$

Dopravní rychlost je rychlost směsi v potrubí. Částice pevné fáze se může pohybovat různým směrem. Svisle dolů sedimentační rychlostí (působení vlastní tíže částice), svisle vzhůru rychlostí vznosu a pokud jsou obě rychlosti v rovnováze, pohybuje se částice ve směru proudění kapaliny. Rychlost proudění kapaliny je pro hydraulickou dopravu důležitou veličinou, jak bylo vysvětleno u pojmu kritická rychlost. Rychlost vznosu souvisí s pojmem turbulence kapalinového proudu. Turbulence nastává, překročí-li rychlost kapalinového proudu kritickou hodnotu Reynoldsova čísla. Jde o hranici přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním. Turbulence vodního proudu vyvolává vznosové síly, které způsobují, že pevné částice se ve vodním proudu vznášejí. Značnou roli zde sehraávají další parametry – velikost a tvar částic a samozřejmě také měrná hmotnost materiálu částic. Velké a těžké částice se pohybují převážně klouzáním po spodní stěně potrubí nebo saltací (skokem). Přítomnost pevných částic má naopak vliv na kinematiku a dynamiku proudění a projevuje se zejména tím, že se zvětšuje vnitřní tření směsi a dále zmenšuje velikost turbulentních pulsací tj. klesá intenzita turbulence, neboť jistá část pulzační energie je spotřebována na udržení částic ve vznosu.

Tlakový spád je vedle rychlosti dalším důležitým výpočetním údajem. Je funkcí více veličin, z nichž uveďme ty nejdůležitější: dopravní rychlost, drsnost a průměr potrubí, koncentrace a velikost částic. Jedna z teorií (Durandova) popisuje tlakový spád rovnicí:

$$i_{sm} = i_o (1 + \varphi \cdot c_v) \quad [m \cdot m^{-1}] \quad [10.9]$$

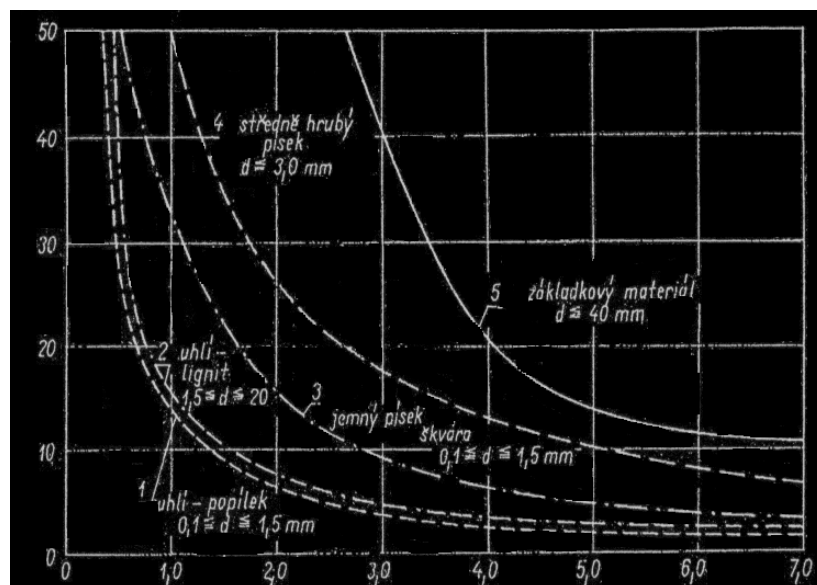
kde i_{sm} - tlakový spád směsi, vyjádřený ztrátou tlaku na jeden metr délky potrubí,

i_o - tlaková ztráta při proudění čisté kapaliny $[m \cdot m^{-1}]$,

c_v - objemová koncentrace [-],

φ - Durandova funkce.

Součinitelé určující funkci φ jsou experimentálně stanoveny. Obvyklé grafické vyjádření funkční závislosti $\varphi = f(F_r)$ je $\varphi = a \cdot F_r^b$ případně $\varphi = a_0 + a_1 \cdot F_r + a_2 \cdot F_r^2 + a_3 \cdot F_r^3 + a_4 \cdot F_r^4 + \dots$ je na (obr.10.7). Hodnoty byly stanoveny experimentálně na hydraulických laboratorních zařízeních.



Obr.10.7 Durandova funkce pro různé materiály

Hodnota tlakového spádu rozhoduje o parametrech tlakového zdroje, tedy čerpadla. Kromě tlakové ztráty vztažené na 1m dopravního potrubí započítávají se ztráty místní vyplývající z tvarových kusů v dopravním potrubí (oblouky, zúžení, armatury apod.) a ztráty vyplývající z překonání geodetické výšky. Ty mohou být kladné i záporné. Součet všech ztrát určuje velikost potřebného tlaku čerpadla. Obecně platí, že tlaková ztráta (dopravní výška čerpadla) roste s dopravní rychlostí, velikostí zrn materiálu, měrnou hmotností a koncentrací materiálu a dále s drsností stěn potrubí a počtem místních ztrát.

Měrná tlaková ztráta směsi se vypočte ze vztahu [10.9], jestliže umíme stanovit i_o , což lze s využitím nomogramů nebo ze vztahu:

$$i_o = \frac{\lambda \cdot v_{sm}^2}{2 \cdot g \cdot D} \quad [\text{m} \cdot \text{m}^{-1}] \quad [10.10]$$

kde λ - součinitel odporu pro čistou kapalinu, $\lambda = f(\text{Re})$.

0,025 pro $D = 0,15 \text{ m}$,

0,018 pro $D = 0,20 \text{ m}$,

0,016 pro $D = 0,25 \text{ m}$.

Dopravní výška čerpadla (jiného tlakového zdroje) se stanoví ze vztahu:

$$H_d = H_g \cdot \frac{\rho_{sm}}{\rho_o} + k \cdot L \cdot i_{sm} \quad [\text{m vod.sloupce}] \quad [10.11]$$

kde součinitel k zahrnuje místní ztráty (1,1÷1,15),

H_g – je výškový rozdíl mezi hladinou sací jímky a výtokem z potrubí, tzv. geodetická výška [m],

L – délka potrubní trasy [m].

10.2 Pneumatická doprava.

Proudící dispersní soustava pevná fáze – plyn (vzduch) je z fyzikálního hlediska velmi příbuzná hydraulické dopravě. Některé závislosti jsou proto podobné nebo dokonce stejné, s tím, co bylo uvedeno u hydraulické dopravy. S ohledem na to, že nosné médium je vzduch (plyn), budou ve výpočtech i reálných provedeních některé základní rozdíly. Plyn (vzduch) je na rozdíl od kapaliny stlačitelný a proto do výpočtu vstupuje stavová rovnice, tedy další proměnné veličiny. Hustota plynného média je menší než hustota kapaliny, a k vyvolání vztlakových sil je potřeba podstatně vyšších rychlostí. Tím se na výpočtech podílejí také setrvačné síly. Tyto dva rozdíly velmi komplikují teoretické výpočty pneumatické dopravy. Přesto je použití pneumatické dopravy velmi rozsáhlé. Uplatňuje se prakticky ve všech průmyslových odvětvích. Systémy pneumatické dopravy lze rozdělit podle funkce, podle uspořádání, podle tlaku.

Podle funkčního hlediska se jedná o dopravu

- potrubím,
- pneumatickými žlaby
- zařízení pro vyprazdňování nebo homogenizaci zásobníků
- na vzduchovém polštáři.

Podle uspořádání jde o **potrubní systémy** otevřené a uzavřené, podobně jako u hydraulické dopravy. V dopravních systémech uzavřených plyn neustále obíhá a jsou jen doplňovány ztráty.

Podle tlaku jde o potrubní systémy:

- přetlakové,
- podtlakové.

Potrubní doprava je vhodná pro dopravu vodorovnou, svislou i šikmou s libovolně komplikovaným vedením dopravní trasy. Systém je vhodný k zavedení vysoké automatizace provozu a má relativně nízké provozní náklady. Příznivý je ekologický aspekt u dopravy prašných materiálů, případně zdraví škodlivých substrátů.

Výhodou podtlakových potrubních systémů je to, že mohou materiál odebírat z více míst a přemístit jej do místa jednoho. Naproti tomu přetlakové systémy jsou vhodné i pro přemístění materiálu z jednoho místa do více míst. K přemístění materiálu z více míst do více míst se používají systémy kombinované.

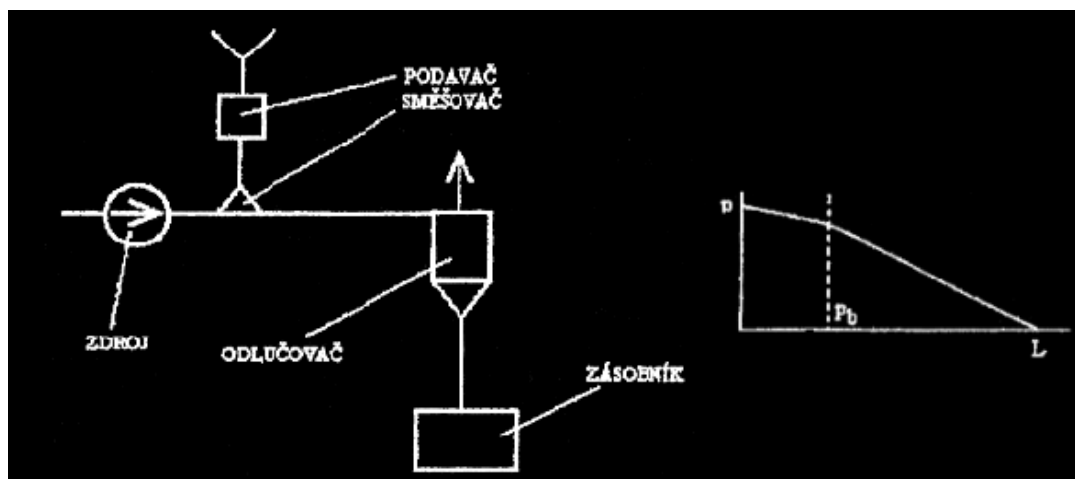
Čeřící systémy jsou vždy přetlakové a nízkotlaké. Zrna materiálu ve žlabu jsou proudícím vzduchem oddělována, čímž se docílí odstranění vnitřního tření materiálu a materiál se v mírně skloněném žlabu (5 až 6°) chová jako kapalina.

Doprava na vzduchovém polštáři je poněkud odlišným systémem pneumatické dopravy a proto jí bude věnována samostatná kapitola.

10.2.1 Technologická zařízení pneumatické dopravy

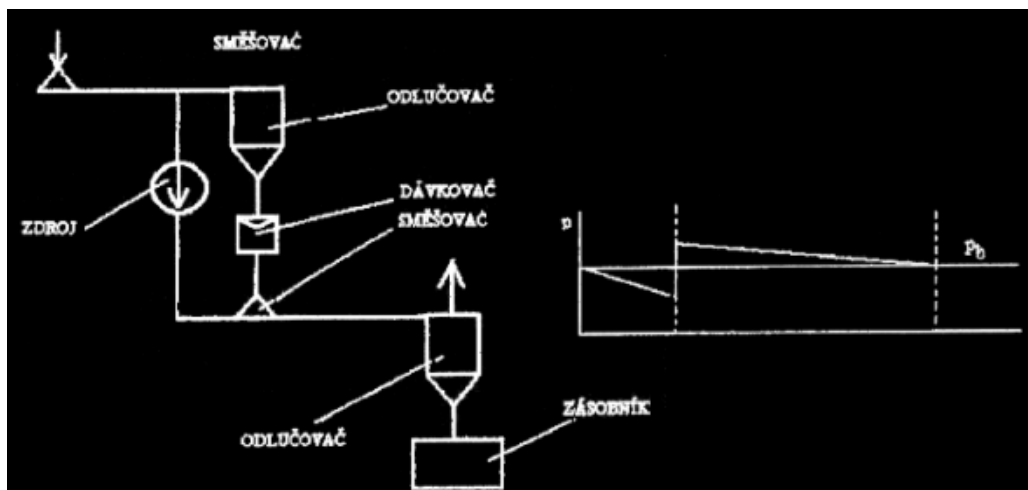
Z toho, co bylo zatím k pneumatické dopravě uvedeno je zřejmé, že materiál je v potrubí dopravován vířením nebo smykem. Doprava vířením se používá pro suché volně ložené materiály jako je obilí, cement, prach, popílek, piliny, apod. Doprava smykem se uplatňuje hlavně jako potrubní pošta.

Nejběžnějším pneumatickým systémem je přetlakový systém. Dopravní plyn se nasává zdrojem, stlačuje se a dále se vede rozvodem dopravního plynu do směšovače, do kterého se současně dávkuje materiál. Dávkovací zařízení je mechanické. Ve směšovači dochází ke zvírání materiálu, který s plynem proudí potrubím do místa určení, kde v odlučovači se odfiltruje plyn a materiál se umístí do zásobníku. Princip dopravy je znázorněn na obr.10.8.



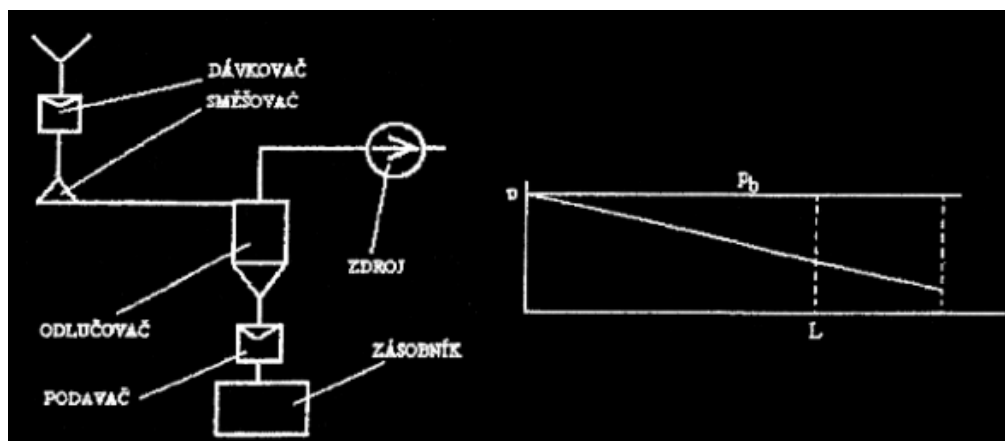
Obr.10.8 Schéma a průběh tlaku u přetlakové dopravy

U podtlakových systémů pneumatické dopravy je zdroj podtlaku umístěn na výfukové straně systému obr.10.9. Dopravní plyn se nasává přímo do směšovače, kde se mísí s materiálem a proudí podtlakovým potrubím do odlučovacího zařízení. Materiálu zbavený plyn je nasáván z odlučovače a vyfukován do atmosféry.



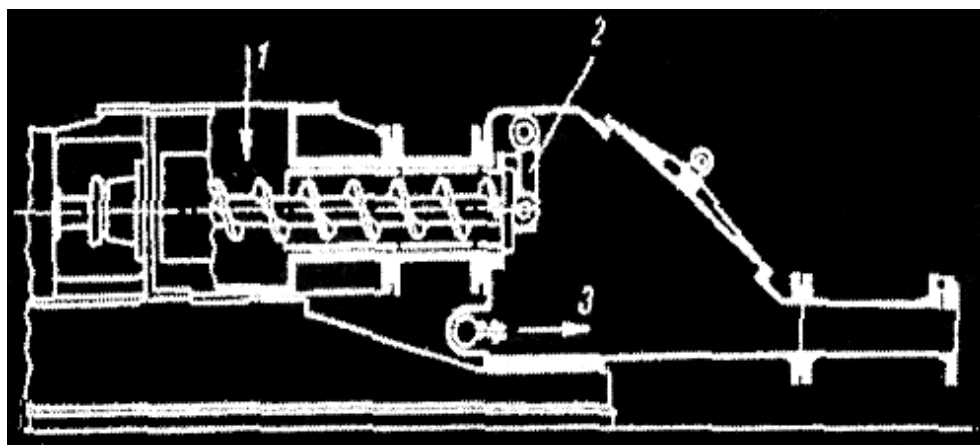
Obr.10.9 Schéma a průběh tlaku u podtlakové dopravy

Smíšený systém sestává v první části z podtlakové dopravy a ve druhé části z přetlakové při jednom zdroji. Tak se spojí výhody obou systémů. Schéma viz obr.10.10.



Obr.10.10 Schéma a průběh tlaku u smíšeného systému

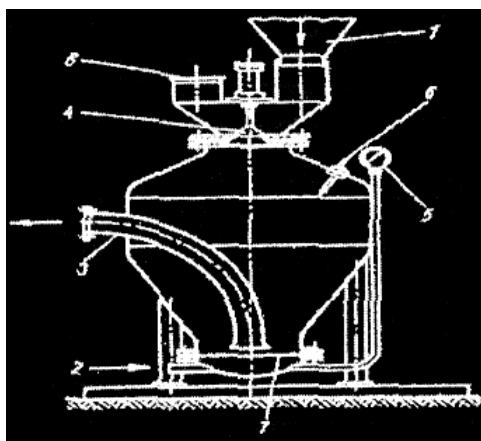
Jako zdroj pneumatických systémů slouží ventilátory (axiální, radiální, diagonální) nebo objemové kompresory (pístové, rotační, šroubové) a konečně turbokompresory (axiální, radiální).



Obr.10.11 Fullerovo čerpadlo

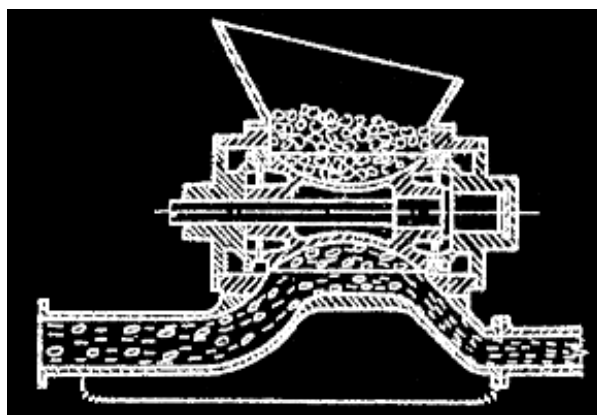
Důležitým článkem systému jsou **směšovače**, tedy zařízení ve kterých dochází k míšení obou fází (plyn, materiál). Používají se směšovače gravitační, ejektorové, komorové a rotační (komůrkové). Jedno z nejstarších zařízení je Fullerovo čerpadlo, které patří mezi rotační směšovače. Toto čerpadlo je zobrazeno na obr.10.11. Směšovací komora je oddělena zpětnou klapou (2) od prostoru se sypkou hmotou (1). Plyn proudí do komory tryskou z tlakového potrubí (3).

Dávkovač s komorovým směšovačem je dosti používané zařízení při dopravě sypkých materiálů. Příklad provedení je na obr.10.12. Materiál vstupuje do komory s kuželovým uzávěrem (4). Po uzavření komory je přiveden potrubím (2) tlakový vzduch, který proudí dopravním potrubím (3) a strhává do proudu materiál. Tento průběh není plynulý, pokud nepracují dva nebo tři dávkovače do jednoho potrubí. Každý dávkovač má ve svém cyklu několik fází, pouze v jedné fázi dochází k dopravě materiálu.



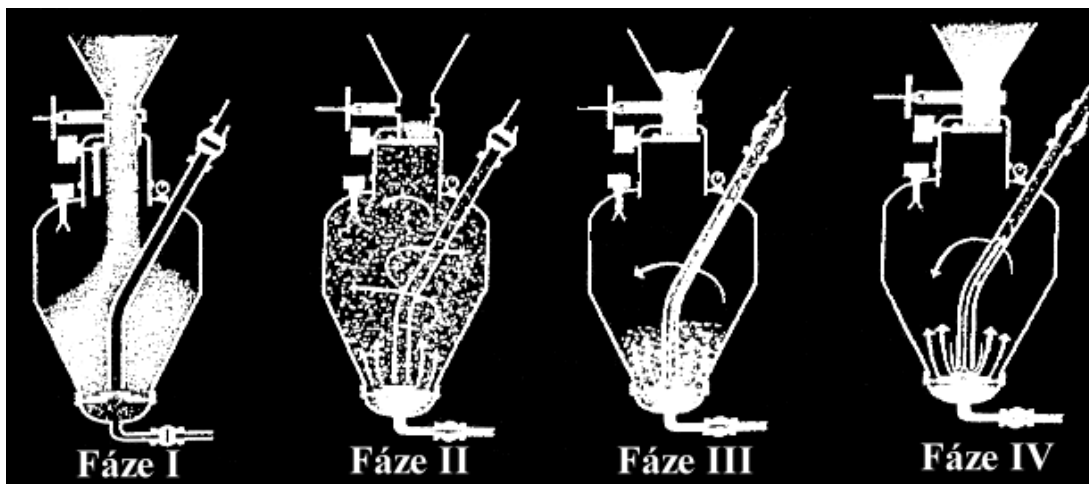
Obr.10.12 Komorový směšovač pro pneumatickou dopravu

Jiné provedení komorového směšovače je znázorněno na obr.10.13.



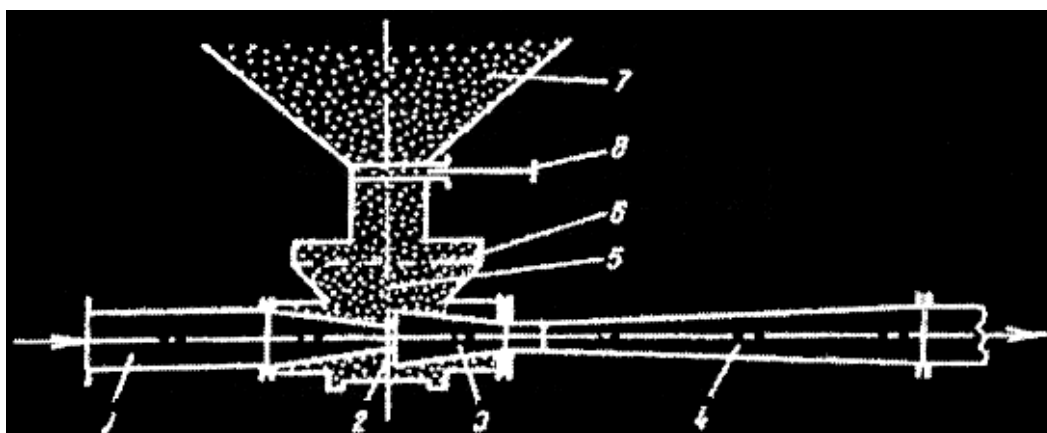
Obr.10.13 Příklad provedení komorového směšovače

Komorové podavače (obr.10.14) jsou jednodušší variantou dávkovačů a tvoří součást přepravních prostředků, ať již na koleji nebo na automobilovém podvozku. Obsah těchto přepravníků lze snadno a rychle vyprázdnit pneumatickými podavači podobně jako u stabilních komorových dávkovačů. Pro značné výhody a malou pracnost se tento způsob volně ložených materiálů značně rozšířil. Přepravují se tak suché jemnozrnné materiály, jako jsou popílek, cement a jiné mleté technické suroviny.



Obr.10.14 Fáze komorového dávkovače

Ejektorové směšovače pracují průběžně. Princip je schematicky znázorněn na obr.10.15. Mísení nastává v místě 2, kde je vlivem ejektorového účinku podtlak. Účinnost ejektorového směšovače je nízká a praktické využití je malé.



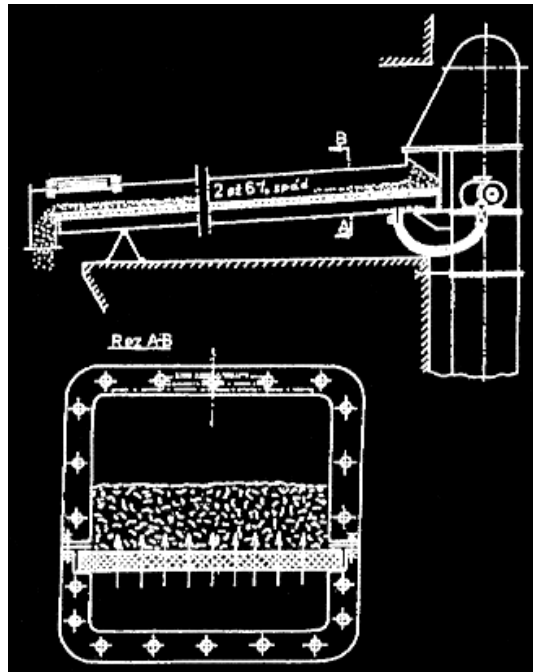
Obr.10.15 Ejektorový směšovač – schéma.

Pro dopravní potrubí se používá převážně ocelových bezešvých trubek s navařovanými přírubami. Pro potrubní poštu lze použít trubek umělohmotných nebo skleněných. Důležité jsou spoje, které musí mít dobrou průchodnost a odpovídající průměr. Armatury jsou umísťovány na trasách minimálně a mají speciální konstrukci. Změna trasy je řešena přestavitelnou potrubní rozbočkou, která může být i vícecestná.

Na konci dopravní trasy se umísťuje odlučovač. O konstrukci odlučovače rozhoduje zrnitost a abrazivnost materiálu a koncentrace. Může to být usazovací komora, cyklón nebo filtr. U potrubní pošty je to jednoduchý drátěný koš, který zachytí kontejner. Oblouky dopravního potrubí zasluhují zvláštní pozornost, protože jsou zdrojem ztrát a jsou vystaveny opotřebení.

Na poněkud jiných principech pracuje doprava provzdušněného materiálu. Plyn se přivádí pórovitou podložkou pod materiál, který zvedá a provzdušňuje. Částice materiálu jsou ve vznosu, ale nepohybují se, jsou fluidizovány. Charakteristický je rozdíl tlaku plynu pod a nad vrstvou materiálu. Pohyb materiálu nastane při sklonu žlabu (obr.10.16). Pro uskutečnění fluidizace je důležitá pórovitá přepážka, která slouží jako ložná plocha pro materiál.

Nejvhodnější jsou keramické materiály. Vlastností fluidizované vrstvy se používá s výhodou k dopravě jemných sypkých hmot tzv. pneumatickými žlaby. Vlivem fluidizace začne proudit materiál v otevřeném skloněném korytu jako tekutina. Z tohoto pohledu se jedná o jakýsi přechodový stav mezi materiálem v klidu a materiálem ve vznosu při tlakové pneumatické dopravě v potrubí.



Obr.10.16 Příčný a podélný řez čerčícím žlabem

Zcela zvláštní je doprava kontejnerová, kde je materiál uložen v pouzdrech (kontejnerech) nebo je do tvaru kontejneru vhodně upraven (lisování, odlévání apod.). K pohybu kontejneru v potrubí dochází na základě tlakového rozdílu před a za kontejnerem. Kontejner tvoří v potrubí píst, který je plynem tlačěn. Příklad provedení přepravního pouzdra je na obr.10.17.

Obdobou je tzv. doprava pneumohydraulická, kde je obdobný píst tvořen určitou dávkou kašovitě směsi materiálu a tekutiny a je stlačeným plynem tlačěn dopravním potrubím. Přitom dochází k urychlování materiálu v souladu s rozpínáním (expansí) stlačeného plynu. Této dopravy se používá k dopravě betonových, maltových nebo popílkových směsí. Teoreticky je problém ještě složitější protože jde v podstatě o třífázovou dopravu.



Obr.10.17 Přepravní pouzdra (kontejnery)

10.2.2 Základní výpočty pneumatické dopravy

Definice některých základních veličin není u pneumatické a hydraulické dopravy stejná.

Rychlost dopravního plynu je vždy větší než rychlost částic materiálu. Rozdíl těchto rychlostí:

$$s = v_v - v_p \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad [10.12]$$

kde v_v – rychlost vzduchu $\text{[m.s}^{-1}\text{]}$,

v_p – rychlost dopravovaného materiálu $\text{[m.s}^{-1}\text{]}$.

Je označováno s jako absolutní skluz a rovná se svou velikostí rychlosti obtékání pevné částice. Kritická rychlost je podobně jako u hydraulické dopravy funkcí řady veličin (průměr potrubí, koncentrace nebo směšovací poměr, měrná hmotnost materiálu, velikost zrna, tvar zrna atd.). Vyčíslení je obtížné.

Přibližně lze kritickou rychlost vypočítat z empirického vzorce:

$$v_{kr} = c \cdot (\xi \cdot a \cdot g \cdot D)^{0,5} \text{ [m.s}^{-1}\text{]} \quad [11.13]$$

kde c , ξ jsou konstanty pro dopravovaný materiál.

Hodnoty stanovené pro dopravu zakládky (drcený kámen):

| c | materiál |
|----------|---------------------------|
| 0,1 | Suchý prach |
| 0,25 | Vlhký prach |
| 0,3 | Zrnitý materiál (2÷10 mm) |
| 0,4 | kusy |

| ξ | materiál |
|----------|--------------------|
| 30÷40 | Prachový materiály |
| 20 | Zrnitý materiál |

Velmi důležitou veličinou pneumatické dopravy je směšovací hmotnostní poměr:

$$c_m = \frac{\rho_{mp}}{\rho_{mv}} \text{ [-]} \quad [10.14]$$

kde c_m – směšovací hmotnostní poměr (hmotnostní konzistence),

ρ_{mp} – měrná hmotnost materiálu $\text{[kg.m}^{-3}\text{]}$,

ρ_{mv} – měrná hmotnost vzduchu $\text{[kg.m}^{-3}\text{]}$.

Tato bezrozměrná veličina má stejný význam jako objemová koncentrace u hydraulické dopravy.

Podíl ρ_{mp} a rychlosti materiálu v_p je hmotnost materiálu připadající na jednotku délky potrubí, je označován q_p .

Podobně lze definovat q_v pro dopravní plyn.

Při pneumatické dopravě provzdušněného materiálu se zavádí další veličina, tzv. mezerovitost nebo pórovitost ε , což je poměr objemu volného plynu k celkovému jednotkovému objemu směsi.

$$\varepsilon = \frac{V_v}{V_s} \quad [10.15]$$

Mezi pórovitostí a objemovou koncentrací platí vztah:

$$\varepsilon = 1 - c_v \quad [10.16]$$

Nejdůležitější veličinou je tlakový spád. Jak již bylo řečeno, výpočet je složitý a v rámci těchto skript se omezíme na vyjmenování jednotlivých složek, které v souhrnu tvoří hodnotu tlakového spádu, nebo-li ztrát tlaku při proudění materiálu a plynu potrubím. Tento spád je rozhodující pro volbu systému a zdroje tlaku.

Ztráta při proudění vodorovným potrubím.

Podobně jako u hydraulické dopravy se tato ztráta skládá z hodnoty vzniklé prouděním čistého plynu a přírůstků v důsledku proudění pevné fáze.

$$dp_s = dp_v + dp_p \quad [10.17]$$

K tomuto tlakovému spádu je nutno přičíst ztráty vzniklé třením, urychlením a zvedáním materiálu v šikmých a svislých úsecích dopravního potrubí. V kolenech a zúžených místech, jakož i spojích vlastního potrubí vznikají místní ztráty, které rovněž je nutno započíst do tlakového spádu.

Vzniklé diferenciální vyjádření tlakového spádu, je řešitelné integrací rovnice při započtení rovnice stavové a rovnice kontinuity. Pokud se neprovedou určitá zjednodušení, je výpočet obtížný, vhodný pro numerický výpočet s využitím počítačových programů.

Přibližně lze tlakovou ztrátu stanovit vztahem:

$$\Delta P = \Delta p + \Delta p_d + \Delta p_n + \Delta p_m \quad [\text{kPa}] \quad [10.18]$$

Ztráta při proudění ve vodorovném potrubí:

$$\Delta p = \Delta p_0 \cdot \left(1 + c_0 \cdot \xi \cdot \frac{a \cdot g \cdot D}{v^2} \right) \quad [10.19]$$

kde Δp_0 – ztráty tlaku při proudění čistého vzduchu (z tabulek),

c_0 – konstanta $0,1 \div 0,075$ (pro materiály větších zrn – větší hodnoty).

Ztráta dynamická:

$$\Delta p_d = \frac{v^2}{2 \cdot g} \cdot \rho_0 \cdot (1 + \beta \cdot \xi) \cdot 10^{-4} \quad [10.20]$$

kde $\beta \in (0,5; 0,85)$ (pro práškové materiály větší hodnoty).

Ztráty zvedáním materiálu:

$$\Delta p_n = (1 + \xi) \cdot \rho_0 \cdot H \cdot 10^{-4} \quad [10.21]$$

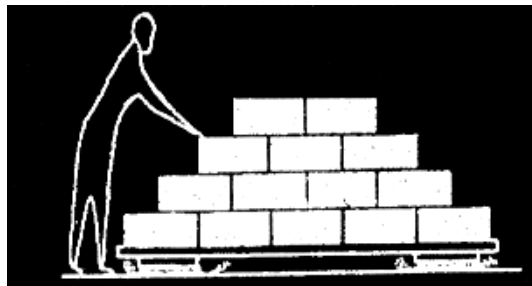
kde H – výškový rozdíl [m],

Δp_m – ztráty v plnicím zařízení ekvivalentní ztrátě oblouku 90° ($2 \div 3$ kPa).

10.2.3 Doprava na vzduchovém polštáři

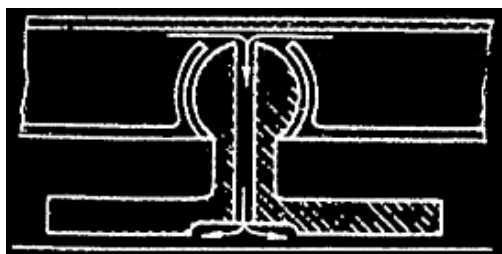
Stlačený vzduch jako dopravní médium, ale zároveň zdroj tlaku, umožňuje řadu aplikací. Všechny nelze ani vyjmenovat. Uveďme tedy některé příklady:

- vzduchová paleta,
- vzduchová podlaha,
- vzduchový stůl,
- vzduchový dopravník.

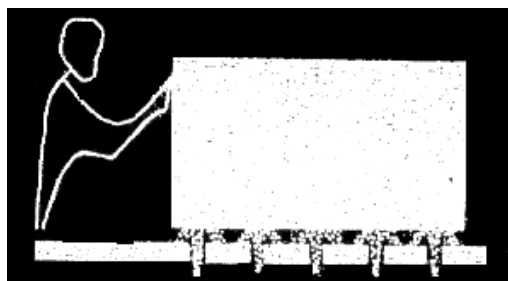


Obr.10.18 Princip dopravy na vzduchovém polštáři

Všem těmto aplikacím je společné to, že využívají tlaku vzduchu k mírnému nadzvednutí břemene a tím odstranění smykového tření mezi břemenem a podložkou. Podložka musí být rovná a pokud možno bezprašně upravená. Přemisťovaná břemena musí mít spodní plochu rovnou. Pohyb břemen je možno uskutečnit snadno lidskou rukou. Zatímco přepravu velmi těžkých a objemných břemen lze uskutečnit pomocí vzduchových palet (obr.10.18) speciálními disky (obr.10.19), vzduchová podlaha (i vzduchový stůl obr.10.20) jsou opatřeny tryskami, jimiž proudí vzduch vzhůru.



Obr.10.19 Speciální disky vzduchových palet



Obr.10.20 Princip vzduchového stolu

Vzduchový dopravník (obr.10.21) je opatřen tryskami, skloněnými ve směru pohybu břemen. Stlačený vzduch v tomto případě nejen odstraňuje tření, nýbrž i posouvá břemena.



Obr.10.21 Princip vzduchového dopravníku

Seznam literatury

- [1] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Skriptum VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2001.
- [2] Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. SNTL ALFA 1979.
- [3] Janalík, J.: Potrubní a pneumatická doprava. Skriptum VŠB-TU Ostrava, Ostrava 1999.
- [4] Patrman, F.: Doprava v hutích I. a II., Skriptum VŠB-TU Ostrava, Ostrava 1984.
- [5] ČSN 26 0001 Dopravní zařízení (Názvosloví a rozdělení), Praha 1985.